

ВІСНИК

ОДЕСЬКОГО
ДЕРЖАВНОГО
МОРСЬКОГО
УНІВЕРСИТЕТУ



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ УКРАЇНИ



ВІСНИК

ОДЕСЬКОГО ДЕРЖАВНОГО
МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ

*Актуальні проблеми теорії корабля.
Проектування суден та їх конструкцій*

3'99

ББК 39.42-011я43
В635
УДК 629.12.001(082)

Головний редактор:
д-р техн. наук., проф., акад. *Ю. Л. Воробійов*

Редакційна колегія:
д-р техн. наук, проф., акад. *В. Г. Івановський*, д-р техн. наук, проф.
В. В. Козляков, д-р техн. наук, проф., акад. *М. В. Олійник*, д-р
техн. наук, проф. *В. Д. Свдокінов*, д-р екон. наук, проф., акад.
Є. М. Восвудський, канд. техн. наук, проф. *О. І. Стальніченко*,
Г. І. Смилова (відповід. секретар).

Сборник содержит работы по актуальным проблемам теории корабля, проектирования современных и перспективных типов судов и их конструкций, результатам теоретического и экспериментального исследования рабочих процессов в основных элементах судовых энергетических установок.

Збірник містить роботи по актуальним проблемам теорії корабля, проєктування сучасних та перспективних типів суден та їх конструкцій, результатам теоретичного та експериментального дослідження процесів в основних елементах суднових енергетичних установок.

The issue holds the collection of works on up-dated problems of: theory of ship; architecture of modern and forthcoming types of vessels and their structures; results of theoretical and experimental researches of working processes in ship power plants.

*Друкується за ухвалою Вченої ради
Одеського державного морського університету*

Адреса редакційної колегії:
270029, м. Одеса, вул. Мечникова, 34

В 2705140300-076 Без оголош.
549-99

ISBN 966-549-256-X

© Одеський державний
морський університет, 1999

ПОТЕНЦИАЛ СКОРОСТЕЙ ПРИ ВЕРТИКАЛЬНОЙ КАЧКЕ ПЛОСКОГО СУДНА, ПЛАВАЮЩЕГО БЕЗ ХОДА НА ГЛУБОКОЙ ВОДЕ

Ю.Л. Воробьев

Пусть судно совершает, плавая без хода на тихой глубокой воде, вертикальные гармонические колебания с единичной амплитудой скорости $v(t) = \cos \sigma t$. Жидкость считаем идеальной и несжимаемой, а ее возмущенное движение потенциальным. Потенциал возмущенных скоростей жидкости $\Phi(x, y, z, t)$ представим в виде суммы

$$\Phi(x, y, z, t) = \Phi_c(x, y, z) \cos \sigma t + \Phi_s(x, y, z) \sin \sigma t. \quad (1)$$

Будем считать корпус судна "плоским" [4], полагая, что $T/L = O(\epsilon)$, $B/L = O(1)$, а плоскость, касательная к поверхности корпуса, составляет малый угол с плоскостью ватерлинии $z = 0$. Функции $\Phi_{c,s}(x, y, z)$ удовлетворяют следующим дифференциальным системам:

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) \Phi_{c,s}(x, y, z) = 0, \quad (x, y, z) \in B; \quad (2)$$

$$\left(\frac{\partial}{\partial z} + \kappa \right) \Phi_{c,s}(x, y, 0) = 0, \quad (x, y) \text{ вне } S, \quad \kappa = \frac{\sigma^2}{g}; \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial N} \Phi_c[x, y, \epsilon T(x, y)] = \cos(NZ), \quad (x, y) \in S; \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \Phi_s [x, y, \varepsilon T(x, y)] = 0, \quad (x, y) \in S; \quad (5)$$

$$\lim_{z \rightarrow \infty} \text{grad} \Phi_{c,s}(x, y, z) = 0. \quad (6)$$

Дифференциальные системы (2) - (6) дополняются принципом излучения, согласно которому волны, вызванные колебаниями судна, расходятся от него во все стороны.

Здесь B - область, занятая жидкостью; S - ватерлиния судна; $Z_\kappa = \varepsilon T(x, y)$, $\varepsilon \ll 1$ - уравнение корпуса судна.

Разложим функцию $\frac{\partial}{\partial N} \Phi_c [x, y, \varepsilon T(x, y)]$ по степеням малого параметра ε в окрестности $z = 0$.

$$\frac{\partial}{\partial N} \Phi_c [x, y, \varepsilon T(x, y)] = \frac{\partial}{\partial z} \Phi_c(x, y, 0) + \varepsilon T(x, y) \frac{\partial^2}{\partial z^2} \Phi_c(x, y, 0) + \dots \quad (7)$$

С учетом (4), граничное условие принимает вид

$$\frac{\partial}{\partial z} \Phi_c(x, y, 0) = 1 - \varepsilon T(x, y) \frac{\partial^2}{\partial z^2} \Phi_c(x, y, 0) + O(\varepsilon^2). \quad (8)$$

Структура граничного условия (8) позволяет предположить, что $\Phi_{c,s}(x, y, z) = \Phi_{c,s}^{(0)}(x, y, z) + \varepsilon \Phi_{c,s}^{(1)}(x, y, z) + \dots$. В этом случае дифференциальная система (2) - (6) разбивается на две системы относительно потенциалов $\Phi_{c,s}^{(0)}$ и $\Phi_{c,s}^{(1)}$

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) \Phi_{c,s}^{(0)}(x, y, z) = 0; \quad \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) \Phi_{c,s}^{(1)}(x, y, z) = 0; \quad (x, y, z) \in B \quad (9)$$

$$\left(\frac{\partial}{\partial z} + \kappa \right) \Phi_{c,s}^{(0)}(x, y, 0) = 0; \quad \left(\frac{\partial}{\partial z} + \kappa \right) \Phi_{c,s}^{(1)}(x, y, 0) = 0; \quad (x, y) \text{ вне } S; \quad (10)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \Phi_c^{(0)}(x, y, 0) = 1; \quad \frac{\partial}{\partial z} \Phi_c^{(1)}(x, y, 0) = -T(x, y) \frac{\partial^2}{\partial z^2} \Phi_c^{(0)}(x, y, 0); \quad (x, y) \in S. \quad (11)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \Phi_s^{(0)}(x, y, 0) = 0; \quad \frac{\partial}{\partial z} \Phi_s^{(1)}(x, y, 0) = -T(x, y) \frac{\partial^2}{\partial z^2} \Phi_s^{(0)}(x, y, 0); \quad (x, y) \in S; \quad (12)$$

$$\lim_{z \rightarrow \infty} \text{grad} \Phi_{c,s}^{(0)} = 0; \quad \lim_{z \rightarrow \infty} \text{grad} \Phi_{c,s}^{(1)} = 0. \quad (13)$$

Каждая из дифференциальных систем дополняется своим принципом излучения.

Пространство, занятое жидкостью, разделим условно на две области, полубесконечным вертикальным цилиндром, который опирается на плоскость ватерлинии S.

Область, лежащая внутри цилиндра, считается внутренней; область, лежащая вне цилиндра, - внешней. При переходе боковой поверхности цилиндра, как границы области, имеет место непрерывность скорости и давления в жидкости. Практически это означает равенство потенциалов скорости и их нормальных производных при приближении к граничной поверхности из внутренней и внешней областей. Решения гидродинамических задач (9) - (13) отыскиваются отдельно во внутренней и внешней областях и сращиваются на их границе по условиям непрерывности.

Рассмотрим дифференциальную систему (9) - (13) для потенциалов $\Phi_{c,s}^{(0)}(x, y, z)$. Верхний индекс "0" опустим и выпишем дифференциальные системы для потенциалов $\Phi_{c,s}^{(i)}(x, y, z)$ во внутренней (internal) и потенциалов $\Phi_{c,s}^{(e)}(x, y, z)$ во внешней (external) областях.

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) \Phi_{c,s}^{(i)}(x, y, z) = 0, \quad (x, y) \text{ внутри } S, \quad 0 \leq z < \infty; \quad (14)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \Phi_c^{(i)}(x, y, 0) = 1, \quad (x, y) \text{ внутри } S; \quad (15)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \Phi_s^{(i)}(x, y, 0) = 0, \quad (x, y) \text{ внутри } S; \quad (16)$$

$$\lim_{z \rightarrow \infty} \text{grad} \Phi_{c,s}^{(i)}(x, y, z) = 0; \quad (17)$$

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) \Phi_{c,s}^{(e)}(x, y, z) = 0, \quad (x, y) \text{ вне } S, \quad 0 \leq z < \infty; \quad (18)$$

$$\left(\frac{\partial}{\partial z} + \kappa\right)\Phi_{c,s}^{(e)}(x, y, 0) = 0, \quad (x, y) \text{ вне } S; \quad (19)$$

$$\lim_{z \rightarrow \infty} \text{grad} \Phi_{c,s}^{(e)}(x, y, z) = 0. \quad (20)$$

Потенциалы $\Phi_{c,s}^{(e)}(x, y, z)$ должны удовлетворять принципу излучения.

Условия срачивания решений во внутренней и внешней областях на их границе таковы:

$$\begin{aligned} \Phi_{c,s}^{(e)}(x, y, z) &= \Phi_{c,s}^{(i)}(x, y, z), \\ \frac{\partial}{\partial v_c} \Phi_{c,s}^{(e)}(x, y, z) &= -\frac{\partial}{\partial v_i} \Phi_{c,s}^{(i)}(x, y, z), \quad (x, y) \in S, \quad 0 \leq z < \infty. \end{aligned} \quad (21)$$

Здесь v_c — нормаль к контуру S из внешней, а v_i — из внутренней области, знак "—" поставлен потому, что каждая из нормалей ориентирована внутрь своей области.

Обратимся к внутренней граничной задаче для потенциала $\Phi_c^{(i)}(x, y, z)$, которая описывается дифференциальной системой (14), (15) и (17). Представим потенциал $\Phi_c^{(i)}(x, y, z)$ в виде следующей суммы:

$$\Phi_c^{(i)}(x, y, z) = \varphi_1(x, y, z) + \varphi_2(x, y, z). \quad (22)$$

Для потенциала $\varphi_1(x, y, z)$ имеет место такая краевая задача:

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}\right)\varphi_1(x, y, z) = 0, \quad (x, y) \text{ внутри } S, \quad 0 \leq z < \infty;$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \varphi_1(x, y, 0) = 1, \quad (x, y) \text{ внутри } S; \quad (23)$$

$$\varphi_1(x, y, z) \equiv 0, \quad (x, y) \in S, \quad 0 \leq z < \infty;$$

$$\lim_{z \rightarrow \infty} \text{grad} \varphi_1(x, y, z) = 0, \quad (x, y) \text{ внутри } S.$$

В результате решения этой задачи определяется $\frac{\partial}{\partial v_1} \varphi_1(x, y, z) = F(x, y, z)$,
 $(x, y) \in S$, $0 \leq z < \infty$, и формулируется краевая задача для
 потенциала $\varphi_2(x, y, z)$

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) \varphi_2(x, y, z) = 0, \quad (x, y) \text{ внутри } S, \quad 0 \leq z < \infty;$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \varphi_2(x, y, 0) = 0, \quad (x, y) \text{ внутри } S; \quad (24)$$

$$\frac{\partial \varphi_2(x, y, z)}{\partial v_1} = F(x, y, z), \quad (x, y) \in S, \quad 0 \leq z < \infty;$$

$$\lim_{z \rightarrow \infty} \text{grad} \varphi_2(x, y, z) = 0, \quad (x, y) \text{ внутри } S.$$

Определим прямое и обратное преобразования Фурье следующими ра-
 венствами:

$$\widehat{\varphi}_{1,2}(x, y, p) = \int_0^{\infty} \varphi_{1,2}(x, y, z) \cos pzdz, \quad (25)$$

$$\varphi_{1,2}(x, y, z) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} \widehat{\varphi}_{1,2}(x, y, p) \cos pzd p$$

Учитывая, что

$$\int_0^{\infty} \frac{\partial^2}{\partial z^2} \varphi_{1,2}(x, y, z) \cos pzdz = -\frac{\partial}{\partial z} \varphi_{1,2}(x, y, 0) - p^2 \widehat{\varphi}_{1,2}(x, y, p),$$

из (23) и (24) получаем следующие краевые задачи для функций
 $\widehat{\varphi}_{1,2}(x, y, z)$

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} - p^2 \right) \widehat{\varphi}_1(x, y, p) = 1, \quad (x, y) \text{ внутри } S; \quad (26)$$

$$\widehat{\varphi}_1(x, y, p) = 0, \quad (x, y) \in S;$$

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} - p^2 \right) \widehat{\varphi}_2(x, y, p) = 0, \quad (x, y) \text{ внутри } S; \quad (27)$$

$$\frac{\partial}{\partial \nu_i} \widehat{\varphi}_2(x, y, p) = f(x, y, p), \quad (x, y) \in S, \quad f(x, y, p) = \int_0^{\infty} F(x, y, z) \cos p z dz.$$

Для контура S произвольного вида решения краевых задач (26) и (27) выписать в замкнутом виде не удастся. В общем случае можно, выбрав последовательность значений $p(p_1, p_2, \dots, p_n)$, достаточную для вычисления интегралов из обратного преобразования Фурье (25) с надлежащей степенью точности, решить краевые задачи (26) и (27) для каждого из значений p и затем вычислить интегралы обратного преобразования Фурье с помощью той или иной квадратурной формулы. Решения задач (26) и (27) для фиксированного p можно найти методом сеток, МКЭ или другими приближенными методами.

Для контуров S специального вида (прямоугольник, круг) решения задач (26) и (27) удастся выписать в замкнутом (формульном) виде и аналитически выполнить процедуру обратного преобразования Фурье.

Пусть контур - это прямоугольник $S \left\{ x = \pm \frac{L}{2}, -\frac{B}{2} \leq y \leq \frac{B}{2}; -\frac{L}{2} \leq x \leq \frac{L}{2}, y = \pm \frac{B}{2} \right\}$.

Рассмотрим две близкие по структуре краевые задачи для функций $U_j(x, y, p)$ ($j = 1, 2$).

Сначала найдем собственные функции и собственные значения однородной задачи Дирихле

$$\begin{cases} \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \lambda \right) U_1(x, y) = 0, & x \in \left(-\frac{L}{2}, \frac{L}{2} \right), \\ U_1\left(\pm \frac{L}{2}, y \right) = U_1\left(x, \pm \frac{B}{2} \right) = 0, & y \in \left(-\frac{B}{2}, \frac{B}{2} \right) \end{cases} \quad (28)$$

Полагая $U_1(x, y) = X(x)Y(y)$, разделим переменные

$$\frac{X''}{X} = -\mu; \quad \frac{Y''}{Y} = -\nu; \quad \lambda = \mu + \nu.$$

Краевые условия таковы $X\left(\pm \frac{L}{2}\right) = 0$; $Y\left(\pm \frac{B}{2}\right) = 0$.

Отсюда

$$X_r(x) = \begin{cases} \sin \frac{r\pi x}{L} & \text{при } r = 2, 4, 6 \dots \\ \cos \frac{r\pi x}{L} & \text{при } r = 1, 3, 5 \dots \end{cases} \quad Y_q(y) = \begin{cases} \sin \frac{q\pi y}{B} & \text{при } q = 2, 4, 6 \dots \\ \cos \frac{q\pi y}{B} & \text{при } q = 1, 3, 5 \dots \end{cases} \quad (29)$$

Получается, что $\mu_r = \left(\frac{r\pi}{2}\right)^2$; $\nu_q = \left(\frac{q\pi}{2}\right)^2$; $\lambda_{rq} = \frac{\pi^2}{4}(r^2 + q^2)$.

Таким образом, краевая задача (28) имеет четыре вида собственных функций

$$\begin{aligned} t_{kl} &= \cos \frac{(2k+1)\pi x}{L} \cos \frac{(2l+1)\pi y}{B} && \text{при } r = 2k+1, \quad q = 2l+1; \\ u_{kl} &= \cos \frac{(2k+1)\pi x}{L} \sin \frac{2l\pi y}{B} && \text{при } r = 2k+1, \quad q = 2l; \quad (30) \\ v_{kl} &= \sin \frac{2k\pi x}{L} \cos \frac{(2l+1)\pi y}{B} && \text{при } r = 2k, \quad q = 2l+1; \\ w_{kl} &= \sin \frac{2k\pi x}{L} \sin \frac{2l\pi y}{B} && \text{при } r = 2k, \quad q = 2l. \end{aligned}$$

Все собственные функции попарно ортогональны и имеют норму, равную единице.

Достаточно "хорошая" в прямоугольнике S (т.е. непрерывная и дифференцируемая большое число раз) функция $\Psi(x, y)$ разлагается в ряд по функциям (30)

$$\Psi(x, y) = \Psi_{00}^{(t)} t_{00}(x, y) + \sum_{k, l=1}^{\infty} \left[\Psi_{kl}^{(t)} t_{kl}(x, y) + \Psi_{kl}^{(u)} u_{kl}(x, y) + \right. \\ \left. + \Psi_{kl}^{(v)} v_{kl}(x, y) + \Psi_{kl}^{(w)} w_{kl}(x, y) \right], \quad (31)$$

где

$$\Psi_{kl}^{(\alpha)} = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} dx \int_{-\frac{B}{2}}^{\frac{B}{2}} \Psi(x, y) \alpha_{kl}(x, y) dy, \quad (\alpha = t, u, v, w).$$

Четность или нечетность функции $\Psi(x, y)$ по одному или обоим аргументам исключает из разложения (31) те собственные функции, которые этим свойством не обладают.

Теперь определим собственные функции и собственные значения однородной задачи Неймана

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \lambda \right) U_2(x, y) = 0, \quad x \in \left(-\frac{L}{2}, \frac{L}{2} \right), \quad y \in \left(-\frac{B}{2}, \frac{B}{2} \right), \quad (32)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} U_2 \left(\pm \frac{L}{2}, y \right) = \frac{\partial}{\partial y} U_2 \left(x, \pm \frac{B}{2} \right) = 0.$$

Используя метод разделения переменных так, как это сделано при решении предыдущей краевой задачи, находим собственные числа и четыре вида собственных функций краевой задачи (32)

$$t_{kl} = \sin \frac{(2k+1)\pi x}{L} \cdot \sin \frac{(2l+1)\pi y}{B} \quad \text{при } r = 2k+1, \quad q = 2l+1;$$

$$u_{kl} = \sin \frac{(2k+1)\pi x}{L} \cdot \cos \frac{2l\pi y}{B} \quad \text{при } r = 2k+1, \quad q = 2l; \quad (33)$$

$$v_{kl} = \cos \frac{2k\pi x}{L} \cdot \sin \frac{2l\pi y}{B} \quad \text{при } r = 2k, \quad q = 2l+1;$$

$$w_{kl} = \cos \frac{2k\pi x}{L} \cos \frac{2l\pi y}{B} \quad \text{при } r=2k, \quad q=2l.$$

Достаточно "хорошая" в прямоугольнике S функция $\Psi(x, y)$ может быть представлена в виде разложения типа (31) по собственным функциям (33).

Получим теперь решение краевой задачи Неймана для однородного уравнения с неоднородным краевым условием

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} - p^2 \right) U(x, y) = 0, \quad (x, y) \in \left(-\frac{L}{2} \leq x \leq \frac{L}{2}; -\frac{B}{2} \leq y \leq \frac{B}{2} \right)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} U\left(-\frac{L}{2}, y\right) = \frac{\partial}{\partial y} U\left(x, -\frac{B}{2}\right) = \frac{\partial}{\partial y} U\left(x, \frac{B}{2}\right) = 0, \dots$$

$$\frac{\partial}{\partial x} U\left(\frac{L}{2}, y\right) = f(y). \quad (34)$$

Решение этой задачи ищем в виде суммы функций вида $u(x, y) = X(x)Y(y)$. Подставив это представление в уравнение (34) и разделяя переменные, получаем

$$\frac{X''}{X} - p^2 = -\frac{Y''}{Y} = \lambda^2,$$

где λ^2 — постоянная разделения.

Для функции $Y(y)$ получаем уравнение и краевые условия

$$Y'' + \lambda^2 Y = 0,$$

$$Y\left(-\frac{B}{2}\right) = Y\left(\frac{B}{2}\right) = 0, \quad (35)$$

откуда

$$Y_q(y) = \begin{cases} \cos \frac{q\pi y}{B} & \text{при } q \text{ четном;} \\ \sin \frac{q\pi y}{B} & \text{при } q \text{ нечетном.} \end{cases}$$

Для функции $X(x)$ получается уравнение

$$X'' - \left(p^2 + \frac{q^2 \pi^2}{4} \right) X = 0; \quad (36)$$

и краевые условия $X\left(-\frac{L}{2}\right) = 0; X\left(\frac{L}{2}\right) = 1.$

Общес решение уравнения (36) имеет вид

$$X(x) = A \operatorname{ch} \frac{2a_q x}{L} + B \operatorname{sh} \frac{2a_q x}{L}, \quad a_q = \sqrt{p^2 + \left(\frac{q\pi}{2}\right)^2}.$$

Краевые условия дают

$$A = \frac{L}{2} \frac{1}{2a_q \operatorname{sh} a_q}, \quad B = \frac{L}{2} \frac{1}{2a_q \operatorname{ch} a_q}.$$

Решение краевой задачи (36) получается таким

$$X_q(x) = \frac{L}{2} \frac{1}{2a_q} \left[\frac{\operatorname{ch} \frac{2a_q x}{L}}{\operatorname{sh} a_q} + \frac{\operatorname{sh} \frac{2a_q x}{L}}{\operatorname{ch} a_q} \right] = \frac{L}{2} \frac{1}{a_q} \frac{\operatorname{ch} \frac{2a_q}{L} \left(x + \frac{L}{2} \right)}{\operatorname{sh} 2a_q}. \quad (37)$$

Следовательно, функции $\frac{L}{2} \frac{1}{a_q} \frac{\operatorname{ch} \frac{2a_q}{L} \left(x + \frac{L}{2} \right)}{\operatorname{sh} 2a_q} \cos \frac{q\pi y}{B}$ при четном q и

$\frac{L}{2} \frac{1}{a_q} \frac{\operatorname{ch} \frac{2a_q}{L} \left(x + \frac{L}{2}\right)}{\operatorname{sh} 2a_q} \sin \frac{q\pi y}{B}$ при нечетном q удовлетворяют уравнению (34),

краевым условиям при $x = -\frac{L}{2}, y = \pm \frac{B}{2}$, а при $x = \frac{L}{2}$ их производные по x равны, соответственно, $\sin \frac{q\pi y}{B}$ и $\cos \frac{q\pi y}{B}$. Обозначим $\lambda_1 = \left(i + \frac{1}{2}\right)\pi$,

$\kappa_1 = i\pi$, $\mu_1 = a_{2i+1} = \sqrt{p^2 + \pi^2 \left(i + \frac{1}{2}\right)^2}$, $\nu_1 = a_{2i} = \sqrt{p^2 + \pi^2 i^2}$ и будем искать решение задачи (34), (35) в виде ряда

$$U(x, y) = \frac{L}{2} \sum_{i=1}^{\infty} \left[A_1 \frac{1}{a_{\mu_1}} \frac{\operatorname{ch} \frac{2a_{\mu_1}}{L} \left(x + \frac{L}{2}\right)}{\operatorname{sh} 2a_{\mu_1}} \sin \frac{2\kappa_1 y}{B} + B_1 \frac{1}{a_{\nu_1}} \frac{\operatorname{ch} \frac{2a_{\nu_1}}{L} \left(x + \frac{L}{2}\right)}{\operatorname{sh} 2a_{\nu_1}} \cos \frac{2\kappa_1 y}{B} \right]. \quad (38)$$

Ряд (38) удовлетворяет уравнению системы (34) и нулевым граничным условиям при $x = -\frac{L}{2}$ и $y = \pm \frac{B}{2}$. Для того, чтобы удовлетворить четвертому (ненулевому) условию из системы (34), необходимо, чтобы

$$U_x \left(\frac{L}{2}, y \right) = \sum_{i=1}^{\infty} \left[A_1 \sin \frac{2\kappa_1 y}{B} + B_1 \cos \frac{2\kappa_1 y}{B} \right] = f(y).$$

Поскольку функции $\sin \frac{2\kappa_1 y}{B}$ и $\cos \frac{2\kappa_1 y}{B}$ образуют полную ортонормированную систему на $\left[-\frac{B}{2}, \frac{B}{2}\right]$, то

$$A_1 = \int_{-\frac{B}{2}}^{\frac{B}{2}} f(y) \sin \frac{2\kappa_1 y}{B} dy, \quad B_1 = \int_{-\frac{B}{2}}^{\frac{B}{2}} f(y) \cos \frac{2\kappa_1 y}{B} dy. \quad (39)$$

Если ненулевое граничное условие задано при $x = -\frac{L}{2}$, то решение $U(x, y)$

получается из формулы (38) заменой $\text{ch} \frac{2a_\mu}{L} \left(x + \frac{L}{2} \right)$ на $\text{ch} \frac{2a_\mu}{L} \left(\frac{L}{2} - x \right)$ и

$\text{ch} \frac{2a_\nu}{L} \left(x + \frac{L}{2} \right)$ на $\text{ch} \frac{2a_\nu}{L} \left(\frac{L}{2} - x \right)$. Если ненулевое граничное условие задано при $|x| \leq \frac{L}{2}$, $y = \pm \frac{B}{2}$, то решение получается заменой местами переменных $\frac{x}{L}$ и $\frac{y}{B}$.

В случае, когда ненулевые граничные условия заданы на нескольких сторонах прямоугольника S , решение получается сложением решений, соответствующих каждой из этих сторон.

При переходе в физическое пространство в рассматриваемом случае возникает проблема обратного преобразования Фурье для функции

$$\frac{1}{\sqrt{p^2 + \left(\frac{q\pi}{2}\right)^2}} \frac{\text{ch} 2\sqrt{p^2 + \left(\frac{q\pi}{2}\right)^2}}{\text{sh} 2\sqrt{p^2 + \left(\frac{q\pi}{2}\right)^2}}, \text{ т.е. вычисления интеграла}$$

$$J = \int_0^\infty \frac{\text{ch} 2\sqrt{p^2 + \left(\frac{q\pi}{2}\right)^2}}{\text{sh} 2\sqrt{p^2 + \left(\frac{q\pi}{2}\right)^2}} \frac{\cos pzd}{\sqrt{p^2 + \left(\frac{q\pi}{2}\right)^2}} dp. \quad (40)$$

Такие интегралы не приведены в известных справочниках по интегральным преобразованиям и для их вычисления предлагается следующая процедура.

Вычитаем из правой и левой частей равенства (40) выражение

$$J_1 = \int_0^\infty \frac{\cos pzd}{\sqrt{p^2 + \left(\frac{q\pi}{2}\right)^2}} dp;$$

$$J - J_1 = \int_0^{\infty} \frac{\left[\frac{\operatorname{ch} 2\sqrt{p^2 + \left(\frac{q\pi}{2}\right)^2}}{\operatorname{sh} 2\sqrt{p^2 + \left(\frac{q\pi}{2}\right)^2}} - 1 \right] \frac{\cos pzd}{\sqrt{p^2 + \left(\frac{q\pi}{2}\right)^2}}}{\left[\frac{\operatorname{ch} 2\sqrt{p^2 + \left(\frac{q\pi}{2}\right)^2}}{\operatorname{sh} 2\sqrt{p^2 + \left(\frac{q\pi}{2}\right)^2}} - 1 \right] \sqrt{p^2 + \left(\frac{q\pi}{2}\right)^2}} dp \quad (41)$$

Заметим, что [1] $J_1 = K_0\left(\frac{q\pi}{2} z\right)$, $q = 1, 2, 3, \dots$, а

$$\frac{\operatorname{ch} 2\sqrt{p^2 + \left(\frac{q\pi}{2}\right)^2}}{\operatorname{sh} 2\sqrt{p^2 + \left(\frac{q\pi}{2}\right)^2}} - 1 = \frac{2}{\exp\left(4\sqrt{p^2 + \left(\frac{q\pi}{2}\right)^2}\right) - 1}$$

Поэтому

$$J = J_1 + J_2, \quad J_2 = 2 \int_0^{\infty} \frac{\cos pzd}{\left\{ \exp\left[4\sqrt{p^2 + \left(\frac{q\pi}{2}\right)^2}\right] - 1 \right\} \sqrt{p^2 + \left(\frac{q\pi}{2}\right)^2}} dp$$

Интеграл J_2 легко вычисляется, его ядро $\frac{1}{\left\{ \exp\left[4\sqrt{p^2 + \left(\frac{q\pi}{2}\right)^2}\right] - 1 \right\} \sqrt{p^2 + \left(\frac{q\pi}{2}\right)^2}}$

быстро убывает с ростом p .

Рассмотрим теперь неоднородную краевую задачу Дирихле с однородными граничными условиями.

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} - p^2 \right) \Phi(x, y, p) = \Psi(x, y), \quad x \in \left[-\frac{L}{2}, \frac{L}{2} \right], \quad y \in \left[-\frac{B}{2}, \frac{B}{2} \right],$$

$$\Phi\left(x, y = \pm \frac{B}{2}, p\right) = \Phi\left(\pm \frac{L}{2}, y, p\right) = 0. \quad (42)$$

Решение этой задачи отыскивается в виде ряда типа (31)

$$\Phi(x, y) = \Phi_{00}^{(0)} t_{00}(x, y) + \sum_{k, l=1}^{\infty} [\Phi_{kl}^{(1)} t_{kl}(x, y) + \Phi_{kl}^{(u)} u_{kl}(x, y) + \Phi_{kl}^{(v)} v_{kl}(x, y) + \Phi_{kl}^{(w)} w_{kl}(x, y)] \quad (43)$$

Краевые условия из (42) при этом удовлетворяются автоматически. Подставив (43) в (42), заменив правую часть этого уравнения её разложением (31) и сравнивая коэффициенты при одинаковых функциях, находим

$$\begin{aligned} \Phi_{kl}^{(1)} &= -\frac{\Psi_{kl}^{(1)}}{p^2 + \frac{\pi^2}{4} [(2k+1)^2 + (2l+1)^2]}, & \Phi_{kl}^{(u)} &= -\frac{\Psi_{kl}^{(u)}}{p^2 + \frac{\pi^2}{4} [(2k+1)^2 + (2l+1)^2]}, \\ \Phi_{kl}^{(v)} &= -\frac{\Psi_{kl}^{(v)}}{p^2 + \frac{\pi^2}{4} [(2k+1)^2 + (2l+1)^2]}, & \Phi_{kl}^{(w)} &= -\frac{\Psi_{kl}^{(w)}}{p^2 + \frac{\pi^2}{4} [(2k+1)^2 + (2l+1)^2]}. \end{aligned} \quad (44)$$

Частный случай $\Psi(x, y) = 1$

$$1 = \frac{16}{\pi^2} \sum_{k, l=0}^{\infty} \frac{(-1)^{k+l} t_{kl}(x, y)}{(2k+1)(2l+1)} = \frac{16}{\pi^2} \sum_{k, l=0}^{\infty} \frac{(-1)^{k+l} \cos(2k+1) \frac{\pi x}{L} \cos(2l+1) \frac{\pi y}{B}}{(2k+1)(2l+1)}. \quad (45)$$

Здесь $\Psi_{kl}^{(1)} = \frac{16}{\pi^2} \frac{(-1)^{k+l}}{(2k+1)(2l+1)}$, $\Psi_{kl}^{(u)} = \Psi_{kl}^{(v)} = \Psi_{kl}^{(w)} = 0$.

Поэтому

$$\Phi_{kl}^{(1)} = -\frac{16}{\pi^2} \frac{(-1)^{k+l}}{(2k+1)(2l+1) \left\{ p^2 + \frac{\pi^2}{4} [(2k+1)^2 + (2l+1)^2] \right\}}.$$

Решение (43) принимает вид

$$\Phi(x, y, p) = -\frac{16}{\pi^2} \sum_{k,l=0}^{\infty} \frac{(-1)^{k+l} \cos(2k+1) \frac{\pi x}{L} \cos(2l+1) \frac{\pi y}{B}}{(2k+1)(2l+1) \left\{ p^2 + \frac{\pi^2}{4} [(2k+1)^2 + (2l+1)^2] \right\}}. \quad (46)$$

После обратного преобразования Фурье.

$$\Phi(x, y, z) = -\frac{32}{\pi^3} \sum_{k,l=0}^{\infty} \frac{(-1)^{k+l} \exp \left[-\frac{\pi z}{2} \sqrt{(2k+1)^2 + (2l+1)^2} \right] \cos(2k+1) \frac{\pi x}{L} \cos(2l+1) \frac{\pi y}{B}}{\sqrt{(2k+1)^2 + (2l+1)^2} (2k+1)(2l+1)}. \quad (47)$$

В заключение исследования этой серии краевых задач отметим, что в случае, когда на сторонах прямоугольника заданы ненулевые условия, а уравнение неоднородное, то решение такой задачи получается суммированием решений соответствующих краевых задач, рассмотренных выше.

Краевые задачи для потенциала $\Phi_0(x, y, z)$ во внутренней зоне не рассматриваются. Выражения для этого потенциала устанавливаются путем удовлетворения принципа излучения во внешней зоне.

Перейдем к решению краевой задачи во внешней зоне, считая, что значе-

$$\text{ния } \Phi_c^{(0)}(x, y, z) = D(x, y, z) \text{ и } \frac{\partial}{\partial \nu_c} \Phi_c^{(0)}(x, y, z) = E(x, y, z), \quad (x, y) \in S,$$

$0 \leq z < \infty$ определены из решения соответствующей краевой задачи во внутренней зоне и условий сращивания (21). Таким образом, краевая задача для амплитуды косинусной составляющей функции излучения во внешней области $\Phi_c^{(0)}(x, y, z)$ описывается дифференциальной системой (9) – (13), дополненной граничными условиями

$$\Phi_c^{(0)}(x, y, z) = D(x, y, z), \frac{\partial}{\partial \nu_c} \Phi_c^{(0)}(x, y, z) = E(x, y, z), \quad (x, y) \in S, \quad 0 \leq z < \infty. \quad (48)$$

Потенциал $\Phi_c^{(0)}$ ищем в виде разложения в интеграл Фурье – Митчела [2] по полной ортогональной на полуоси $0 \leq z < \infty$ системе функций

$$\varphi(z, \mu) = \cos \mu z + \frac{\kappa}{\mu} \sin \mu z, \quad 0 \leq \mu < \infty \text{ и } \exp(-\kappa z). \text{ Формулы обращения}$$

таковы:

$$\Phi_c^{(0)}(x, y, z) = \int_0^{\infty} G(x, y, \mu) \varphi(z, \mu) \frac{\mu^2 d\mu}{\kappa^2 + \mu^2} + U_c(x, y) \exp(-\kappa z), \quad (49)$$

$$G(x, y, \mu) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} \Phi_c^{(e)}(x, y, z) \varphi(z, \mu) dz, \quad (50)$$

$$U_c(x, y) = 2\kappa \int_0^{\infty} \Phi_c^{(e)}(x, y, z) \exp(-\kappa z) dz. \quad (51)$$

Учитывая ортогональность функций $\varphi(z, \mu)$ и $\exp(-\kappa z)$, из гармоничности $\Phi_c^{(e)}$ получаем

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} - \mu^2 \right) G(x, y, z) = 0, \\ \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \kappa^2 \right) U_c(x, y) = 0, \quad (x, y) \text{ вне } S. \quad (52)$$

Решения уравнений (52) по формулам Кирхгофа [3] можно выразить через значения искомых функций $G(x, y, \mu)$ и $U_c(x, y)$ и их нормальных производных на контуре ватерлинии S .

$$G(x, y, \mu) = \frac{1}{2\pi} \int_S \left[\frac{\partial}{\partial v_c} G(\xi, \eta, \mu) K_0(\mu R) - G(\xi, \eta, \mu) \frac{\partial}{\partial v_c} K_0(\mu R) \right] dl, \\ U_c(x, y) = -\frac{1}{4} \int_S \left[\frac{\partial}{\partial v_c} U_c(\xi, \eta) N_0(\kappa R) - U_c(\xi, \eta) \frac{\partial}{\partial v_c} N_0(\kappa R) \right] dl. \quad (53)$$

Здесь $K_0(\mu R)$, $N_0(\kappa R)$ - функции Макдональда и Неймана, $R = \sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2}$, ξ и η - координаты точек, лежащих на контуре ватерлинии S , dl - элемент контура S .

$$G(\xi, \eta, \mu) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} D(\xi, \eta, z) \varphi(z, \mu) dz; \quad (54)$$

$$\frac{\partial}{\partial v_c} G(\xi, \eta, \mu) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} E(\xi, \eta, z) \varphi(z, \mu) dz; \quad (55)$$

$$U_c(\xi, \eta) = 2\kappa \int_0^{\infty} D(\xi, \eta, z) \exp(-\kappa z) dz; \quad (56)$$

$$\frac{\partial}{\partial v_c} U_c(\xi, \eta) = 2\kappa \int_0^{\infty} E(\xi, \eta, z) \exp(-\kappa z) dz. \quad (57)$$

Обратимся к определению потенциала $\Phi_c^{(e)}(x, y, z)$. Представив этот потенциал в виде разложения в интеграл Фурье – Митчела и учитывая, что первое слагаемое из представления (49) быстро затухает на удалении от колеблющегося объекта, получаем

$$\Phi_c^{(e)}(x, y, z) = U_c(x, y) \exp(-\kappa z); \quad (58)$$

$$U_c(x, y) = \frac{1}{4} \oint_S \left[\frac{\partial}{\partial v_c} U_c(\xi, \eta) J_0(\kappa R) - U_c(\xi, \eta) \frac{\partial}{\partial v_c} J_0(\kappa R) \right] dl. \quad (59)$$

Здесь $J_0(\kappa R)$ - функция Бесселя первого рода действительного аргумента.

Структура выражения (59) получена из условия, что суммарный потенциал $\Phi_c^{(e)}(x, y, z) \cos \sigma t + \Phi_c^{(e)}(x, y, z) \sin \sigma t$ удовлетворяет принципу излучения, согласно которому на большом удалении от судна волны, вызванные его колебаниями, расходятся от него во все стороны.

Так завершается решение краевой задачи (9) – (13) для потенциалов $\Phi_{c,z}^{(0)}(x, y, z)$.

Решение краевой задачи для потенциалов $\Phi_{c,z}^{(1)}(x, y, z)$ строится таким же образом. При этом для отыскания потенциалов во внутренней зоне используется техника, описанная при изучении задачи (43) с функцией $\Psi(x, y)$ достаточно общего вида.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бейтмен Г., Эрдейи А. Таблицы интегральных преобразований. СМБ. Том I. - М.: Наука, 1969. - 343 с.
2. Воробьев Ю.Л. Асимптотическая теория продольной качки судна на глубокой воде. Прикладная механика АН СССР. - М.: 1975. - Т. XI вып II. С. 106 - 112.
3. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике. - М.: Наука, 1968. - 720 с.
4. Теория поверхностных волн; Сб. переводов / Под ред. М.А. Красносельского, Н.И. Моисеева. - М.: ИЛ, 1959. - 366 с.

К ТЕОРИИ ВОЛНОВОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ СУДНА НА РЕГУЛЯРНОМ ВОЛНЕНИИ

В.Г. Сизов

Теоретическое исследование волнового сопротивления судна, движущегося на взволнованном море и совершающего качку, было начато в пятидесятые годы. К настоящему времени по этой проблеме опубликован ряд работ [1; 3; 5-9], в которых авторы определяют дополнительно волновое сопротивление, испытываемое судном, в предположении, что его смоченная поверхность постоянна и ограничена посадкой судна на тихой воде. В работе [1] приводится приближенный способ оценки дополнительного сопротивления от изменчивости смоченной поверхности.

В настоящей статье рассматривается судно, идущее произвольным курсом к регулярному волнению, и вычисляются как возмущения жидкости производимые движущимся и качающимся судном, так и силы и моменты, действующие на него, принимая во внимание, что смоченная поверхность судна перемещается в пространстве и изменяется во времени.

1. Постановка задачи

Пусть судно митчелевской формы движется по поверхности моря, покрытого регулярным волнением синусоидального профиля малой амплитуды. В общем случае произвольного курса к волнению судно будет совершать шесть видов качки с кажущейся частотой волнения. Качку судна будем считать заданной и также малой амплитуды, т.е. достаточно удаленной от условий резонанса.

Будем пользоваться системой координат OXYZ, движущейся равномерно вдоль оси OX со скоростью v , равной средней скорости движения судна. Плоскость OXY совместим с поверхностью невозмущенной жидкости, ось OZ направим вертикально вниз.

Пусть набегающие волны на большом удалении от судна имеют вид

$$\zeta_w = -ae^{i\kappa(x\cos\alpha + y\sin\alpha) + i\omega t}, \quad (1)$$

где a - амплитуда волн;

$\kappa = \frac{2\pi}{\lambda}$ - частота формы волн;

λ - длина волн;

$\sigma = \sigma_0 + Kv \cos \alpha$ - кажущаяся частота волн;

$\sigma_0 = \sqrt{gk}$ - истинная частота волн;

$c = \sqrt{\frac{g}{k}}$ - фазовая скорость волн;

α - курсовой угол волнения (угол между фазовой скоростью и отрицательным направлением оси OX).

Допустим, что качка судна задается выражениями

$$\begin{aligned}\bar{V} &= \bar{V}_0 e^{i\sigma t}, \\ \bar{\Omega} &= \bar{\Omega}_0 e^{i\sigma t},\end{aligned}\quad (2)$$

где \bar{V} - вектор скорости ЦТ судна относительно начала O;

$\bar{\Omega}$ - вектор угловой скорости.

Их амплитуды определяются выражениями

$$\begin{aligned}\bar{V}_0 &= i\sigma (s_0 \bar{i} + b_0 \bar{j} + h_0 \bar{k}), \\ \bar{\Omega}_0 &= i\sigma (\theta_0 \bar{i} + \psi_0 \bar{j} + \varphi_0 \bar{k})\end{aligned}\quad (3)$$

а коэффициенты при ортах представляют комплексные амплитуды соответствующих видов качки.

Движение жидкости будем считать безвихревым. Это обеспечивает в односвязной области, занимаемой жидкостью, существование однозначного потенциала скоростей $\Phi(x, y, z, t)$.

Для определения Φ будем иметь уравнение Лапласа

$$\Delta \Phi = 0 \quad (4)$$

и следующие граничные условия:

1. Линеаризованное условие на свободной поверхности

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial t^2} - 2v \frac{\partial^2 \Phi}{\partial x \partial t} + v^2 \frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} - g \frac{\partial \Phi}{\partial z} \Big|_{z=0} = 0; \quad (5)$$

2. Кинематическое условие на поверхности судна

$$\frac{\partial \Phi}{\partial n} = u_n, \quad (6)$$

где u_n - нормальная составляющая скорости точки поверхности судна:

$$u_n = \bar{n} \bar{V} + [(\bar{r} - \bar{r}_g) \times \bar{n}] \bar{\Omega};$$

\bar{n} - орт внешней нормали к поверхности судна;

\bar{r} и \bar{r}_g - радиусы-векторы точки поверхности и ЦТ судна.

Исходя из сделанного предположения о митчелевской форме судна и малости его колебаний, условие (6) будем записывать для прямого положения судна и считать выполняющимся при $y = 0$.

Пусть уравнение поверхности судна задано в виде

$$y = \pm f(x, z),$$

тогда при $y = 0$ условие (6) будет

$$\left(\frac{\partial \Phi}{\partial x} - u_x \right) \frac{\partial f}{\partial x} \mp \left(\frac{\partial \Phi}{\partial y} - u_y \right) + \left(\frac{\partial \Phi}{\partial z} - u_z \right) \frac{\partial f}{\partial z} = 0. \quad (7)$$

Представим потенциал $\Phi(x, y, z, t)$ в виде следующей суммы:

$$\Phi(x, y, z, t) = vx + \Phi_0(x, y, z) + \Phi_w(x, y, z, t) + \Phi^0(x, y, z, t), \quad (8)$$

где vx - потенциал однородного потока;

Φ_w - потенциал набегающих волн;

Φ_0 - митчелевский потенциал;

Φ^0 - потенциал возмущенных скоростей.

Потенциал набегающих волн определяется выражениями:

$$\begin{aligned} \Phi_w(x, y, z, t) &= \varphi_w(x, y, z) e^{i\sigma t}, \\ \varphi_w(x, y, z) &= -i a c e^{-k[z - i(x \cos \alpha + y \sin \alpha)]}, \end{aligned} \quad (9)$$

Митчелевский потенциал, соответствующий установившемуся движению судна на тихой воде со скоростью v , определяется удовлетворением первых двух слагаемых (8) условию (5) и однородному условию, полученному из (6), которые запишутся в виде

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Phi_0}{\partial z} - v \frac{\partial^2 \Phi_0}{\partial x^2} &= 0, \left(z = 0; v = \frac{v^2}{g} \right); \\ \frac{\partial \Phi_0}{\partial y} &= \pm \frac{1}{2} q_0(x, z), (y = \pm 0), \end{aligned} \quad (10)$$

где $\frac{1}{2} q_0(x, z) = -v \frac{\partial f}{\partial x}$.

Потенциал $\Phi^0(x, y, z, t)$ возмущенных скоростей, порождаемых диффрактированными волнами, и волнами, возбуждаемыми качкой судна, определяется подчинением двух последних слагаемых (8) условиям (5) и (7). Будем искать его в виде

$$\Phi^0(x, y, z, t) = \varphi^0(x, y, z) e^{i\sigma t}. \quad (11)$$

Тогда для гармонической амплитудной функции φ^0 граничными условиями будут:

$$\begin{aligned}
 & -\sigma^2 \varphi^0 - 2i\nu\sigma \frac{\partial \varphi^0}{\partial x} + \nu^2 \frac{\partial^2 \varphi^0}{\partial x^2} - g \frac{\partial \varphi^0}{\partial z} = 0, (z=0); \\
 & \frac{\partial \varphi^0}{\partial y} = \mp \left(u_x - \frac{\partial \varphi_w}{\partial x} \right) \frac{\partial f}{\partial x} + u_y - \frac{\partial \varphi_w}{\partial y} \mp \left(u_z - \frac{\partial \varphi_w}{\partial z} \right) \frac{\partial f}{\partial z}, (y = \pm 0), \quad (12)
 \end{aligned}$$

где

$$\begin{aligned}
 u_x &= i\sigma [s_0 - (z - z_g) \psi_0] \\
 u_y &= i\sigma [b_0 - (z - z_g) \beta_0 + (x - x_g) \rho_0] \\
 u_z &= i\sigma [h_0 + (x - x_g) \psi_0]
 \end{aligned} \quad (13)$$

Представим φ_w в виде суммы потенциалов двух пространственных волновых систем

$$\varphi_w = \varphi_{w1} + \varphi_{w2}, \quad (14)$$

где

$$\begin{aligned}
 \varphi_{w1}(x, y, z) &= -iace^{-\kappa(z - ix \cos \alpha)} \cos(\kappa y \sin \alpha), \\
 \varphi_{w2}(x, y, z) &= ace^{-\kappa(z - ix \cos \alpha)} \sin(\kappa y \sin \alpha),
 \end{aligned} \quad (15)$$

причем φ_{w1} есть симметричная, а φ_{w2} - кососимметричная относительно XOZ составляющие потенциала набегающих волн.

Тогда второе из условий (12) будет

$$\left. \frac{\partial \varphi^0}{\partial y} \right|_{y=\pm 0} = \pm \frac{1}{2} q(x, z) + w(x, z), \quad (16)$$

где

$$\begin{aligned}
 \frac{1}{2} q(x, z) &= \left(u_x - \frac{\partial \varphi_{w1}}{\partial x} \right) \frac{\partial f}{\partial x} - \left(u_z - \frac{\partial \varphi_{w1}}{\partial z} \right) \frac{\partial f}{\partial z}, \\
 w(x, z) &= u_y - \frac{\partial \varphi_{w2}}{\partial y}
 \end{aligned} \quad (17)$$

где $q(x, z)$ есть симметричная и кососимметричная составляющие $\frac{\partial \varphi^0}{\partial y}$.

Используя (13) и (15), получим:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} q(x, z) &= a\sigma_0 e^{-\kappa(z-x\cos\alpha)} \left(\frac{\partial f}{\partial x} \cos\alpha + i \frac{\partial f}{\partial z} \right) - \\ &- i\sigma \left\{ [s_0 - (z-z_g)\psi_0] \frac{\partial f}{\partial x} + [h_0 + (x-x_g)\psi_0] \frac{\partial f}{\partial z} \right\}; \\ w(x, z) &= -a\sigma_0 \sin\alpha e^{-\kappa(z-x\cos\alpha)} + i\sigma [b_0 - (z-z_g)\psi_0 + (x-x_g)\psi_0] \end{aligned} \quad (18)$$

Здесь первые слагаемые в правых частях определяются набегавшими волнами, а вторые - качкой судна.

Продолжив аналитически потенциал φ^0 в область, занимаемую судном, можно считать, что в диаметральной плоскости судна расположен простой слой источников плотности $q(x, z)$ и двойной слой, создающий скорость вдоль оси ОУ, равную $w(x, z)$. В соответствии с этим потенциал φ^0 представим в виде суммы потенциала простого слоя φ_1^0 и потенциала двойного слоя φ_2^0 :

$$\varphi^0(x, y, z) = \varphi_1^0(x, y, z) + \varphi_2^0(x, y, z), \quad (19)$$

причем φ_1^0 и φ_2^0 удовлетворяют условиям:

$$\begin{aligned} \left. \frac{\partial \varphi_1^0}{\partial y} \right|_{y=\pm 0} &= \pm \frac{1}{2} q(x, z), \\ \left. \frac{\partial \varphi_2^0}{\partial y} \right|_{y=0} &= w(x, z) \end{aligned} \quad (20)$$

Если известна функция Грина G_1 соответствующей краевой задачи, то потенциал φ^0 определится выражением

$$\varphi^0(x, y, z) = \int_D q(\xi, \zeta) G_1(x, y, z, \xi, 0, \zeta) d\xi d\zeta.$$

Для нахождения φ_2^0 предварительно необходимо определить распределение плотности особенностей двойного слоя.

Таким образом, обтекание движущегося и качающегося на взволнованном море судна можно рассматривать как течение, получающееся в результате наложения поступательного и волнового потоков на простой и двойной слой особенностей, пульсирующих по периодическому закону.

2. Функция Грина

Гармоническая функция G_1 представляет собой амплитудную функцию потенциала движущегося и пульсирующего источника. М.Д.Хаскиндом и Л.Н.Сретенским функция G_1 найдена в виде, содержащем контурные интегралы. Иное представление G_1 получается при применении интеграла Фурье-Митчела.

Краевая задача, определяющая эту функцию, имеет не единственное решение, т.к. соответствующая однородная задача имеет ненулевые решения. Однако дополнительное требование о том, чтобы на бесконечности набегавшие волны имели вид, задаваемый (1), определяет уже единственное решение. Это требование эквивалентно условию

$$\text{grad} \varphi^0 \Big|_{\sqrt{x^2+y^2+z^2} \rightarrow \infty} \rightarrow 0.$$

Для выделения единственного решения введем диссипативные силы, определяемые выражением $-\mu \nabla \varphi^0$ (μ - неотрицательный коэффициент). При этом по-прежнему будет существовать потенциал скоростей. Но теперь граничное условие для φ^0 при $z = 0$ вместо (12) запишется в виде

$$-\sigma^2 \varphi^0 - 2i\nu\sigma \frac{\partial \varphi^0}{\partial x} + \nu^2 \frac{\partial^2 \varphi^0}{\partial x^2} + i\sigma\mu\varphi^0 - \nu\mu \frac{\partial \varphi^0}{\partial x} - g \frac{\partial \varphi^0}{\partial z} = 0 \quad (\text{при } z = 0). \quad (21)$$

Условие (21) не может быть удовлетворено гармоническими функциями, ограниченными во всем полупространстве $z \geq 0$, следовательно, исключается возможность появления в решении системы свободных волн.

Функция Грина g_1 нашей новой задачи будет зависеть от μ , искомая же функция G_1 получится из g_1 как предельная, устремлением μ к нулю

$$G_1(x, y, z, \xi, \eta, \zeta) = \lim_{\mu \rightarrow 0} g_1(x, y, z, \xi, \eta, \zeta, \mu).$$

Рассмотрим трансформированную функцию

$$g_1^*(p, y, z, \xi, 0, \zeta, \mu) = \int_{-\infty}^{\infty} g_1(x, y, z, \xi, 0, \zeta, \mu) e^{ipx} dx.$$

Она определяется системой:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 g_1^*}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 g_1^*}{\partial z^2} - p^2 g_1^* &= 0; \\ \frac{\partial g_1^*}{\partial z} - k_\mu g_1^* \Big|_{z=0} &= 0; \\ \frac{\partial g_1^*}{\partial y} \Big|_{y=0} &= \frac{1}{2} e^{ip\zeta} \delta(z - \zeta), \end{aligned} \quad (22)$$

где $k_\mu = -\frac{(\sigma - \nu p)^2}{g} + i\mu \frac{\sigma - \nu p}{g}$;

$\delta(z)$ - дельта функция Дирака.

Будем искать g_1^* в виде

$$g_1^*(p, y, z, \xi, 0, \zeta, \mu) = \frac{2}{\pi} \int_0^\infty h(p, m, y) \psi(p, m, z) \frac{dm}{1 + \frac{k_\mu^2}{m^2}} + \Gamma(p, y) e^{k_\mu z},$$

где $\psi(p, m, z) = \cos mz + \frac{k_\mu}{m} \sin mz$.

Удовлетворение условиям (22) и последующее обращение приводят к выражению

$$\begin{aligned} g_1(x, y, z, \xi, \eta, \zeta, \mu) &= \\ &= -\frac{1}{2\pi^2} \int_{-\infty}^{\infty} \int_0^\infty \frac{\psi(p, m, z) \psi(p, m, \zeta)}{\sqrt{p^2 + m^2}} e^{\sqrt{p^2 + m^2} |y - \eta| - ip(x - \xi)} \frac{dm dp}{1 + \frac{k_\mu^2}{m^2}} + \\ &+ \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} e^{k_\mu(x + \zeta) - \sqrt{p^2 - k_\mu^2} |y - \eta| - ip(x - \xi)} \frac{k_\mu dp}{\sqrt{p^2 - k_\mu^2}}. \end{aligned}$$

Устремим теперь к нулю коэффициент рассеивающих сил. Кроме того, выделим из первого слагаемого сингулярную часть и учтем, что второе слагаемое имеет различный вид в зависимости от знака выражения $p^2 - k_\mu^2$. Тогда получим

$$G_1(x, y, z, \xi, \eta, \zeta) = -\frac{1}{4\pi r} + G_{10}(x, y, z, \xi, \eta, \zeta). \quad (23)$$

Регулярная в нижнем полупространстве часть G равна

$$\begin{aligned}
 G_0(x, y, z, \xi, \eta, \zeta) &= \frac{1}{4\pi r_1} - \\
 &- \frac{1}{2\pi^2} \int_{-\infty}^{\infty} \int_0^{\infty} \frac{\Psi(p, m, z + \zeta)}{\sqrt{p^2 + m^2}} e^{-\sqrt{p^2 + m^2} |y - \eta|} \cos p(x - \xi) \frac{dm dp}{1 + \frac{k^2}{m^2}} + \\
 &+ \frac{1}{2\pi} \int_{P_-} e^{k(z + \zeta) - \sqrt{p^2 - k^2} |y - \eta|} \cos p(x - \xi) \frac{k dp}{\sqrt{p^2 - k^2}} - \\
 &- \frac{1}{2\pi} \int_{P_+} e^{k(z + \zeta)} \sin \left[p(x - \xi) + \sqrt{k^2 - p^2} |y - \eta| \right] \frac{k dp}{\sqrt{k^2 - p^2}}.
 \end{aligned} \tag{24}$$

Здесь обозначено:

$$\begin{aligned}
 r_1 &= \sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2 + (z + \zeta)^2}; \\
 k &= -\frac{(\sigma - \nu p)^2}{g},
 \end{aligned}$$

и, кроме того, P_- и P_+ - интервалы значений p , в которых выражение $k^2 - p^2$, соответственно, отрицательно и положительно. Эти интервалы разделяются корнями уравнения

$$(\sigma - \nu p)^2 \pm g p = 0.$$

Обозначим

$$\tau = \frac{\nu \sigma}{g} = \frac{\nu}{c} \left(1 + \frac{\nu}{c} \cos \alpha \right),$$

тогда при $\tau < \frac{1}{4}$ имеем 4 вещественных корня:

$$p_{1,2} = \frac{\sigma}{\nu} \left[1 - \frac{1}{2\tau} \left(1 \pm \sqrt{1 - 4\tau} \right) \right];$$

$$p_{3,4} = \frac{\sigma}{\nu} \left[1 + \frac{1}{2\tau} \left(1 \mp \sqrt{1 + 4\tau} \right) \right],$$

и, в соответствии с этим, интервалы интегрирования будут:

$$P_- = (p_1, p_2) + (p_3, p_4) \\ P_+ = (-\infty, p_1) + (p_2, p_3) + (p_4, \infty)$$

При $\tau > \frac{1}{4}$ имеем 2 вещественных корня

$$p_{3,4} = \frac{\sigma}{\nu} \left[1 + \frac{1}{2\tau} \left(i \mp \sqrt{1 + 4\tau} \right) \right],$$

и интервалы интегрирования будут:

$$P_- = (p_3, p_4) \\ P_+ = (-\infty, p_3) + (p_4, \infty)$$

Покажем тождественность полученного потенциала с его выражением через контурный интеграл, найденный Л.Н.Сретенским. Запишем двойной интеграл, входящий в (24), в комплексной форме

$$I_1 = -\frac{1}{2\pi^2} \operatorname{Re} \int_{-\infty}^{\infty} \int_0^{\infty} \frac{m e^{m(z+\zeta) - \sqrt{p^2 + m^2} |y-\eta|}}{\sqrt{p^2 + m^2} (m + ik)} \cos p(x - \xi) dm dp,$$

и перейдем от интегрирования по вещественной оси m к интегрированию по дуге круга бесконечно большого радиуса, лежащей в первом квадранте, и по мнимой оси с положительным обходом точки $m = -ik$. Так как интеграл по дуге с возрастанием ее радиуса стремится к нулю, мы получим

$$I_1 = -\frac{1}{2\pi} \operatorname{Re} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{k e^{k(z+\zeta) - \sqrt{p^2 - k^2} |y-\eta|}}{\sqrt{p^2 - k^2}} \cos p(x - \xi) dp + \\ + \frac{1}{2\pi^2} \operatorname{Im} \int_0^{\infty} \int_{-m}^m \frac{m e^{-m(z+\zeta) - \sqrt{p^2 - m^2} |y-\eta|}}{\sqrt{p^2 - m^2} (m + k)} \cos p(x - \xi) dp dm.$$

Сумма двух оставшихся интегралов (24) может быть записана в виде

$$I_2 + I_3 = \frac{1}{2\pi} \operatorname{Re} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{k e^{k(z+\zeta) - \sqrt{p^2 - k^2} |y-\eta|}}{\sqrt{p^2 - k^2}} \cos p(x - \xi) dp - \\ - \frac{1}{2\pi} \int_{P_+} e^{k(z+\zeta)} \sin p(x - \xi) \cos \sqrt{k^2 - p^2} |y - \eta| \frac{k dp}{\sqrt{k^2 - p^2}}.$$

Складывая выражения I_1 и $I_2 + I_3$, введя предварительно во втором слагаемом I_1 новую переменную интегрирования по формуле $p = m \cos \theta$, получим для G_1 выражение:

$$G_1 = -\frac{1}{4\pi} \left(\frac{1}{r} - \frac{1}{r_1} \right) - \frac{g}{4\pi^2} \operatorname{Re} \int_{-\pi}^{\pi} d\theta \operatorname{v.p.} \int_0^{\infty} \frac{m e^{-m(z+\zeta-i\sigma)}}{m g - (\sigma - \nu m \cos \theta)^2} dm -$$

$$- \frac{1}{4\pi} \operatorname{Im} \int_{P_1} \left[e^{k(z+\zeta)+\varphi(x-\xi)+i\sqrt{k^2-p^2}|y-\eta|} + e^{k(z+\zeta)+\varphi(x-\xi)-i\sqrt{k^2-p^2}|y-\eta|} \right] \frac{k dp}{\sqrt{k^2-p^2}};$$

$$\sigma = (x - \xi) \cos \theta + |y - \eta| \sin \theta.$$

Непосредственным вычислением нетрудно проверить, что последнее слагаемое представляет собой умноженный на πi интеграл от суммы вычетов в точках m_1 и m_2 , соответствующих корням знаменателя подынтегральной функции двойного интеграла

$$m g - (\sigma - \nu m \cos \theta)^2 = 0.$$

Вычисляя корни, найдем

$$m_{1,2} = \frac{g + 2\nu\sigma \cos \theta \pm \sqrt{g(g + 4\nu\sigma \cos \theta)}}{2\nu^2 \cos^2 \theta}.$$

При этом интегрирование по переменной θ заменяется интегрированием по

p согласно формуле $\cos \theta = -\frac{p}{k}$, причем пределы $-\pi, \pi$ заменяются на интервалы P_i .

Таким образом, окончательно получим

$$G_1 = -\frac{1}{4\pi} \left(\frac{1}{r} - \frac{1}{r_1} \right) - \frac{g}{4\pi^2} \operatorname{Re} \int_{-\pi(L)}^{\pi} \int \frac{m e^{-m(z+\zeta-i\sigma)}}{m g - (\sigma - \nu m \cos \theta)^2} dm d\theta, \quad (25)$$

где контур интегрирования L обходит точки m_1 и m_2 над вещественной осью. Это выражение с точностью до обозначений совпадает с найденным Л.Н.Сретенским [4].

В выражении (24) устремим ν к нулю. При этом будет $\sigma|_{\nu=0} = \sigma_0$, $k|_{\nu=0} = -\frac{\sigma_0^2}{g}$. Корни уравнения $k^2 - p^2 = 0$, определяющие интервалы интегрирования, будут

$$P_1; P_2; P_3; P_4|_{\nu=0} = -\infty; -\frac{\sigma_0^2}{g}; +\frac{\sigma_0^2}{g}; +\infty,$$

и выражение (24) превращается в следующее:

$$\begin{aligned}
G_0(x, y, z, \xi, \eta, \zeta) \Big|_{\nu \rightarrow 0} &= \frac{1}{4\pi r_1} - \\
&- \frac{\sigma_0^2}{\pi^2 g} \int_0^\infty \int_0^\infty \frac{\Psi_0(m, z + \zeta)}{\sqrt{p^2 + m^2}} e^{-\sqrt{p^2 + m^2} \frac{\sigma_0^2}{g} |y - \eta|} \cos \frac{\sigma_0^2 (x - \xi)}{g} p \frac{m^2 dm dp}{1 + m^2} - \\
&- \frac{\sigma_0^2}{\pi g} e^{-\frac{\sigma_0^2}{g} (z + \zeta)} \int_1^\infty e^{-\frac{\sigma_0^2}{g} |y - \eta| \sqrt{p^2 - 1}} \cos \frac{\sigma_0^2 (x - \xi)}{g} p \frac{dp}{\sqrt{p^2 - 1}} + \\
&+ \frac{\sigma_0^2}{\pi g} e^{-\frac{\sigma_0^2}{g} (z - \zeta)} \int_0^1 \sin \frac{\sigma_0^2 |y - \eta|}{g} \sqrt{1 - p^2} \cos \frac{\sigma_0^2 (x - \xi)}{g} p \frac{dp}{\sqrt{1 - p^2}},
\end{aligned} \tag{26}$$

где $\Psi_0(m, z + \zeta) = \cos \frac{\sigma_0^2 (z + \zeta)}{g} m + \frac{1}{m} \sin \frac{\sigma_0^2 (z + \zeta)}{g} m$.

Это есть регулярная часть амплитудной функции потенциала неподвижного пульсирующего источника. Покажем тождественность найденного выражения (26) с тем, которое было установлено Н.Е.Кочиным.

Для этого устремим $\nu \rightarrow 0$ в (25) и преобразуем интеграл

$$-\frac{1}{4\pi^2} \operatorname{Re} \int_{-\pi(L)}^\pi \int \frac{m e^{-m(z + \zeta - i\sigma)}}{m - \frac{\sigma_0^2}{g}} dm d\theta = -\frac{1}{2\pi r_1} - \frac{1}{2\pi} \frac{\sigma_0^2}{g} \int_{(L)} \frac{e^{-m(z + \zeta)} I_0(mR)}{m - \frac{\sigma_0^2}{g}} dm,$$

где обозначено $R = \sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2}$ и использовано равенство

$$\int_{-\pi}^\pi e^{im\sigma} d\theta = \int_{-\pi}^\pi e^{imR \cos \theta} d\theta = 2\pi I_0(mR),$$

где I_0 - Бесселева функция.

Подставляя его в (25), получим для потенциала неподвижного пульсирующего источника выражение, совпадающее с точностью до обозначений с тем, которое было найдено Н.Е.Кочиним [2].

Таким образом, устанавливается тождественность обоих видов потенциала пульсирующего источника.

Другой предельный случай получим из (24), устремив частоту пульсаций

σ к нулю. При этом $k \Big|_{\sigma \rightarrow 0} = -\frac{\nu^2 p^2}{g}$, а корни уравнения $k^2 - p^2 = 0$ будут

$$p_1; p_2; p_3; p_4 \Big|_{\sigma=0} = -\frac{g}{v^2}; 0; 0; +\frac{g}{v^2},$$

и выражение (24) превращается в регулярную часть митчелевского потенциала источника постоянной интенсивности, движущегося с постоянной скоростью v под поверхностью жидкости.

3. Определение потенциала ϕ_2^0 . Интегральное уравнение для плотности двойного слоя.

Двойной слой, порождающий потенциал ϕ_2^0 , можно представить образованным либо распределенными диполями, либо вихрями. Однако в общем случае рассматриваемого движения жидкости нет простой и ясной картины распределения особенностей в потоке, создающей нужное течение. Такую картину удастся построить лишь для предельных значений скоростей и частот. Поэтому при отыскании потенциала $\Phi_2^0 = \phi_2^0 e^{i\omega t}$ будем исходить непосредственно из гидродинамических уравнений движения.

Обозначим $P_2^0(x, y, z, t)$ и $\vec{W}_2^0(x, y, z, t)$, соответственно, скалярное поле давлений и векторное поле скоростей, порождаемые двойным слоем.

В нашей неподвижной системе координат будем иметь

$$\frac{d\vec{W}_2^0}{dt} = -\frac{1}{\rho} \text{grad} P_2^0(x_1, y_1, z_1, t) = -\text{grad} \chi(x_1, y_1, z_1, t), \quad (27)$$

где $\chi = \frac{1}{\rho} P_2^0$ есть потенциал ускорений.

Принимая во внимание малость амплитуд набегающих волн и качки судна, а скорость v считая конечной, мы получим

$$\frac{d}{dt} (\text{grad} \Phi_2^0) = \text{grad} \left(\frac{\partial \Phi_2^0}{\partial t} - v \frac{\partial \Phi_2^0}{\partial x} \right),$$

откуда

$$\chi = \frac{\partial \Phi_2^0}{\partial t} - v \frac{\partial \Phi_2^0}{\partial x} + \text{const.}$$

Здесь произвольная функция времени замещена постоянной, так как на бесконечности скорости \vec{W}_2^0 затухают.

Отсюда для амплитудных функций ϕ_2^0 и χ_0 получаем соотношение

$$\frac{\partial \varphi_2^0}{\partial x} - i\beta \varphi_2^0 = \frac{1}{v} \chi_0, \quad \left(\beta = \frac{\sigma}{v} \right). \quad (28)$$

Амплитудная функция потенциала ускорений является гармонической функцией, удовлетворяющей на свободной поверхности тому же условию (10), что и φ^0 , а при $x \rightarrow +\infty$, $\chi_0 \rightarrow 0$.

Интегралом уравнения (28), удовлетворяющим последнему условию, будет

$$\varphi_2^0(x, y, z) = \frac{1}{v} e^{i\beta x} \int_{-\infty}^x \chi_0(s, y, z) e^{-i\beta s} ds. \quad (29)$$

Потенциал φ_2^0 является непрерывной функцией во всем потоке за исключением области D , на которой имеется разрыв, и вихревого следа Σ , состоящего из непрерывно распределенных вихрей, сходящего с кормовой оконечности и уходящего в бесконечность, причем на поверхности Σ $\text{grad } \varphi_2^0$ терпит разрыв только направление.

Потенциал χ , как и давление P_2^0 , непрерывен во всем потоке, за исключением области D , где он терпит разрыв

$$\chi_{0-} - \chi_{0+} = v\pi(x, z).$$

В этом случае он может быть представлен как потенциал непрерывно распределенных по D условных диполей.

Так как функция Грина потенциала ускорений χ определяется той же самой краевой задачей, что и потенциал скоростей φ_2 , то мы получим

$$\chi_0(x, y, z) = v \int_D \pi(\xi, \zeta) \frac{\partial}{\partial y} G_1(x, y, z, \xi, 0, \zeta) d\omega, \quad (30)$$

где G_1 определяется выражением (23).

Согласно (29) искомый потенциал φ_2^0 определится следующим выражением:

$$\varphi_2^0(x, y, z) = \iint_D \pi(\xi, \zeta) e^{i\beta(x-s)} \frac{\partial}{\partial y} G_1(s, y, z, \xi, 0, \zeta) ds d\omega. \quad (31)$$

Для нахождения оставшейся пока неизвестной функции $\pi(x, z)$, дающей распределение интенсивности диполей, служит граничное условие (20), в соответствии с которым получим следующее интегральное уравнение, определяющее функцию $\pi(x, z)$:

$$w(x, z) = - \int \int_{D_{\infty}} \pi(\xi, \zeta) e^{i\beta(x-\xi)} \frac{\partial^2}{\partial y^2} G_1(s, 0, z, \xi, 0, \zeta) ds d\sigma. \quad (32)$$

Найдя из этого уравнения $\pi(\xi, \zeta)$, по выражению (31) определим потенциал φ_2^0 . Таким образом, все слагаемые полного потенциала Φ , определяющего движение жидкости, будут найдены.

4. Общие формулы для сил и моментов

Обратимся к вычислению силы и момента, действующих на судно. Будем исходить из закона количества движения и закона момента количества движения.

Потенциал Φ определяет течение жидкости, разделяющееся замкнутой поверхностью тока, изображающей поверхность судна, на две области - внешнюю и внутреннюю.

Применим закон количества движения к массе жидкости, заключенной во внутренней области V , ограниченной поверхностью S , состоящей из поверхности тока S_S , части свободной поверхности C и участков контрольных плоскостей D_+ и D_- , проведенных с обих сторон слоя особенностей.

Количество движения, содержащееся в массе жидкости, находящейся в момент времени t в рассматриваемом объеме, равно

$$\vec{K} = \rho \int_V \text{grad } \Phi d\tau = \rho \int_S \Phi \vec{n} ds, \quad (33)$$

где \vec{n} - орт нормали, внешней по отношению к объему V .

В написанном интеграле функциями времени являются как подынтегральное выражение, так и пределы интегрирования, а масса жидкости в объеме V изменяется по составу и по величине. Поэтому для главного вектора \vec{K} гидродинамических сил, действующих на рассматриваемую массу, получим следующее общее выражение:

$$\vec{K} = \frac{d\vec{K}}{dt} = \rho \int_{D(t)} \left[\left(\frac{\partial \Phi}{\partial t} - v \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right) \vec{n} + (\vec{v}_s \cdot \text{grad } \Phi) \vec{n} + \Phi \frac{d\vec{n}}{dt} - \frac{\partial \Phi}{\partial n} \text{grad } \Phi \right] d\omega. \quad (34)$$

Здесь первый двучлен интеграла представляет локальное изменение импульсов давления в подвижной системе координат, второе слагаемое является следствием перемещений ограничивающей поверхности в поле потенциала, третье учитывает переменность направлений нормали из-за угловых колебаний поверхности, наконец, последнее слагаемое учитывает переменность состава массы жидкости в объеме V вследствие перетекания через контрольные поверхности.

Совершенно аналогично вычисляется момент количества движения той же массы жидкости

$$\vec{L} = \rho \int_V (\vec{r} \times \text{grad } \Phi) d\tau = \rho \int_S \Phi (\vec{r} \times \vec{n}) ds \quad (35)$$

и главный момент гидродинамических сил, действующих на судно

$$\begin{aligned} \vec{M} = \frac{d\vec{L}}{dt} = \rho \int_{D(t)} & \left[\left(\frac{\partial \Phi}{\partial t} - v \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right) (\vec{r} \times \vec{n}) + (v, \text{grad } \Phi) (\vec{r} \times \vec{n}) + \right. \\ & \left. + \Phi \left(\vec{r} \times \frac{d\vec{n}}{dt} \right) - \frac{\partial \Phi}{\partial n} (\vec{r} \times \text{grad } \Phi) \right] d\sigma \end{aligned} \quad (36)$$

Здесь \vec{r} - радиус-вектор точки поверхности S . Остальные входящие в формулы для \vec{R} и \vec{M} величины имеют следующие значения: вектор нормали к поверхности судна

$$\vec{n} = -f_x \vec{i} \pm \vec{j} - f_z \vec{k};$$

производная вектора \vec{n} по времени

$$\frac{d\vec{n}}{dt} = \vec{\Omega} \times \vec{n} = i\sigma \left[(-\psi_0 f_x + \varphi_0) \vec{i} + (-\varphi_0 f_x + \theta_0 f_z) \vec{j} + (\pm \theta_0 + \psi_0 f_x) \vec{k} \right] e^{i\sigma t};$$

скорость точки поверхности судна относительно осей OXYZ

$$\vec{v}_x = i\sigma \left[(s_0 - z\psi_0) \vec{i} + (b_0 + x\varphi_0 - z\theta_0) \vec{j} + (h_0 + x\psi_0) \vec{k} \right] e^{i\sigma t},$$

причем верхние знаки относятся к правому борту, нижние - к левому.

Полный потенциал скоростей потока

$$\Phi(x, y, z, t) = -vx + \Phi_0(x, y, z) + [\varphi_1(x, y, z) + \varphi_2(x, y, z)] e^{i\sigma t},$$

где $\varphi_1 = \varphi_{w1} + \varphi_1^0$ симметрична относительно $y = 0$, а $\varphi_2 = \varphi_{w2} + \varphi_2^0$ - кососимметрична.

Область интегрирования $D(t)$ периодически изменяется около среднего значения D_0 , которая с рассматриваемым порядком точности соответствует погруженной части диаметра судна на тихой воде, а изменение верхней зависящей от времени границы ее, определяющее часть области интегрирования $D_1(t)$, равно:

$$H(x, t) = H_0(x) e^{i\sigma t}, \quad (37)$$

$$H_0(x) = h_0 + x\psi_0 - \zeta_w(x, 0) - \zeta^0(x, 0), \quad (38)$$

причем первые два слагаемых представляют изменение погружения диаметра, соответственно, от вертикальной и килевой качки, третье - от набегающих волн и четвертое - от волн, диффрагируемых судном и порождаемых его

качкой. Это последнее слагаемое выражается формулой

$$\zeta^0(x, 0) = -\frac{1}{g} \left(i\sigma\varphi^0 - v \frac{\partial\varphi^0}{\partial x} \right) \Big|_{z=0}$$

При пользовании указанными формулами следует иметь в виду, что составляющая потенциала φ_2^0 при переходе через $y = 0$ терпит разрыв, благодаря чему ζ^0 также имеет скачок, равный

$$\zeta^0 \Big|_{y=+0} - \zeta^0 \Big|_{y=-0} = -\frac{2}{g} \left(i\sigma\varphi_2^0 - v \frac{\partial\varphi_2^0}{\partial x} \right) \Big|_{\substack{z=0 \\ y=+0}}$$

Приведенные выражения позволяют рассчитать мгновенные силу и момент, действующие на судно, которые периодически изменяются около некоторых средних значений. Эти средние за период значения силы и момента определяются величиной

$$\frac{1}{2} \operatorname{Re}(\mu_0 \bar{\nu}_0),$$

где μ_0 и ν_0 - комплексные амплитуды двух периодических функций, а черта означает переход к комплексно-сопряженной величине.

При этом отличными от нуля будут интегралы по области D_0 , содержащие произведения двух периодических функций

$$\int_{D_0} F_1(x, z) e^{i\sigma\omega} F_2(x, z) e^{-i\sigma\omega} d\omega = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \int_{D_0} F_1(x, z) \overline{F_2(x, z)} d\omega \quad (39)$$

и интегралы по переменной области $D_1(t)$, содержащие одну периодическую функцию

$$\int_{D_1(t)} F(x, z) e^{i\sigma t} d\omega = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \int_L F(x, 0) \overline{H_0(x)} dx. \quad (40)$$

Здесь и выше черта над интегралом означает, что вычисляется среднее его значение за период $\frac{2\pi}{\sigma}$.

Кроме того следует учесть, что для любой функции $F(x, y, z, t) = \operatorname{Re} F_0(x, y, z) e^{i\sigma t}$ будет

$$\int_0^{2\pi} F(x, y, z, t) \frac{d}{dt} F(x, y, z, t) dt = 0.$$

Применяя полученные формулы, мы имеем возможность вычислить все шесть проекций векторов силы \vec{R} и момента \vec{M} , действующих на судно при его движении на волнении:

$$\begin{aligned} \vec{R} &= R_x \vec{i} + R_y \vec{j} + R_z \vec{k}, \\ \vec{M} &= M_x \vec{i} + M_y \vec{j} + M_z \vec{k}, \end{aligned} \quad (41)$$

где R_x - волновое сопротивление;

R_y - сила, вызывающая дрейф судна;

R_z - вертикальная сила;

M_x - кренящий момент;

M_y - дифферентующий момент;

M_z - момент, отклоняющий судно от курса.

При этом слагаемые проекций R_x , R_y и M_y , определяемые только потенциалом $\Phi_0(x, y, z)$ в последних членах подынтегральных выражений (34) и (36), являются митчелевскими силами и моментом, соответствующими движению судна на тихой воде со скоростью U . Действительная же часть всех комплексных слагаемых представляет собой силы и моменты, порождаемые набегающим волнением и качкой судна.

В общем случае движения судна на волнении под произвольным курсовым углом отличными от нуля будут все шесть компонентов силы и момента. При этом сила R_z и моменты M_x и M_y определяют некоторое среднее положение судна на волнении, отличное от положения равновесия судна на тихой воде. Относительно этого среднего положения судно будет совершать качку, которая будет несимметричной.

Следовательно, известный экспериментальный факт асимметрии бортовой качки на косом волнении обнаруживается уже на основе линейной постановки гидродинамической задачи.

5. Частный случай хода судна нормальным курсом к волнению

В частном случае движения судна в направлении, параллельном фазовой скорости волн, задача значительно упрощается главным образом ввиду того,

что пропадают несимметричные виды качки и гидромеханически поверхность судна может быть представлена простым слоем особенностей.

В этом случае будет

$$R_y = M_x = M_z = 0,$$

а для оставшихся проекций векторов \vec{R} и \vec{M} выражения могут быть выписаны в замкнутой форме.

Мы ограничимся лишь интересующей нас величиной волнового сопротивления R_x . В рассматриваемом частном случае будем иметь:

$$\begin{aligned} \frac{d\bar{n}}{dt} &= i\sigma\psi_0(-f_z\bar{i} + f_x\bar{k})e^{i\sigma t}; \\ \bar{v}_s &= i\sigma[(s_0 - z\psi_0)\bar{i} + (h_0 + x\psi_0)\bar{k}]e^{i\sigma t}; \\ \Phi(x, y, z, t) &= -vx + \Phi_0(x, y, z) + \varphi_1(x, y, z)e^{i\sigma t}. \end{aligned}$$

Подставляя эти выражения в общую формулу (34), получим следующее выражение для волнового сопротивления:

$$\begin{aligned} R_x &= -\rho \int_{D_0} q_0(x, z) \Phi_{0x}(x, 0, z) dx dz + \\ &+ \frac{\rho}{2} \sigma k a c \operatorname{Re} i \int_{D_0} e^{-x(z+k)} [s_0 - ih_0 - (z + ix)\psi_0] f_x(x, z) dx dz + \\ &+ \frac{\rho}{2} \sigma \operatorname{Re} i \int_{D_0} f_x(x, z) dx dz \int_{D_0} \overline{q(\xi, \zeta)} [(s_0 - z\psi_0)G_x + (h_0 + x\psi_0)G_z] d\xi d\zeta - \\ &- \frac{\rho}{2} \sigma \operatorname{Re} i \psi_0 \int_{D_0} f_z(x, z) dx dz \int_{D_0} \overline{q(\xi, \zeta)} G d\xi d\zeta - \\ &- \frac{\rho}{4\pi} \int_{D_0} \left[\left| \int_{D_0} q(x, z) e^{ikz} \cos px dx dz \right|^2 + \left| \int_{D_0} q(x, z) e^{ikz} \sin px dx dz \right|^2 \right] \frac{k p dp}{\sqrt{k^2 - p^2}} - (42) \\ &- \frac{\rho}{2} \sigma \operatorname{Re} i \int_L [(s_0 \Phi_{0x} + (h_0 + x\psi_0) \Phi_{0z}) f_x + \psi_0 \Phi_0 f_z] \overline{H_0(x)} dx + \\ &+ \frac{\rho}{2} \operatorname{Re} \int_L [(i\sigma\varphi_1 - \varphi_{1x}) f_x - \varphi_1 \Phi_{0x}] \overline{H_0(x)} dx. \end{aligned}$$

Здесь первое слагаемое представляет собой сопротивление при равномерном движении судна на тихой воде со скоростью, равной средней скорости

ти движения на волнении (митчелсовское сопротивление):

Пятое слагаемое (интеграл по интервалам P_+) было в ином виде получено М.Д.Хаскиндом [6], оно соответствует предположению, что смоченная поверхность судна неподвижна и не изменяется по величине.

Полное выражение (42) представляет силу волнового сопротивления, вычисленную с учетом как изменчивости и подвижности смоченной поверхности, так и порождаемых судном возмущений. Полученные дополнительные слагаемые волнового сопротивления имеют тот же порядок, что и изучавшиеся ранее.

ЛИТЕРАТУРА

1. Андерсен Г.В., Крутин В.А., Тоцев Б.Е. О дополнительном сопротивлении судна на регулярном волнении// - Труды ЦНИИ им.А.Н.Крылова. - 1962. Вып.188.
2. Кочин Н.Е. Теория волн, вынуждаемых колебаниями тела под свободной поверхностью тяжелой несжимаемой жидкости. - Ученые записки МГУ, Механика. - 1940. Вып. XLVI. С.85-106.
3. Сизов В.Г. Волновое сопротивление судна на регулярном волнении ИТОСП, Теория корабля. Материалы по обмену опытом. - 1963. С. 4-12.
4. Сретенский Л.Н. Движение вибратора под поверхностью жидкости. - Труды Московского математического общества. - 1954. Т.3. С.3-14.
5. Фирсов Г.А. К вопросу о дополнительном сопротивлении воды движению судов на волнении.- Труды ЦНИИ им.А.Н.Крылова. 1957. Вып.120. С.32-36.
6. Хаскинд М.Д. Теория сопротивления судов при движении на волнении. - Изв. АН СССР, ОТН, мех. и маш. 1959. №2. С.46-56.
7. Hanaoka T. The Motion of a Ship among Waves and the Theory of Wave Resistance. - IZK. - 1956. №98. P.1-5.
8. Maruo H. The Theory of the Wave Resistance of a Ship in a Regular Seaway. - BYNU. - 1957. - №6. P.21-32.
9. Maruo H. Wave Resistance of a Ship in Regular Head Seas. - BYNU. - 1960. №9. P.73-91.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗМУЩАЮЩИХ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА МАЛЫЙ ПЛАВУЧИЙ ОБЪЕКТ ВБЛИЗИ БОЛЬШОГО СУДНА НА РЕЙДОВОЙ СТОЯНКЕ

Н.В. Ефремова

Целью данной работы является определение возмущающих сил, действующих на малое судно, находящееся на волнении вблизи большого судна, стоящего на рейде.

Скорость движения малого судна (предполагаем наличие хода) будем учитывать путем замены истинной частоты колебаний в функциях времени на кажущуюся.

Возмущающие силы и моменты согласно [1] и [3] представим в виде

$$Q_3 = (Q_{3k}^c + Q_{3d}^c) \cos \sigma t + (Q_{3k}^s + Q_{3d}^s) \sin \sigma t, \quad (1)$$

где Q_{3k}^c и Q_{3k}^s - составляющие главной (крыловской) части возмущающей силы при вертикальной качке;

Q_{3d}^c и Q_{3d}^s - составляющие гидродинамической части возмущающей силы при вертикальной качке;

σ - круговая частота набегающего волнения;

$$M_4 = (M_{4k}^c + M_{4d}^c) \cos \sigma t + (M_{4k}^s + M_{4d}^s) \sin \sigma t, \quad (2)$$

где M_{4k}^c и M_{4k}^s - составляющие главной (крыловской) части возмущающего момента при бортовой качке;

M_{4d}^c и M_{4d}^s - составляющие гидродинамической части возмущающего момента при бортовой качке;

$$M_5 = (M_{5k}^c + M_{5d}^c) \cos \sigma t + (M_{5k}^s + M_{5d}^s) \sin \sigma t, \quad (3)$$

где M_{5k}^c и M_{5k}^s - составляющие главной (крыловской) части возмущающего момента при килевой качке;

M_{5d}^c и M_{5d}^s - составляющие гидродинамической части возмущающего момента при килевой качке.

Предлагаемый метод расчета главной части возмущающих сил и моментов

тов малого судна позволяет не оговаривать заранее соотношение размеров судна и характеристик волны, а также форму волновой поверхности и взаимное расположение судов.

Согласно [1] и [3] возмущающие силы и моменты в рамках гипотезы А.Н. Крылова можно определить как изменения сил и моментов сил плавучести, обусловленные действием волн на некачающееся судно по сравнению с силами и моментами сил плавучести, действующими на качающееся судно на тихой воде.

Введем две системы координат - неподвижную и подвижную. Неподвижная система координат $Oxyz$ связана с большим судном, ось Ox направлена в нос, Oy - в правый борт, Oz - вертикально вниз. Подвижная система координат $O_1x_1y_1z_1$ связана с малым судном, точка O_1 находится на пересечении диаметральной плоскости, плоскости мидель-шпангоута и равновесной ватерлинии. Плоскость $O_1x_1y_1$ совпадает с невозмущенной свободной поверхностью. Ось O_1z_1 направлена вертикально вниз и остается параллельной оси Oz . Угол между осями Ox и O_1x_1 обозначим δ . Угол $\delta = 0$, когда оси Ox и O_1x_1 сонаправлены, $\delta > 0$ при повороте оси O_1x_1 против часовой стрелки (рис. 1).

Положение малого судна относительно большого определяется тремя величинами x_{O_1}, y_{O_1}, δ , так как относительно системы координат $Oxyz$ равновесная ватерлиния малого судна совершает плоскопараллельное движение.

Волнение вблизи большого судна является результатом наложения набегающего и дифрагированного от большого судна волнения.

Уравнение взволнованной свободной поверхности, записанное в системе координат $O_1x_1y_1z_1$, имеет вид

$$z_B = r_c \cos \sigma t + r_s \sin \sigma t, \quad (4)$$

где r_c и r_s - амплитуды, соответственно, косинусной и синусной составляющих волнения вблизи большого судна.

Главные части возмущающих сил и моментов определяются по следующим формулам:

$$Q_{3k}^{c,s} = -\rho g \int_{-L_1/2}^{L_1/2} dx_1 \int_{-b_1/2}^{b_1/2} \{r_c, r_s\} dy_1, \quad (5)$$

$$M_{3k}^{c,s} = -\rho g \int_{-L_1/2}^{L_1/2} dx_1 \int_{-b_1/2}^{b_1/2} \{r_c, r_s\} y_1 dy_1, \quad (6)$$

$$M_{5k}^{c,s} = -\rho g \int_{-L_1/2}^{L_1/2} x_1 dx_1 \int_{-b_1/2}^{b_1/2} \{r_c, r_s\} dy_1, \quad (7)$$

где ρ - плотность жидкости;

g - ускорение силы тяжести;

L_i - длина малого судна;

b_i - ширина i -го сечения малого судна.

Величины r_c и r_s , входящие в формулы (5) - (7), являются функциями от x , x_p , y , y_p . Они определяются как производные по времени от потенциалов скоростей возмущенного движения жидкости вблизи большого судна при $z = 0$. Метод определения этих потенциалов описан в [2].

Вокруг большого судна задаются точки наблюдения (x_j^H, y_{jk}^H) . Абсциссы точек наблюдения совпадают с абсциссами описанных сечений большого судна. Ординаты - от $-10.5B$ до $-0.5B$ и от $+0.5B$ до $+10.5B$ через $0.5B$, где B - ширина большого судна (рис.1). Затем в каждой точке наблюдения рассчитываются величины r_c и r_s для большого судна при заданных глубине акватории, длине, высоте и угле набегания волны. Таким образом формируется сетка значений r_c и r_s .

Волновая поверхность аппроксимируется кубическими сплайнами, проводимыми во всех сечениях малого судна; в каждом сечении узлами сплайна

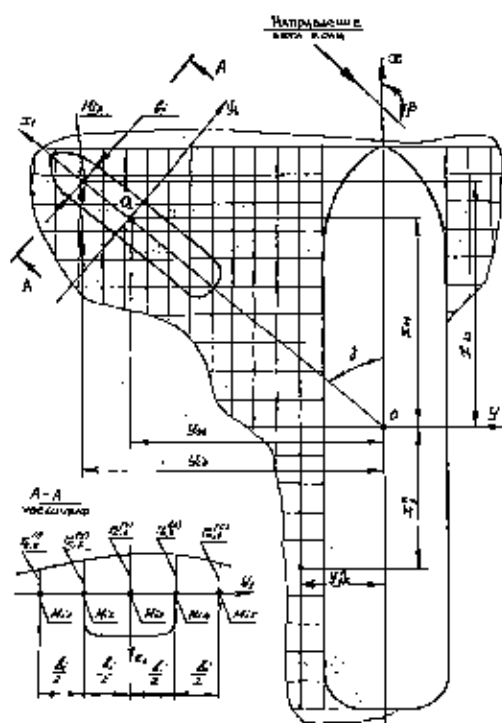


Рис.1. Системы координат и вспомогательные точки

являются 5 точек при $z_j = 0$ - координаты точек в ДП и у бортов (рис.1), а также еще двух вспомогательных точек, отстоящих от обоих бортов на расстоянии $b_i/2$. Порядок следования точек обусловлен процедурой использования стандартной подпрограммы для определения коэффициентов сплайна.

Разобьем малое судно вдоль оси $O_j x_j$ на 20 частей равной длины. Тогда для каждого шпангоута при $z_j = 0$ координаты точек в ДП (точка 3), у бортов (точки 2 и 4) и двух вспомогательных (точки 1 и 5) в неподвижной системе координат определяются по формулам:

Точка 3

$$x_{i3} = x_{0i} + x_{ii} \cos \delta; \quad (8)$$

$$y_{i3} = y_{0i} + x_{ii} \sin \delta.$$

Остальные точки ($m = 1, 2, 4, 5$)

$$x_{im} = x_{i3} + (m-3) b_i \sin \delta; \quad (9)$$

$$y_{im} = y_{i3} + (m-3) b_i \cos \delta,$$

где x_{i3}, x_{im} - абсциссы точек i -го сечения при $z_j = 0$;

y_{i3}, y_{im} - ординаты этих точек.

С помощью подпрограммы Cubic Spline Free (библиотека Math Tool Box, язык программирования TURBO PASCAL) из полученной ранее сетки значений r_s и r_c выбираются соответствующие значения для каждого сечения малого судна (по 5 точек в сечении - всего 105 точек). Затем при помощи этой же подпрограммы через точки в сечении проводится сплайн, получают функции $r_c(y_j)$ и $r_s(y_j)$. Эти значения подставляются в формулы (5) - (7). Интегралы берутся численно.

При определении гидродинамических частей возмущающих силы и моментов учтено, что из-за резкого отличия размеров судов-партнеров длина волны, набегающей на малое судно, значительно больше длины самого судна, а также осадка малого судна значительно меньше длины волны. Поэтому пренебрежем неоднородностью потока, обусловленной затуханием орбитального движения жидкости с глубиной.

Дифракционные возмущающие силу и моменты определим методом относительных скоростей и ускорений. Для вертикальной силы и дифференцирующего момента получены следующие выражения:

$$Q_{3d}^c = -\sigma^2 \int_{-L_i/2}^{L_i/2} r_c \lambda_{33}(x_1) dx_1 + \sigma \int_{-L_i/2}^{L_i/2} r_s \mu_{33}(x_1) dx_1; \quad (10)$$

$$Q_{3d}^s = -\sigma^2 \int_{-L_i/2}^{L_i/2} r_s \lambda_{33}(x_1) dx_1 - \sigma \int_{-L_i/2}^{L_i/2} r_c \mu_{33}(x_1) dx_1; \quad (11)$$

$$M_{3d}^c = -\sigma^2 \int_{-L_i/2}^{L_i/2} r_c x_1 \lambda_{33}(x_1) dx_1 + \sigma \int_{-L_i/2}^{L_i/2} r_s x_1 \mu_{33}(x_1) dx_1; \quad (12)$$

$$M_{3d}^s = -\sigma^2 \int_{-L_1/2}^{L_1/2} r_s x_1 \lambda_{33}(x_1) dx_1 - \sigma \int_{-L_1/2}^{L_1/2} r_c x_1 \mu_{33}(x_1) dx_1, \quad (13)$$

В формулах (10) - (13) первые слагаемые представляют собой инерционные части дифракционных вертикальной силы и дифференцирующего момента, вторые слагаемые - соответствующие демпфирующие части.

Величины $\lambda_{33}(x_1)$ и $\mu_{33}(x_1)$ представляют собой, соответственно, дифракционную присоединенную массу и дифракционный коэффициент демпфирования шпангоутного контура. Согласно [1] и [3] эти величины определяются при частоте, равной частоте колебаний набсающего волнения (а не при кажущейся частоте). В [1] указано, что дифракционные присоединенные массы и дифракционные коэффициенты демпфирования могут быть выражены через обычные с применением безразмерных поправочных коэффициентов, значения которых при действии на судно относительно длинных волн близки к единице.

Значения r_c и r_s в этих формулах определяются как средние по соответствующим сечениям с учетом знака.

Для определения возмущающего момента при бортовой качке запишем выражение для мгновенного угла волнового склона по аналогии с (4) в виде

$$a = a_c \cos \sigma t + a_s \sin \sigma t, \quad (14)$$

Пренебрежем составляющими возмущающего момента, пропорциональными горизонтальным составляющим скорости и ускорения орбитального движения волновых частиц. В [1] указано, что при качке на регулярном волнении эти составляющие компенсируются соответствующими инерционными и демпфирующими силами в уравнении бортовой качки. Тогда для дифракционного кренящего момента получим выражения, аналогичные (12) и (13):

$$M_{4d}^c = -\sigma^2 \int_{-L_1/2}^{L_1/2} \alpha_c \lambda_{44}(x_1) dx_1 + \sigma \int_{-L_1/2}^{L_1/2} \alpha_s \mu_{44}(x_1) dx_1; \quad (15)$$

$$M_{4d}^s = -\sigma^2 \int_{-L_1/2}^{L_1/2} \alpha_s \lambda_{44}(x_1) dx_1 - \sigma \int_{-L_1/2}^{L_1/2} \alpha_c \mu_{44}(x_1) dx_1, \quad (16)$$

где $\lambda_{44}(x_1)$ - присоединенный момент инерции шпангоутного контура при бортовой качке;

$\mu_{44}(x_1)$ - соответствующий коэффициент демпфирования.

В формулах (15) и (16) первые слагаемые представляют собой инерционные части дифракционного кренящего момента, вторые слагаемые - соответ-

ствующие демпфирующие части.

Значения a_c и a_s в этих формулах определяются так:

$$a_c = 2 \pi r_c / \lambda; \quad (17)$$

$$a_s = 2 \pi r_s / \lambda;$$

r_c и r_s определяются в каждом сечении при $y_i = 0$. Интегралы также берутся численно.

В результате расчетов получены значения амплитуд возмущающих силы и моментов в различных положениях малого судна относительно большого. Эти данные предназначены для определения амплитуд качки малого судна вблизи большого.

В качестве примера рассмотрим случай, когда к большому судну на рейдовой стоянке подходит для швартовки бункеровщик. Большое судно – балкер типа «Зоя Космодемьянская», его размерения: $L = 201.6$ м; $B = 31.8$ м; $T = 11.73$ м. Размерения бункеровщика: $L_1 = 60$ м; $B_1 = 8.3$ м; $T_1 = 2$ м.

Расчеты выполнялись при относительных глубинах акватории $H/T = 1.1; 1.3; 1.5$, относительной длине волны $\lambda/L = 1$, крутовых частотах $\sigma = 0.345; 0.375; 0.403$ ($1/e$) (одно значение σ соответствует одному значению H), курсовом угле набегавшего волнения $\beta = 90^\circ$.

Наиболее важен с практической точки зрения случай расположения большого судна лагом к волне. Расчеты показали, что при этом амплитуды возмущающих силы и моментов, действующих на малое судно, почти не зависят от его положения по длине большого и мало отличаются при различных углах δ .

В качестве примера приведены:

– график зависимости относительной амплитуды возмущающей силы $\bar{Q}_3 = 2Q_3 / a \rho g B_1^2$ от поперечного удаления от большого судна при различных H/T (рис. 2), где a – амплитуда набегавшего волнения на бесконечном удалении от корпуса большого судна. Заметно уменьшение амплитуды силы в области гидродинамической тени большого судна по сравнению со стороной набегания.

– график, аналогичный рис. 2, на котором для $H/T = 1.3$ построены кривые относительных амплитуд как для самой силы \bar{Q}_3 , так и для ее главной и дифракционной составляющих (рис. 3). Величина дифракционной части составляет примерно 10% от величины главной. Амплитуда силы \bar{Q}_3 с учетом знаков составляющих получается меньше, чем амплитуда главной части. Поэтому при расчете возмущающих сил пренебрегать их дифракционной частью нежелательно.

Амплитуды кренящего и дифференцирующего моментов получаются достаточно малыми, поэтому графики для них не приведены.

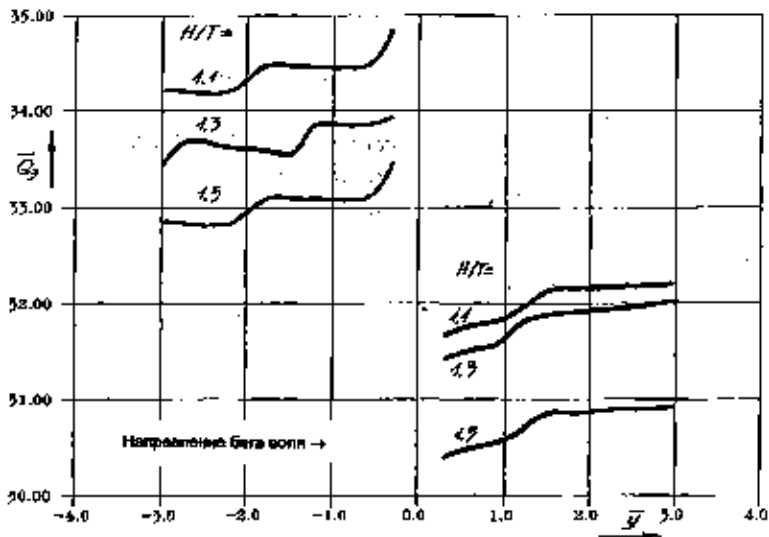


Рис.2. Относительная возмущающая вертикальная сила

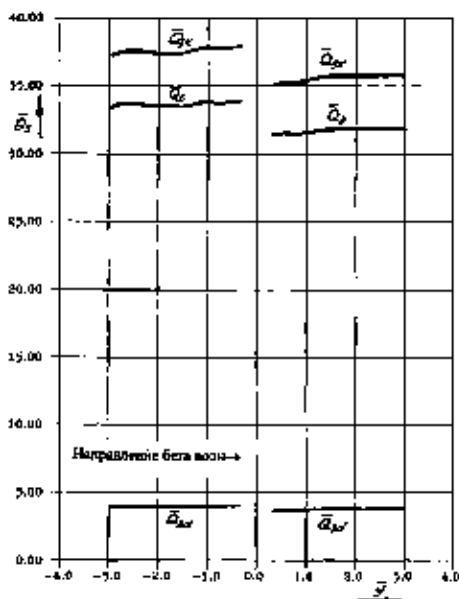


Рис.3. Относительная возмущающая вертикальная сила и её составляющие при $H/T=1.3$

ЛИТЕРАТУРА

1. *Бородай И.К., Нецветаев Ю.А. Качка судов на морском волнении. – Л.: Судостроение, 1969. – 432 с.*
2. *Ефремова Н.В. Гидродинамическая задача о дифракции волнения, набегаящего на судно в мелководной акватории // Вісник Одеського державного морського Університету. – Одесса. – 1998. – №1. – С. 80-85.*
3. *Семенов-Тянь-Шанский В.В., Благовещенский С.Н., Холодильни А.Н. Качка корабля. – Л.: Судостроение, 1969. – 392 с.*

ОСОБЕННОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА СУДНО ПРИ КАЧКЕ

Ю.Л. Воробьев

Гидродинамические силы и моменты, действующие на судно при качке, можно определить двумя разными способами. Один из них связан с интегрированием по поверхности корпуса гидродинамических давлений, определенных из интеграла Лагранжа-Копли. Этот способ является традиционным, он нагляден, но обладает недостатками, сильно затрудняющими его практическую реализацию. Потенциальная функция у смоченной поверхности, т.е. вблизи системы особенностей, имитирующих обтекание корпуса судна, имеет особенно сложную структуру. Интегрирование гидродинамических давлений должно в общем случае выполняться на движущейся смоченной поверхности, а не в среднем положении. Эти два обстоятельства делают методические вычислительные трудности чрезвычайными. Кроме того, в случае использования асимптотических методов решения краевых задач для потенциала скоростей возможна трансформация поверхности корпуса и тогда способ неприменим в принципе. Второй способ определения гидродинамических сил лишен указанных недостатков. Он предполагает использование только асимптотических выражений функций излучения, имеющих на большом удалении от судна значительно более простую структуру, чем выражения функций излучения на смоченной поверхности корпуса. Важно и то, что для определения возмущающих сил не нужно решать дифракционную задачу, поскольку асимптотика функций излучения достаточна для вычисления как волнового демпфирования, так и возмущающих сил. Способ получил высокую оценку специалистов [9], но его широкое практическое применение сдерживалось недостаточной изученностью принципиальных вопросов, связанных с определением обобщенных присоединенных масс λ_{pj} ($p, j = 1, 2, 3, \dots, 6$). В [7] и [10] разными путями показано, что обобщенные присоединенные массы λ_{pj} и коэффициенты демпфирования μ_{pj} пропорциональны синус и косинус преобразованиям Фурье одной и той же функции. Этого достаточно [3], чтобы получить формулы типа формул обращения, которые связывают λ_{pj} и μ_{pj}

$$\lambda_{pj}(\sigma) = \lambda_{pj}(\infty) + \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} \frac{\mu_{pj}(x) - \mu_{pj}(\infty)}{x^2 - \sigma^2} dx, \quad (1)$$

$$\mu_{pj}(\sigma) = -\frac{2\sigma}{\pi} \int_0^{\infty} [\lambda_{pj}(x) - \lambda_{pj}(\infty)] \frac{x dx}{x^2 - \sigma^2}.$$

Интегралы понимаются в смысле главного значения по Коши, а $\lambda_{pj}(\infty)$ и $\mu_{pj}(\infty)$ – обобщенная присоединенная масса и коэффициент демпфирования при бесконечной частоте. При отсутствии хода судна $\mu_{pj}(\infty) \equiv 0$ при всех p и j . Если же судно совершает продольную качку на ходу, то

$$\begin{aligned} \mu_{33}(\infty) &= \mu_{55}(\infty) = 0, \text{ а} \\ \mu_{35}(\infty) &= -\nu\lambda_{33}(\infty) \quad \mu_{53}(\infty) = \nu\lambda_{33}(\infty) \end{aligned} \quad (2)$$

Соотношения (1) в статистической механике названы соотношениями Крамерса-Кронига [3]. Соотношения этого типа получены также М.Бесшо [6] из анализа интегрального уравнения для функции Н.В.Кочкина красной задачи о колебаниях тела на свободной поверхности идеальной тяжелой жидкости. В [4] показано, что формулы (1) следуют из линейности рассматриваемой динамической системы и принципа “причинности”, согласно которому силы, действующие в линейной системе, зависят от движений судна только в данный и предшествующие моменты времени. Если динамическая система “качающееся судно – взволнованная жидкость” принята линейной для всех видов качки судна на стоянке и на ходу, формулы (1) являются универсальными. Тем не менее, возможность использования формулы (1) для вычисления обобщенных присоединенных масс при продольной качке на ходу требует специального обоснования. В этом случае, например для тонкого судна, движущегося со скоростью V

$$\mu_{pj} = -\delta \frac{\rho g}{\pi \sigma} \int_0^{\pi-U_0} \sum_{m=1}^2 \frac{\alpha_m^2(U) S_m(U)}{\sqrt{1+4\tau \cos U}} (F_{cp} F_{ej} + F_{sp} F_{sj}) dU; \quad (3)$$

$$(p,j=3,5)$$

$$\left. \begin{aligned} F_{ck}(\alpha_m, U) \\ F_{sk}(\alpha_m, U) \end{aligned} \right\} = \int_{-1/2}^{1/2} (-x)^{\frac{k-3}{2}} \left\{ \begin{aligned} \cos(\alpha_m x \cos U) \\ \sin(\alpha_m x \cos U) \end{aligned} \right\} \int_0^T e^{-\alpha_m z} \frac{\partial y_0(x, z)}{\partial z} dz dx; \quad (4)$$

$$(k=3,5)$$

$$\delta = \begin{cases} 2, p=j \\ 1, p \neq j \end{cases} \alpha_{1,2}(U) = \frac{2\sigma^2}{g + 2V\sigma \cos U \mp \sqrt{g(g + 4V\sigma \cos U)}}$$

$$S_1(U) = \text{sign } \cos U, \quad S_2(U) = -1, \quad \tau = \frac{\sigma V}{g}$$

$$U_0 = \begin{cases} 0 & \text{при } \tau \leq \frac{1}{4}; \\ \arccos\left(\frac{1}{4\tau}\right) & \text{при } \tau > \frac{1}{4} \end{cases}$$

При $\tau > \frac{1}{4}$ интеграл в (3) является несобственным, так как при верхнем пределе подынтегральная функция имеет особенность. Выясним характер этой особенности. Не ограничивая общности полученных результатов, вместо (3) рассмотрим более простой интеграл

$$M(\tau) = \int_0^{\pi-U_0} \frac{dU}{\sqrt{1+4\tau \cos U}} \quad (5)$$

Выполним в интеграле замену переменной $\pi - U_0 = u$ и, учитывая, что $4\tau = \frac{1}{\cos U}$, перепишем (5) в виде

$$M(\tau) = \sqrt{\cos U_0} [M_1(U_0) + M_2(U_0)],$$

$$M_1(U_0) = \int_{U_0+\varepsilon}^{\pi} \frac{du}{\sqrt{\cos U_0 - \cos u}}, \quad M_2(U_0) = \sqrt{2} \int_{U_0}^{U_0+\varepsilon} \frac{du}{\sqrt{u^2 - U_0^2}}, \quad \varepsilon \rightarrow 0. \quad (6)$$

Интеграл $M_1(U_0)$ ограничен при всех $U_0 \geq 0$, или, что то же, при всех τ из $0 \leq \tau < \infty$. Интеграл $M_2(U_0)$ вычисляется непосредственно

$$M_2(U_0) = \sqrt{2} \left[\ln(U_0 + \varepsilon + \sqrt{2U_0\varepsilon + \varepsilon^2}) - \ln U_0 \right]. \quad (7)$$

Таким образом, при $U_0 \rightarrow 0$ $M_2(U_0) = 0$ ($\ln U_0!$). Следовательно, функция $M(\tau)$ и аналогичная ей по структуре функция $\mu_\rho(\tau)$, выраженная

формулой (3), имеет логарифмическую особенность при $\tau = \frac{1}{4}$. Эта особенность не является неожиданной. Ее появление связано с резким различием картины волнообразования при движении качающегося судна в режимах $\tau < \frac{1}{4}$ и $\tau > \frac{1}{4}$. Л.Н. Сретенский [5], исследуя волнообразование жидкости, вызванное движущимся и пульсирующим источником, показал, что при $\tau < \frac{1}{4}$ волны излучаются во все стороны от источника, а при $\tau > \frac{1}{4}$ существуют области, совершенно свободные от волновых возмущений. При испытаниях моделей судов в опытовом бассейне ОГМУ по определению ГДХ нам приходилось наблюдать резкий разброс результатов измерений на режимах, при которых τ близко к $\frac{1}{4}$.

Оценим порядок величины $M(\tau)$ при $\tau \rightarrow \tau_0$, где $\tau_0 = \frac{1}{4}$. Если $\tau > \tau_0$, то из (6) и (7) следует, что главную часть $M(\tau)$ при $\tau \rightarrow \tau_0$ составляет $M_2(\tau)$. По-

скольку $\cos U_0 = \tau_0/\tau$, то $\frac{U_0^2}{2} = \frac{\tau - \tau_0}{\tau}$, $U_0 = \sqrt{\frac{2(\tau - \tau_0)}{\tau}}$ и

$$\ln U_0 = \frac{1}{2} [\ln 2 - \ln \tau + \ln(\tau - \tau_0)] \approx \frac{1}{2} \ln(\tau - \tau_0).$$

Следовательно, при $\tau - \tau_0 \rightarrow +0$

$$M(\tau) = -\frac{\sqrt{2}}{2} \ln(\tau - \tau_0). \quad (8)$$

Пусть теперь $\tau < \tau_0$, т.е. $\tau - \tau_0 \rightarrow -0$. В формуле (5) для $M(\tau)$ следует положить $U_0 = 0$. Выполним в интеграле (5) замену переменной $\pi - U = v$ и представим $M(\tau)$ в виде

$$M(\tau) = [M_3(\tau) + M_4(\tau)],$$

$$M_3(\tau) = \int_{\pi}^0 \frac{dv}{\sqrt{1 - 4\tau \cos v}}, \quad M_4(\tau) = \int_0^{\pi} \frac{dv}{\sqrt{1 - 4\tau \cos v}}, \quad \varepsilon > 0 \quad (9)$$

Ясно, что при $\tau \rightarrow \tau_0$ интеграл $M_4(\tau)$ определяет порядок роста функции $M(\tau)$. Представим $M_4(\tau)$ в виде

$$M_4(\tau) = \int_0^{\frac{1}{4}} \frac{du}{\sqrt{1-4\tau\left(1-\frac{u^2}{2}\right)}} = \int_0^{\frac{1}{4}} \frac{dv}{2\tau v^2 + (1-4\tau)} = -\frac{1}{2\sqrt{2\tau}} \ln(\tau_0 - \tau).$$

Так как $\tau \rightarrow \tau_0 = \frac{1}{4}$, получаем, что $M_4(\tau) \approx -\frac{\sqrt{2}}{2} \ln(\tau_0 - \tau)$.

Следовательно, при $\tau - \tau_0 \rightarrow -0$

$$M(\tau) \approx -\frac{\sqrt{2}}{2} \ln(\tau_0 - \tau). \quad (10)$$

Сравнивая (8) и (10), можно сделать вывод о том, что вблизи точки разрыва $\tau_0 = \frac{1}{4}$ функция $M(t)$ симметрична относительно этой точки. Итак, при

ходе судна на глубокой воде функция $m_{\mu}(s)$ вблизи $\tau = \frac{v\sigma^*}{g} = \frac{1}{4}$ допускает асимптотические оценки

$$\mu_{\mu} \approx R \begin{cases} \ln(\sigma^* - \sigma), & \sigma < \sigma^*, \\ \ln(\sigma - \sigma^*), & \sigma > \sigma^*; \end{cases} \quad (11)$$

где R - число, зависящее от формы корпуса, скорости хода и величины σ^* .

Аналогичные оценки обоснованы для случая продольной качки судна, идущего на мелководье. Следовательно, интеграл (3) должен рассматриваться как интеграл в смысле главного значения по Коши с логарифмическим разрывом плотности внутри интервала интегрирования. В [1] исследуется поведение интеграла типа Коши в точках разрыва плотности и, в частности, случай особенности логарифмического типа на конце контура интегрирования. Что же касается особенности внутри контура интегрирования, то на стр.82 в [1] автор указывает: "Формулы для точек, лежащих внутри контура ab (т.е. контура интегрирования), оказываются довольно сложными и мы их не приводим". Ниже показано, что интеграл типа Коши из (1), у которого плотность μ_0 имеет логарифмическую особенность вида (11), сходится при всех значениях параметра σ из $(0, \infty)$, в том числе и при $\sigma = \sigma^*$. Ясно, что вместо исход-

ного интеграла $\int_0^{\infty} \frac{\mu(x)}{x^2 - \sigma^2} dx$ достаточно рассмотреть более простой по структуре интеграл с логарифмической плотностью

$$F(t) = \int_{-a}^a \frac{U(\tau)}{\tau - t} d\tau, \quad (12)$$

где

$$U(t) = \begin{cases} |\ln|t||, & t < 0; \\ |\ln t|, & t > 0; \end{cases} \quad -a \leq t \leq a.$$

Следует изучить поведение $F(t)$ при приближении t к нулю. Рассмотрим функцию комплексного переменного $z = t + if$ $\Omega_1(z) = \int_0^a \frac{\ln \tau d\tau}{\tau - z}$, которая определена и аналитична всюду вне отрезка $(0, a)$ вещественной оси. По формулам Племеля-Сохоцкого [1]

$$\begin{aligned} \Omega_1^+(t) &= \pi i \ln t + \int_0^a \frac{\ln \tau}{\tau - t} d\tau, \\ \Omega_1^-(t) &= -\pi i \ln t + \int_0^a \frac{\ln \tau}{\tau - t} d\tau \quad 0 < t \leq a. \end{aligned} \quad (13)$$

В этих формулах интеграл понимается в смысле главного значения по Коши, знак "+" соответствует $f \rightarrow +0$, и знак "-" соответствует $f \rightarrow -0$. Из (13) находим

$$\begin{aligned} \Omega_1^+(t) - \Omega_1^-(t) &= 2\pi i \ln t, \\ \frac{1}{2} [\Omega_1^+(t) + \Omega_1^-(t)] &= \int_0^a \frac{\ln \tau}{\tau - t} d\tau. \end{aligned}$$

Введем вспомогательную функцию комплексного переменного

$$w_1(z) = -\frac{1}{2} \ln^2 z + \pi i \ln z.$$

Проведя разрез плоскости z вдоль положительной полуоси t , выберем ту ветвь логарифма, которая принимает вещественные значения на верхнем берегу разреза. Тогда при $t > 0$

$$\begin{aligned} w_1^+(t) &= -\frac{1}{2} \ln^2 t + \pi i \ln t, \\ w_1^-(t) &= -\frac{1}{2} [\ln t + 2\pi i]^2 + \pi i [\ln t + 2\pi i] \end{aligned} \quad (14)$$

При переходе через разрез функция имеет скачок

$$w_1^+(t) - w_1^-(t) = 2\pi i \ln t.$$

Заметим, что при переходе через отрезок $0 < t \leq a$ функция $W_1(z)$ имеет такой же скачок. Поэтому функция

$$\Phi_1(z) = \Omega_1(z) - w_1(z) \quad (15)$$

непрерывна на разрезе и является однозначной аналитической и, следовательно, ограниченной функцией. Из (14) и (15) находим

$$\frac{1}{2} [\Omega_1^+(t) + \Omega_1^-(t)] = -\frac{1}{2} \ln^2 t + \Phi_1(t), \quad 0 < t \leq a. \quad (16)$$

Пусть теперь $a \leq t < \infty$. На этом интервале функция $W_1(z)$ аналитична и

$$\Omega_1(t) = w_1(t) + \Phi_1(t),$$

$$w_1(t) = -\frac{1}{2} [\ln|t| + \pi i]^2 + \pi i [\ln|t| + \pi i] = -\frac{1}{2} \ln^2 |t| - \frac{\pi^2}{2}. \quad (17)$$

Рассмотрим новую функцию комплексного переменного

$$\Omega_2(z) = \int_{-a}^0 \frac{\ln|\tau| d\tau}{\tau - z}, \quad (18)$$

определенную и аналитическую всюду вне $-a \leq t < 0$.

Сделаем в (18) замену переменной $t = -s$. Тогда $\Omega_2(z) = -\int_0^a \frac{\ln \tau d\tau}{\tau + z}$, и поэтому

$$\Omega_2(z) = -\Omega_1(-z), \quad -a \leq t < 0. \quad (19)$$

Заметим теперь, что если $z \rightarrow t < 0$ сверху (снизу), то $-z \rightarrow -t > 0$ снизу (сверху). Следовательно,

$$\Omega_2^+(t) = -\Omega_1^-(t), \quad \Omega_2^-(t) = -\Omega_1^+(t), \quad -a < t < 0. \quad (20)$$

Согласно (16), (20), (19), (17), имеем

$$\frac{1}{2} [\Omega_2^+(t) + \Omega_2^-(t)] = \frac{1}{2} \ln^2 |t| - \Phi_1(-t), \quad -a \leq t < 0,$$

$$\Omega_2(t) = \frac{1}{2} \ln^2 t + \frac{\pi^2}{2} - \Phi_1(-t), \quad 0 < t \leq a.$$

Вернемся к функции $F(t)$, определенной формулой (12), и представим ее в виде

$$F(t) = R \left[\int_{-a}^0 \frac{\ln|\tau|}{\tau - t} d\tau + \int_0^a \frac{\ln \tau}{\tau - t} d\tau \right].$$

Используя приведенные выше результаты, получаем

$$F(t) = R \left[\frac{\pi^2}{2} + \Phi_1(t) - \Phi_1(-t) \right], 0 < t \leq a,$$

$$F(t) = R \left[-\frac{\pi^2}{2} + \Phi_1(t) - \Phi_1(-t) \right], -a \leq t < 0.$$

Таким образом, интеграл (12) ограничен при всех t из интервала $[-a, a]$. Это значит, что несобственный интеграл в (1) ограничен при всех $\sigma \neq 0$, включая $\sigma = \sigma^*$.

В качестве примера, иллюстрирующего применение соотношения (1) для вычисления обобщенных присоединенных масс при продольной качке судна на ходу, приведены результаты расчетов и экспериментов для судна серии 60 с коэффициентом общей полноты $\delta = 0,7$, идущего навстречу набегающим регулярным волнам с относительной частотой $v = \sigma \sqrt{\frac{L}{g}}$ (L — длина). Сплошной линией показаны расчетные, а точками — экспериментальные результаты. Эксперименты были выполнены на моделях в опытовом бассейне Одесского государственного морского университета.

Для проведения экспериментов была использована специальная установка ("качалка"), создающая вынужденные гармонические колебания модели судна на тихой воде и позволяющая фиксировать характеристики силового воздействия жидкости на качающуюся модель. Из этих характеристик путем несложного пересчета определяются обобщенные присоединенные массы и коэффициенты демпфирования.

Сравнение расчетных и экспериментальных данных обнаруживает их удовлетворительное соответствие, которое свидетельствует об эффективности определения обобщенных присоединенных масс с помощью формулы Крамерса-Кронина.

Использование формулы (1) является заключительным элементом в практике применения асимптотического подхода к определению гидродинамических сил, действующих на судно при качке.

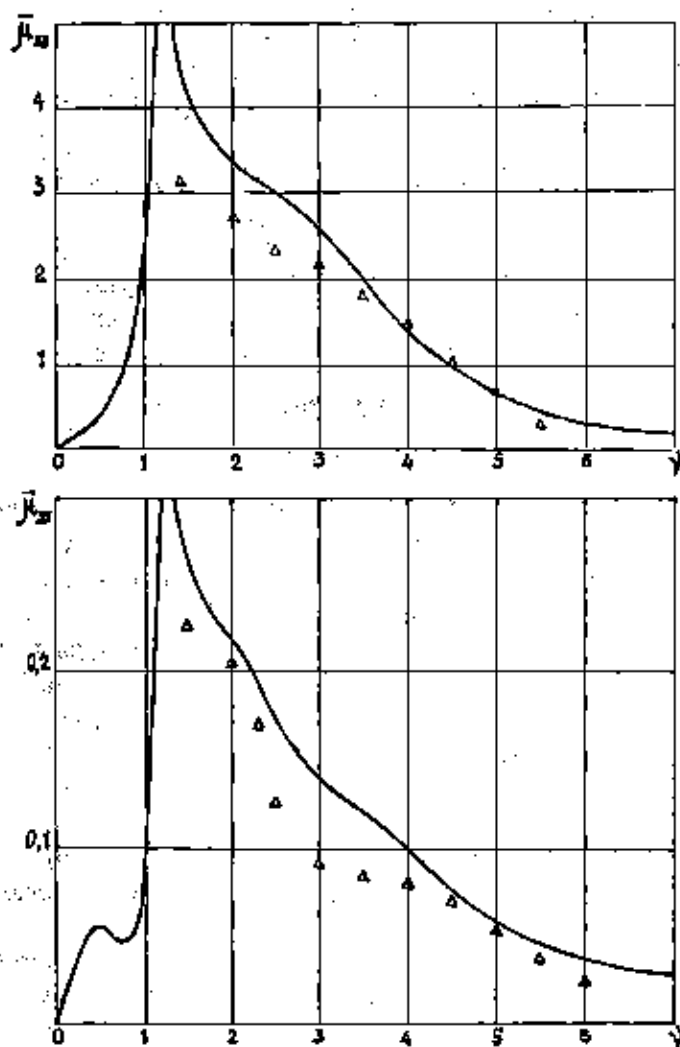


Рис. 1. Сравнение расчетных и экспериментальных значений коэффициентов демпфирования продольной качки при ходе на глубокой воде ($Fr=0,2$).

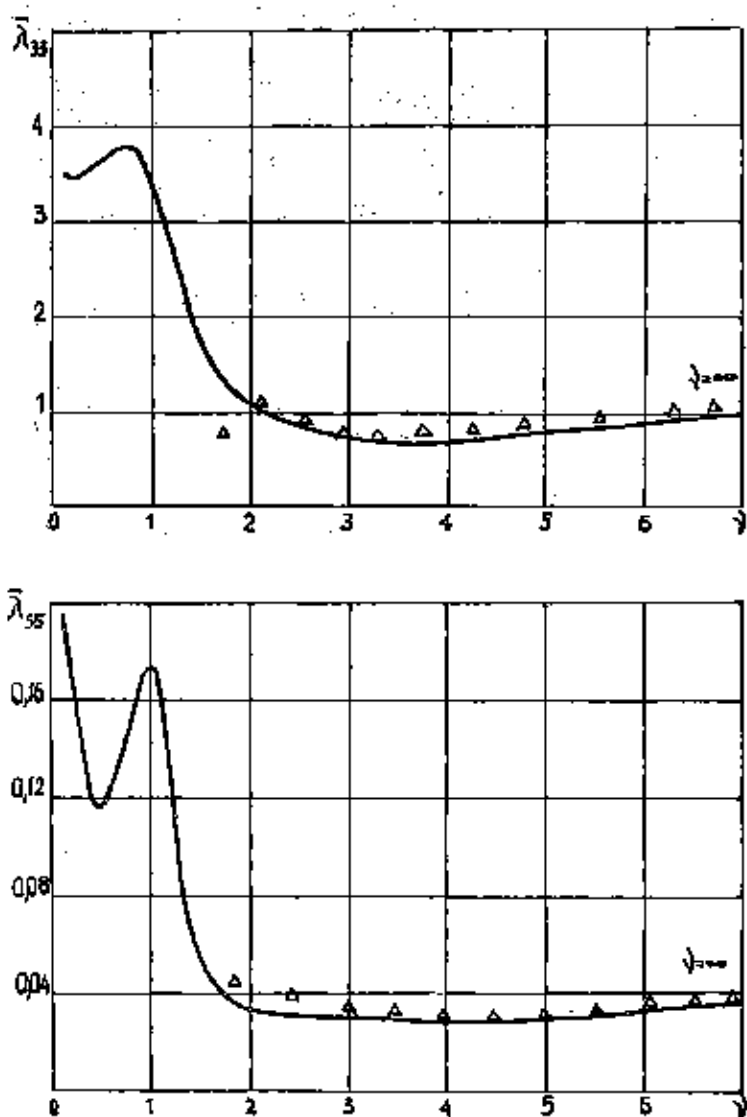


Рис. 2. Обобщенные присоединенные массы при продольной качке судна, идущего на глубокой воде ($Fr=0.2$)

ЛИТЕРАТУРА

1. Гахов Ф.Д. Краевые задачи. - 2е издание. - М.: ГИФМЛ, 1963. - 639с.
2. Ламб Г. Гидродинамика. - М.-Л.: ГИТТЛ, 1947. - 928 с.
3. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика. Т.5. Статистическая физика. - М.: Наука, 1964. - 567 с.
4. Нуссенцвейг Х.М. Причинность и дисперсионные соотношения. - М.: Мир, 1976. - 461 с.
5. Срененский Л.Н. Теория волновых движений жидкости. - М.: Наука, 1977. - 816 с.
6. Bessho M. On boundary value problems of an oscillating body floating on water. Mem. Defense Acad. Japan. 1968. Vol.VIII. №1. P. 183 - 200.
7. Kotic J., Mangulis V. On the Kramers-Kronig relations for ship motions. International Shipbuilding Progress, 1962. Vol.9. №97. P. 361 - 388.
8. Landweber L., Macagno M. Added masses of two dimensional forms by conformal mapping. Journal of Ship Research, 1967. Vol.11. №2. P. 109 - 116.
9. Noblesse F. A perturbation analysis of the wavemaking of a ship, with an interpretation of Guilloton's method. Journal of Ship Research, 1975. Vol.19. №3. P. 140-148.
10. Ogilvie T.F. Recent progress toward the understanding and prediction of ship motions. Proc. Symp. Nav. Hydrodyn., 5-th ACR-112, Off. Nav. Res., Washigton, D.C. 1964. P. 3-80.

О ВЛИЯНИИ ДЕФОРМИРУЕМОСТИ ПЕРЕВОЗИМЫХ ГРУЗОВ НА ОСТОЙЧИВОСТЬ СУДНА

В.Г.Сизов

При изучении влияния подвижных грузов на остойчивость судна обычно рассматривают подвешенные, жидкие и сыпучие грузы, являющиеся основными видами таких грузов на судне. Существует однако еще ряд подвижных грузов, которые смещаются вследствие деформации и уплотнения под влиянием силы тяжести. Таковы некоторые киповые, тюковые и мотковые грузы. Эти грузы при прямом положении судна деформируются по вертикали и их ЦТ понижается, а при крене судна смещаются в поперечном направлении вследствие как неплотностей укладки, так и деформации.

Пусть вертикальный столб сжимаемого груза единичной площади сечения имеет плотность в недеформируемом состоянии равную ρ_0 . Под влиянием сжатия его плотность по вертикали вниз будет возрастать и на расстоянии z от верхнего конца будет ρ . Очевидно, что эти плотности связаны зависимостью

$$\rho = \frac{\rho_0}{1 - \varepsilon} \quad (1)$$

Относительная деформация сжатия ε равна

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E_1} \quad (2)$$

где σ - напряжение сжатия, т/м²;

E_1 - приведенный модуль упругости сжатия груза, учитывающий его несплошность при погрузке на судне.

В общем случае рассматриваемая деформация не следует закону Гука и модуль E_1 является функцией напряжения σ .

Напряжение σ в расстоянии z от верхнего конца столба определится массой вышестоящей его части

$$\sigma(z) = \int_0^z \rho(z) dz \quad (3)$$

Подставляя выражения (3) и (2) в (1), получим для напряжения следующее дифференциальное уравнение:

$$\frac{d\sigma}{dz} = \frac{\rho_0}{1 - \frac{\sigma}{E_1(\sigma)}}, \quad (4)$$

или после разделения переменных

$$\left[1 - \frac{\sigma}{E_1(\sigma)} \right] d\sigma - \rho_0 dz = 0. \quad (5)$$

Интегрируя это уравнение, получим

$$\rho_0 z = \sigma - \Phi(\sigma). \quad (6)$$

Здесь обозначено

$$\Phi(\sigma) = \int_0^{\sigma} \frac{x dx}{E_1(x)}, \quad (7)$$

и, кроме того, учтено, что постоянная интегрирования равна нулю, так как при $z = 0$ будет $\sigma = 0$.

Равенство (6) дает возможность определить зависимость $\sigma(z)$ при заданной $E_1(\sigma)$, после чего найдется изменение плотности груза по высоте вызванное его деформацией

$$\rho = \frac{\rho_0}{1 - \frac{\sigma}{E_1(\sigma)}}. \quad (8)$$

Если H высота недеформированного столба груза, то высота H_2 после его деформации найдется из условия массы столба единичной площади сечения

$$m_1 = \int_0^{H_2} \rho(z) dz = \rho_0 H. \quad (9)$$

Расстояние ЦТ столба от его верхнего конца будет

$$z^0 = \frac{M_{z1}}{m_1}. \quad (10)$$

где M_{z1} - статический момент массы, равный

$$M_{z,1} = \int_0^{H_z} z \rho(z) dz. \quad (11)$$

Полученные данные позволяют определить смещение ЦТ груза, вызванное его деформацией, и соответствующее этому изменение остойчивости судна.

Если χ - удельный погрузочный объем недеформированного груза, то высота H груза массой m в трюме равна

$$H = \frac{\chi m}{S_e}, \quad (12)$$

где S_e - средняя площадь сечения трюма.

Смещение центра тяжести груза от центра тяжести его недеформированного объема будет

$$\delta z_{zp} = \frac{H}{2} - H_z + z^0. \quad (13)$$

При пользовании полученными выражениями основная трудность заключается в определении зависимости модуля E_1 от напряжения. Эта зависимость может быть получена только экспериментально путем замера деформаций столбов груза различной высоты, состоящих из отдельных взвешиваемых однородных единиц груза.

Если в качестве модуля принять некоторую среднюю величину E_1 и считать его значение постоянным, то полученные выше формулы упрощаются.

Вместо функции (7) получится $\frac{\sigma^2}{2E_1}$ и уравнение (6) превращается в квадратное уравнение

$$\frac{1}{2E_1} \sigma^2 - \sigma + \rho_0 z = 0, \quad (14)$$

откуда получим

$$\frac{\sigma}{E_1} = 1 - \sqrt{1 - \frac{2\rho_0}{E_1} z}, \quad (15)$$

что для плотности на глубине z дает

$$\rho(z) = \frac{\rho_0}{\sqrt{1 - \frac{2\rho_0}{E_1} z}}. \quad (16)$$

Подставляя это выражение в (9), найдем высоту сжатого столба

$$H_z = H \left(1 - \frac{n_1}{2} \right), \quad (17)$$

где n_1 - безразмерная величина, равная

$$n_1 = \frac{\rho_0 H}{E_1}. \quad (18)$$

Расстояние центра тяжести столба от его верхнего конца будет

$$z^0 = \frac{H_z}{2} \frac{1 - \frac{n_1}{3}}{1 - \frac{n_1}{2}} = \frac{H}{2} \left(1 - \frac{n_1}{3} \right). \quad (19)$$

В соответствии с этим для смещения центра тяжести груза получим

$$\delta z_{zp} = -H \frac{n_1}{3}. \quad (20)$$

Это даст положительную поправку к метацентрической высоте

$$\delta h_1 = -\delta z_g = \frac{m}{D} H \frac{n_1}{3}, \quad (21)$$

где D - масса судна.

Рассмотрим теперь смещение груза при наклонении судна и используем полученные выше результаты.

При угле крена судна равном θ силой, сжимающей груз в поперечном направлении, будет составляющая его веса перпендикулярная диаметральной плоскости. Эта составляющая пропорциональна синусу угла крена, а при малых углах - самому углу крена. Необходимо также модуль E_1 , соответствующий вертикальной деформации, заменить на модуль E_2 , характеризующий деформацию и уплотнение груза в поперечном направлении.

Кроме установления зависимости действующей силы от угла наклона судна следует еще определить картину смещения груза.

Будем считать, что нижний слой груза, прилегающий к днищу трюма, до некоторого угла крена благодаря силе трения смещаться не будет. Верхний же слой будет иметь наибольшее поперечное смещение от уплотнения и деформации сжатия. Предположим также, что по глубине смещение будет изменяться по линейному закону. Тогда, согласно предыдущему, поперечное смещение центра тяжести верхнего слоя груза будет

$$y_{ec} = B \frac{n_{\theta}}{3}, \quad (22)$$

где B - ширина недеформированного груза в трюме;

n_{θ} - безразмерная величина, равная

$$n_{\theta} = \frac{\rho_0 B}{E_2} \theta. \quad (23)$$

Отсюда, согласно принятому линейному закону, боковое смещение ЦТ всего груза определится выражением

$$y_{zP} = \frac{y_{ec}}{H} z_{zP} = \frac{y_{ec}}{2} \left(1 - \frac{n_1}{2}\right) \quad (24)$$

или

$$y_{zP} = \frac{1}{6} \frac{\rho_0}{E_2} B^2 \left(1 - \frac{n_1}{2}\right) \theta. \quad (25)$$

Если m - масса деформируемого груза, то кренящий момент от его смещения будет

$$M_{zP} = m y_{zP} = \frac{1}{6} \frac{\rho_0 m}{E_2} B^2 \left(1 - \frac{n_1}{2}\right) \theta. \quad (26)$$

Этот момент следует вычесть из восстанавливающего момента, определенного в предположении неподвижности груза. Соответствующая отрицательная поправка к метацентрической высоте определится выражением

$$\delta h_2 = -\frac{1}{6} \frac{m \rho_0}{D E_2} B^2 \left(1 - \frac{n_1}{2}\right). \quad (27)$$

Как видно, деформация груза смещает ЦТ судна вниз, а при крене - и в поперечном направлении. Это даст суммарную поправку к метацентрической высоте равную

$$\delta h = \delta h_1 + \delta h_2 = \frac{\rho_0 m}{3 D} \left[\frac{H^2}{E_1} - \frac{B^2}{2 E_2} \left(1 - \frac{n_1}{2}\right) \right], \quad (28)$$

которая может быть как положительной, так и отрицательной.

Если одинаковый деформируемый груз размещен в нескольких грузовых помещениях, то суммарная поправка к метacentрической высоте найдется суммированием по формуле

$$\delta h = \frac{\rho_0}{3D} \left[\frac{1}{E_1} \sum_{k=1}^N m_k H_k^2 - \frac{1}{2E_2} \sum_{k=1}^N m_k B_k^2 + \frac{\rho_0}{4E_1 E_2} \sum_{k=1}^N m_k H_k B_k^2 \right]. \quad (29)$$

При углах крена, превышающих угол трения груза по подстилающей поверхности грузового помещения, наступит общее смещение всей массы груза к борту. Предельная величина кренящего момента от этого смещения может быть определена исходя из ширины грузового помещения и суммарной величины поперечных габаритов груза. Дальнейшее уплотнение и деформация груза вдоль осей Y и Z будет происходить под действием составляющих силы веса, пропорциональных, соответственно, $m \sin \theta$ и $m \cos \theta$. Определим поправку к диаграмме статической остойчивости, происходящую от указанного смещения и деформации грузов.

Обозначим через δ_{zp} расстояние от положения центра тяжести объема недеформированного груза до его положения после общего смещения и деформации груза. Это расстояние будет

$$\delta_{zp} = \sqrt{(\Delta y_{zp} + \delta y_{zp})^2 + \delta z_{zp}^2}, \quad (29)$$

где Δy_{zp} - составляющая от общего бокового смещения;

$\delta y_{zp}, \delta z_{zp}$ - составляющие от уплотнения и деформации, равные

$$\delta y_{zp} = B \frac{n_2}{3} \sin \theta;$$

$$\delta z_{zp} = H \frac{n_1}{3} \cos \theta; \quad (30)$$

$$n_2 = \frac{\rho_0 B}{E_2}. \quad (31)$$

Обозначим через угол между направлением отрезка δ и осью Z

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\Delta y_{zp} + \delta y_{zp}}{\delta z_{zp}}. \quad (32)$$

Тогда плечо статической остойчивости, исправленное на смещение и дефор-

мацию груза, найдется по формуле

$$l_1 = l - \delta \sin(\alpha - \theta), \quad (33)$$

где

$$\delta = \frac{m}{D} \delta_{zp}. \quad (34)$$

Заметим, что δ и α зависят от угла крена.

Как уже указывалось, модуль E_1 может быть определен только экспериментальным путем. То же относится и к модулю E_2 поперечной деформации. Однако значение E_2 в большей степени зависит от характера укладки грузов, особенно от зазоров между отдельными грузами, и пределы его изменчивости могут быть установлены только после накопления достаточного объема наблюдений и измерений в натуральных условиях.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЛНОВОЙ ВОЗМУЩАЮЩЕЙ НАГРУЗКИ ДЛЯ СУДНА НА МЕЛИ

А.Е. Нильва

С целью проверки результатов теоретических исследований и для накопления данных о нагрузках, действующих на судно со стороны морского волнения в аварийных ситуациях, связанных с посадкой судна на грунт, в опытном бассейне ОГМУ были проведены исследования по определению возмущающих сил от набегавшего косога волнения на судно, находящееся на значительном мелководье.

Эксперименты проводились на специально спроектированной и изготовленной для этой цели установке. Возмущающие силы измерялись на закрепленной модели, при этом имитировалась как посадка судна на мель, так и плавание его на мелководье.

В качестве объекта исследования была принята модель балкера типа «Зоя Космодемьянская», выполненная в масштабе 1:200.

Модель изготовлена из пенопласта и покрыта сплавом парафина и воска. На модели был жестко закреплен динамометр для измерения возмущающих сил. Для имитации посадки на мель снизу модели крепилось специальное приспособление.

Применявшаяся экспериментальная установка предназначена для регистрации пяти компонентон возмущающих сил и моментов, а именно: сил F_x и F_y и моментов M_x , M_y , M_z в связанной с моделью системе координат; однако в данной серии экспериментов моменты M_x и M_y не фиксировались.

Общий вид установки изображен на рис. 1.

Модель судна с закрепленным на ней пятикомпонентным динамометром может поворачиваться вокруг вертикальной оси и занимать фиксированные положения по отношению к фронту регулярно о волнения, при этом курсовой угол по отношению к фронту волнения изменяется ступенчато через 30° в диапазоне $0^\circ - 90^\circ$.

Сигналы с тензометрических датчиков динамометра и датчика волны подавались на тензометрический усилитель типа 8АНЧ-7М, откуда они поступали на переключатель каналов и преобразователь «аналог-код», с выхода которого мгновенные значения измеряемых величин записывались в файлы данных IBM-совместимого персонального компьютера типа DRS M40.

Компоненты возмущающей силы измеряются следующим образом :

- два датчика вертикальных сил f_{ZH} и f_{ZK} дают вертикальную силу $f_{ZH} + f_{ZK} \Rightarrow F_Z$
- два датчика горизонтальных сил f_{YH} и f_{YK} дают горизонтальную силу $f_{YH} + f_{YK} \Rightarrow F_Y$

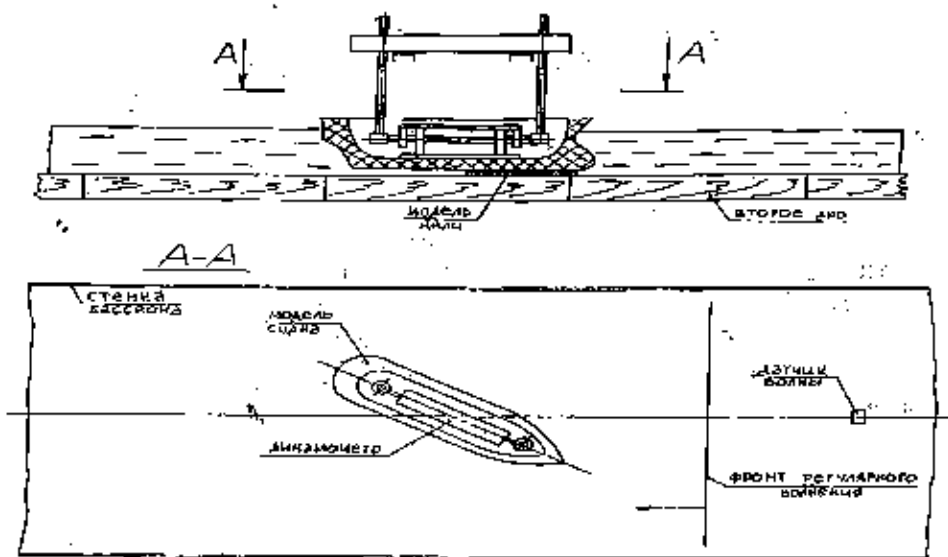


Рис.1. Общий вид экспериментальной установки

разворачивающий момент $f_{YH} - f_{YK} \Rightarrow M_T$

Калибровка всех датчиков производилась нагружением их известными силами и моментами вдоль осей чувствительности; в ходе ее проведения наблюдалась линейная зависимость показаний в диапазоне измеряемых величин сил и моментов.

С целью проведения исследований в условиях мелководья в опытовом бассейне было установлено второе дно из деревянных щитов. Волнение создавалось пластинчатым волнопродуктором, характеристики волнения регистрировались струнными датчиками, установленными на расстоянии около 3 м перед моделью, что позволяло записать в начале каждого эксперимента волнение, не искаженное отраженной от стенок бассейна и модели волной.

Модель крепилась на измерительной установке под углом к набегающему волнению. Сигналы, поступающие с силоизмерительных элементов, усиливались тензометрическим усилителем и затем записывались в виде файлов данных на ПЭВМ. Всего записывалось четыре процесса:

- поперечная сила $F_y(t)$;
- вертикальная сила $F_z(t)$;

- момент рыскания $M_z(t)$;
- волнение $h_B(t)$.

Для имитации посадки судна на мель были опробованы две различные схемы.

Сначала для имитации посадки в зазор между днищем модели и двойным дном закладывались пластины мягкого поролона. Предполагалось, что установка этих пластин, с одной стороны, не даст возможности воде перетекать под днищем модели, а с другой стороны — обеспечит минимальную динамическую связь измерительной системы с жестким двойным дном. Это гарантировало бы получение исследуемых характеристик в неискаженном виде. Однако, как показали эксперименты, калибровочные характеристики силоизмерительных элементов в значительной степени зависят от способа закладки пластин поролона, от местных неровностей двойного дна.

В связи с этим была принята другая схема имитации. С целью уменьшения площади контакта поролона с днищем модели и уменьшения связи двойного дна с силоизмерительной системой было сделано следующее:

- к тонкому металлическому листу по контуру плоской части днища модели эпоксидной смолой приклеили полоску поролона шириной 10 мм и высотой на 2 мм больше, чем величина зазора под моделью;
- лист с приклеенным поролоном прикрепили на винтах к днищу модели.

При минимальном контакте со вторым дном полоска поролона не давала возможности перетекать воде под днище модели в том месте, где имитировалось соприкосновение с грунтом. Для возможности передачи гидродинамических давлений на днище в полоске поролона были предусмотрены небольшие прорезы.

Проведенная калибровка показала, что влияние связи второго дна с измерительной установкой при измерениях по данной схеме незначительно.

Исследование возмущающих сил проводилось как на мелководье, так и в случае имитации различных посадок на мель.

При испытаниях на мелководье относительная глубина жидкости составляла $H/T = 1,1$.

Период волн изменялся в пределах от 0,55 до 1,4 сек, что соответствовало относительным длинам волн λ/L от 0,45 до 1,4. Следует отметить, что испытания на более длинных волнах не удалось провести из-за значительного искажения профиля волны на мелководье. Волны, близкие к синусоидальным, были получены только в отмеченном интервале.

Было принято два варианта посадки на мель:

- судно опирается всем днищем на грунт;
- судно опирается на грунт носовой частью днища до миделевого сечения.

Измерения выполнялись на четырех курсовых углах — 0° , 30° , 60° , 90° .

Во время проведения эксперимента были измерены величины сил и моментов, действующих как на свободно плавающую модель, так и на модель,

сидящую на мели носовой частью днища ($0,5L$) и всем днищем ($0,9L$).

Некоторая часть экспериментальных данных для примера приведена на графиках рис. 2 – 5. На этих графиках нанесены экспериментальные точки, и для сравнения приведены кривые, полученные теоретическим расчетом. Используются следующие условные обозначения:

$$F_2 = \frac{F_y}{\rho g r L T}; \quad \overline{M}_2 = \frac{M_z}{\rho g r L^2 T}; \quad F_3 = \frac{F_z}{\rho g r S_{\text{вл}}}; \quad \overline{\lambda} = \frac{\lambda}{L},$$

где ρ - плотность воды;

$$g = 9,81 \text{ м/с}^2;$$

r, λ - высота и длина волны;

L, T - длина и осадка модели;

$S_{\text{вл}}$ - площадь ватерлинии модели.

Сравнение результатов эксперимента и расчета позволяет сделать следу-

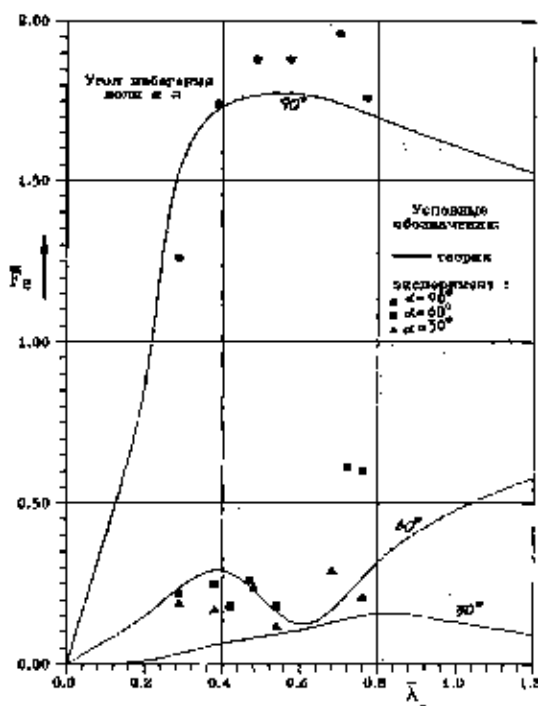


Рис. 2. Балкер «Зоя Космодемьянская». Относительная поперечно-горизонтальная сила. Модель на мели $0,9L$, $H/T=1,0$

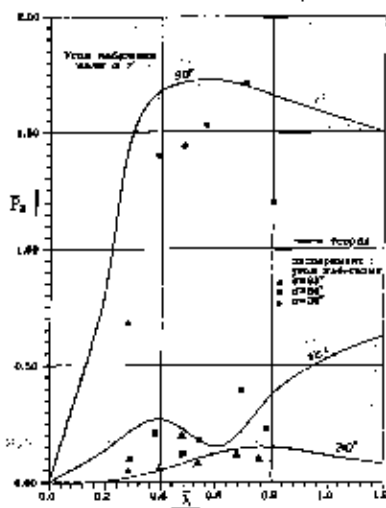


Рис. 3. Балкер «Зоя Космодемьянская». Относительная поперечно-горизонтальная сила. Модель на мелу $H/T=1,1$

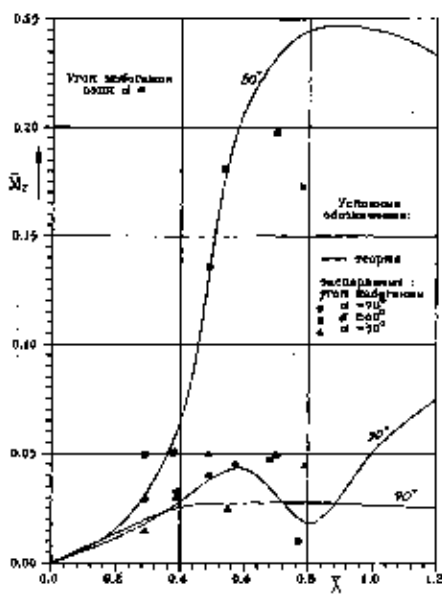


Рис. 4. Балкер «Зоя Космодемьянская». Относительный момент рыскания. Модель на мелководье $H/T=1,1$

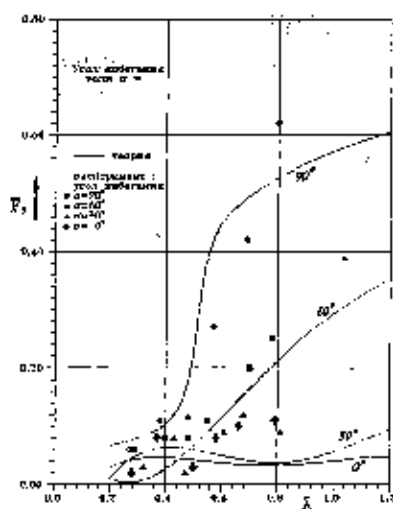


Рис. 5. Балкер «Зоя Космодемьянская». Относительная вертикальная сила. Модель на мелководье, $H/T=1,1$

ющие общие выводы:

- наблюдается некоторый разброс экспериментальных точек, связанный с невозможностью полностью обеспечить в опытовом бассейне требуемые условия эксперимента на мелководье;

- эксперименты подтверждают, что поперечно - горизонтальная сила F_y принимает наибольшие значения при угле набегания $\alpha = 90^\circ$ в диапазоне относительных длин волн $\lambda/L = 0,6 - 0,7$;

- максимальные значения вертикальная сила F_z принимает при угле набегания $\alpha = 90^\circ$, при этом ее величина слабо зависит от величины зазора днище - дно. Следует иметь в виду, что исследовалась такая посадка на мель, когда гидродинамические давления передаются на днище судна. Посадку на нефилтрующие грунты, при которой не передавались бы гидродинамические давления, исследовать особого смысла не имеет: ясно, что при посадке судна на нефилтрующий грунт на длину $0,9L$ величина вертикальной силы будет мало отличаться от нуля;

- момент рыскания M_x принимает наибольшие значения при $\alpha = 70^\circ$ в диапазоне относительных длин волн $\lambda/L = 0,6 - 0,7$;

- удовлетворительное соответствие экспериментальных и теоретических данных говорит о том, что примененная методика определения параметров

волнового возмущающего воздействия на значительном мелководье достаточно корректна и может быть использована в практических расчетах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Воробьев Ю.Л., Кириллов Н.В., Каханов Э.В. *Методика экспериментальных исследований в опытовом бассейне ОИИМФ* // Труды НТО СП «Экспериментальная гидродинамика судна. Материалы по обмену опытом». – Л.: Судостроение, 1978. – С. 29 - 35.
2. Воробьев Ю.Л., Нго Кан. *Возмущающие силы при продольной качке судна на значительном мелководье* // Судостроение и судоремонт. - Вып. 11. – М.: Рекламинформбюро ММФ, 1979. – С. 4 - 12.

О ВЫЧИСЛЕНИИ НЕКОТОРЫХ ИНТЕГРАЛОВ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В АСИМПТОТИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ КАЧКИ

В.В. Челабчи

При решении задач асимптотической теории качки часто приходится вычислять интегралы типа

$$\int F(x) \left\{ \frac{\cos mx}{\sin mx} \right\} dx, \quad a \geq 0, \quad (1)$$

где функция $F(x)$ может иметь различный вид. Например, быть периодической или монотонной, возрастать или быстро затухать с ростом переменной интегрирования.

Вычисления интегралов (1) методом трапеций (аппроксимация подынтегрального выражения прямой линией), Ньютона (аппроксимация квадратичной параболой) приводят к необходимости разбивать отрезок интегрирования на большое количество участков, особенно с ростом значения параметра m .

Когда функция $F(x)$ монотонна и быстро убывает с ростом переменной интегрирования, искомый интеграл (1) можно заменить на интеграл с конечными пределами интегрирования, а функцию $F(x)$ аппроксимировать отрезками прямой линии $y = kx + e$. При этом искомый интеграл представим в виде

$$\begin{aligned} \int_a^b F(x) \left\{ \frac{\cos mx}{\sin mx} \right\} dx &= \int_a^{x_1} (k_1 x + e_1) \left\{ \frac{\cos mx}{\sin mx} \right\} dx + \dots + \int_{x_n}^{x_{n+1}} (k_{n+1} x + e_{n+1}) \left\{ \frac{\cos mx}{\sin mx} \right\} dx + \dots + \\ &+ \int_{x_{n+1}}^b (k_n x + e_n) \left\{ \frac{\cos mx}{\sin mx} \right\} dx, \quad b < \infty, \end{aligned} \quad (2)$$

где x_i – абсциссы узлов функции $F(x)$.

Формулы для определения интеграла $\int_{x_i}^{x_{i+1}} (k_{i+1} x + e_{i+1}) \cos mx \, dx$ таковы:

$$\int_{x_i}^{x_{i+1}} (k_{i+1}x + e_{i+1}) \cos mx dx = \frac{k_{i+1}}{m^2} (\cos mx_{i+1} - \cos mx_i) + \frac{k_{i+1}}{m} (x_{i+1} \sin mx_{i+1} - x_i \sin mx_i) + \frac{e_{i+1}}{m} (\sin mx_{i+1} - \sin mx_i), \quad (3)$$

$$k_{i+1} = \frac{y_i - y_{i+1}}{x_i - x_{i+1}}, \quad e_{i+1} = y_i - k_{i+1}x_i.$$

Аналогично, для интеграла $\int_{x_i}^{x_{i+1}} (k_{i+1}x + e_{i+1}) \sin mx dx$ имеем

$$\int_{x_i}^{x_{i+1}} (k_{i+1}x + e_{i+1}) \sin mx dx = \frac{k_{i+1}}{m^2} (\sin mx_{i+1} - \sin mx_i) + \frac{k_{i+1}}{m} (x_{i+1} \cos mx_{i+1} - x_i \cos mx_i) + \frac{e_{i+1}}{m} (\cos mx_{i+1} - \cos mx_i). \quad (4)$$

В случае, когда функция $F(x)$ периодическая, аппроксимация её отрезками прямых линий приводит к большим погрешностям, поэтому аппроксимируем её отрезками параболы $y = gx^2 + kx + e$. При этом некоторый интеграл представляем в виде

$$\int_a^b F(x) \left\{ \frac{\cos mx}{\sin mx} \right\} dx = \int_a^{x_1} (g_1x^2 + k_1x + e_1) \left\{ \frac{\cos mx}{\sin mx} \right\} dx + \dots + \int_{x_n}^{x_{n+1}} (g_{n+1}x^2 + k_{n+1}x + e_{n+1}) \left\{ \frac{\cos mx}{\sin mx} \right\} dx + \dots + \int_{x_{n+1}}^b (g_nx^2 + k_nx + e_n) \left\{ \frac{\cos mx}{\sin mx} \right\} dx \quad (5)$$

Формулы для определения интеграла $\int_{x_i}^{x_{i+1}} (g_{i+1}x^2 + k_{i+1}x + e_{i+1}) \cos mx dx$ таковы:

$$\int_{x_{2i}}^{x_{2(i+1)}} (g_{i+1}x^2 + k_{i+1}x + e_{i+1}) \cos mx dx = \frac{2g_{i+1}}{m^2} (x_{2(i+1)} \cos mx_{2(i+1)} - x_{2i} \cos mx_{2i}) +$$

$$+ \frac{g_{i+1}}{m} (x_{2(i+1)}^2 \sin mx_{2(i+1)} - x_{2i}^2 \sin mx_{2i}) + \frac{k_{i+1}}{m^2} (\cos mx_{2(i+1)} - \cos mx_{2i}) +$$

$$+ \frac{k_{i+1}}{m} (x_{2(i+1)} \sin mx_{2(i+1)} - x_{2i} \sin mx_{2i}) + \left(\frac{e_{i+1}}{m} - \frac{2g_{i+1}}{m^3} \right) (\sin mx_{2(i+1)} - \sin mx_{2i}),$$

$$g_{i+1} = \frac{(y_{2i+2} - y_{2i+1})(x_{2i+1} - x_{2i}) - (y_{2i+1} - y_{2i})(x_{2i+2} - x_{2i+1})}{(x_{2i+2}^2 - x_{2i+1}^2)(x_{2i+1} - x_{2i}) - (x_{2i+1}^2 - x_{2i}^2)(x_{2i+2} - x_{2i+1})}, \quad (6)$$

$$k_{i+1} = \frac{(y_{2i+1} - y_{2i}) - g_{i+1}(x_{2i+1}^2 - x_{2i}^2)}{(x_{2i+1} - x_{2i})}, \quad e_{i+1} = y_{2i} - g_{i+1}x_{2i}^2 - k_{i+1}x_{2i}.$$

Аналогично, для интеграла $\int_{x_{2i}}^{x_{2(i+1)}} (g_{i+1}x^2 + k_{i+1}x + e_{i+1}) \sin mx dx$ имеем

$$\int_{x_{2i}}^{x_{2(i+1)}} (g_{i+1}x^2 + k_{i+1}x + e_{i+1}) \sin mx dx = \frac{2g_{i+1}}{m^2} (x_{2(i+1)} \sin mx_{2(i+1)} - x_{2i} \sin mx_{2i}) +$$

$$+ \frac{g_{i+1}}{m} (x_{2(i+1)}^2 \cos mx_{2(i+1)} - x_{2i}^2 \cos mx_{2i}) + \frac{k_{i+1}}{m^2} (\sin mx_{2(i+1)} - \sin mx_{2i}) +$$

$$+ \frac{k_{i+1}}{m} (x_{2(i+1)} \cos mx_{2(i+1)} - x_{2i} \cos mx_{2i}) + \left(\frac{e_{i+1}}{m} - \frac{2g_{i+1}}{m^3} \right) (\cos mx_{2(i+1)} - \cos mx_{2i}) \quad (7)$$

Как показала практика расчетов, проведенных при решении плоской задачи излучения, приведенные способы позволяют ускорить в 4–5 раз вычисление интегралов, у которых функция $F(x)$ быстро затухает, и повышают точность их определения при относительно небольшом количестве узловых точек.

Однако не все интегралы можно вычислить с помощью формул (2)–(7). В частности при решении плоской задачи излучения необходимо вычислить интегралы

$$\int F(x) \left\{ \begin{array}{l} \cos mx \\ \sin mx \end{array} \right\} dx, \quad (8)$$

в которых функция $F(x)$ медленно убывает, либо возрастает с ростом переменной интегрирования.

Метод вычисления значений интегралов, подобных (8), приведен в статье В.Г. Сизова и Э.И. Табачник [1]. Этот метод основан на улучшении сходимости знакопеременных рядов Эйлера. Ряды составлялись из значений подынтегральной функции на одноименных гауссовых абсциссах, что позволяло вычислять значения интегралов при крайне низких ресурсах памяти, но занимало много времени. В настоящее время развитие компьютерной техники позволяет за счет увеличения объема оперативной памяти ускорить процесс вычисления.

Вычисление значения интеграла (8) проводится в последовательности, приведенной ниже.

Интервал интегрирования разбивается на участки с постоянным знаком подынтегральной функции $\int F(x) \begin{cases} \cos mx \\ \sin mx \end{cases} dx$. Для интегралов, содержащих $\cos mx$, абсциссы границ участков определяются зависимостью $\frac{\pi \pi i}{2}$, для интегралов содержащих $\sin mx$, $\frac{\pi \pi i}{2} + \frac{\pi}{4}$, где i - целое число, m - фиксированное.

Вычисляются значения интегралов на полученных отрезках. Из этих значений строится знакопеременный ряд.

Полученный ряд подвергается процедуре улучшения сходимости методом Эйлера, при которой новые значения членов ряда определяются по формуле

$$U_s^q = \frac{(-1)^{s-q-1} \sum_{i=0}^q C_q^i U_{s-i-q}}{2^{q-1}}, \quad (9)$$

где s - номер члена ряда;
 q - порядок улучшения сходимости;
 C - биномиальные коэффициенты.

При проведении процедуры улучшения необходимо учитывать, что члены ряда, получающиеся в процессе улучшения с отрицательными индексами, необходимо опускать.

В качестве примера можно привести результаты вычисления интегралов

$J_1 = \int_0^{\infty} e^{-x} \cos x dx$, $J_2 = \int_0^{\infty} x \cos x dx$, $J_3 = \int_0^{\infty} x^2 \cos x dx$, имеющих затухающую (J_1) и незатухающую (J_2 и J_3) асимптотики их подынтегральных функ-

ций. Для этих интегралов известны точные решения [2].

Таблица 1. Результаты вычисления интегралов

	J_1	J_2	J_3
Точное значение [2]	0,5	0	0
Улучшение I порядка			
Значение	0,5000017	Ряд расходится	Ряд расходится
Количество членов ряда	7		
Улучшение II порядка			
Значение	0,4999998	-1,00000	Ряд расходится
Количество членов ряда	6	4	
Улучшение III порядка			
Значение	0,4999999	-1,00000	$-3,419 \times 10^{-14}$
Количество членов ряда	7	4	9
Улучшение IV порядка			
Значение	0,5000019	-1,00000	$-5,995 \times 10^{-13}$
Количество членов ряда	8	5	8
Улучшение V порядка			
Значение	0,50000007	-1,00000	$1,598 \times 10^{-15}$
Количество членов ряда	9	6	9

Как показывают результаты расчетов, приведенные в примере, не следует использовать улучшения высоких порядков, так как это может привести к увеличению числа членов ряда, необходимых для определения интеграла. Кроме того, следует отметить, что суммирование необходимо прерывать сразу по достижении членов со значениями меньшими, чем требуемая точность вычисления. Это может привести к накоплению ошибки и некорректности вычисления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сизов В.Г., Табачник Э.И. О вычислении интегралов типа преобразования Фурье и в смысле главного значения // Судостроение и судоремонт. Научно-технический сборник. Вып. 5. - Одесса: тип. ОИИМФ, 1972. - С. 17 - 23.
2. Давит Г.Б. Таблицы интегралов и другие математические формулы. - М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1983. - 176 с.

КРИТЕРИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ОПТИМИЗАЦИИ МОРЕХОДНЫХ КАЧЕСТВ МАЛОТОННАЖНЫХ СУДОВ

Ю.Д. Жуков

Предложена комплексная модель и, на ее основе, методика обеспечения при проектировании оптимального уровня штормовой безопасности малотоннажных судов. Основные результаты работы (нормативные требования, методики проектирования и пакеты прикладных программ, некоторые проектные и технические решения) внедрены рядом организаций и предприятий Украины и зарубежных стран. Подробно изложены основы многокритериальной оптимизации рассматриваемых судов на ранних стадиях проектирования, сопоставительной оценки проектов малотоннажных судов по критериям их штормовой безопасности. Приведены аналитические и экспериментальные доказательства соответствующих теорем, гипотез и определений.

Актуальность исследований в области обеспечения штормовой безопасности малых и средних судов обусловлена существенным обострением в последние годы глобальной социально-экономической проблемы, связанной с количеством и тяжестью последствий (в том числе фатальных) аварий таких судов из-за опрокидывания и заливания.

Низкий уровень обеспечения штормовой безопасности малотоннажных судов в первую очередь связан с отсутствием достаточных теоретических обобщений и комплексных моделей, учитывающих доминирующие факторы риска - погодный, технический и субъективный (человеческий). Большим числом авторов выполнены разнообразные исследования важных, но отдельных конкретных вопросов безопасности судов в условиях шторма.

В настоящее время отсутствуют: научно-обоснованная и надежная нормативная база и адекватные требования к остойчивости рассматриваемого класса судов; специализированные критерии и методы проектирования этих судов с учетом специфики их эксплуатации, социальных и экономических последствий аварий в условиях шторма; теоретические основы и соответствующие методы и средства текущего контроля параметров посадки и динамической остойчивости судна.

Таким образом, проблема обеспечения штормовой безопасности малых и средних судов изучена не полностью и исследования на эту тему являются актуальными. В указанную группу судов попадают водоизмещающие транс-

портные, промысловые и служебные суда и катера открытого и закрытого типов длиной от 6 до 32 м и водоизмещением до 500 т.

С точки зрения решения указанной проблемы на стадии проектирования малотоннажных судов можно выделить следующие основные задачи:

- разработка комплексной модели оценки и прогнозирования уровня безопасности малотоннажных судов при проектировании и эксплуатации;
- разработка специализированных критериев и расчетных методов оценки и нормирования уровня штормовой безопасности малотоннажных судов;
- разработка методов и средств обеспечения максимального или нормативного уровня безопасности судов при их проектировании;
- разработка методов и схем текущего контроля уровня штормовой безопасности в ходе эксплуатации, структуры и состава соответствующих измерительно-вычислительных комплексов;
- разработка теоретических основ и методов проектирования конструктивных и измерительных элементов устройств контроля параметров посадки и жидких грузов, а также динамических характеристик малотоннажных судов.

Исследования доминирующих факторов риска аварий малотоннажных судов проводились методами статистического анализа данных отечественных и зарубежных источников на базе системного подхода к теории безопасности на море [1-3]. Предварительная классификация малотоннажных судов осуществлялась на базе многолетних экспертных оценок методами теории размытых множеств [4,5], а также на базе численного анализа предельных для безаварийной эксплуатации судов различных размеров погодных условий методами вероятностной теории динамической устойчивости судна в положении лагом к порывистому ветру и нерегулярному волнению [6,7]. Эта же теория использовалась при обосновании и разработке системы количественных оценок и норм остойчивости судов в аналогичной расчетной ситуации [9]. Модифицированные критерии проектной эффективности малотоннажных судов основаны на использовании методов теорий проектирования судов и теории вероятности, а схемы многокритериальной оптимизации судов на начальных стадиях проектирования - на теории нечетких отношений предпочтения (доминирования) [4,5,8].

Предпосылками для исследований автора, положенных в основу данной работы, послужили обобщение и анализ результатов работ отечественных и зарубежных авторов.

В вопросах системного подхода к анализу аварийной статистики и комплексного обеспечения безопасности морских судов это работы известных ученых, посвященные разработке методологии проектирования судов и судовых устройств, - М.Н.Александрова, Л.М.Ногиды, В.В.Ашика, Л.Р.Аксюткина, А.В.Бронникова, С.Н.Благовещенского, К.Ойкая, Ю.И.Нечасва, В.М.Пашина, Н.Б.Севастьялова.

Базовыми автор рассматривает и работы ученых, посвященные развитию тех прикладных дисциплин и наук, результаты и требования которых к создаваемому объекту являются основой разрабатываемых алгоритмов и технических решений, звеньями комплексной математической модели обеспечения штормовой безопасности малотоннажных судов при их проектировании и эксплуатации. Это прежде всего исследования В.В.Луговского, В.Г.Сизова, Ю.В.Ремеза, Д.М.Ананьева, И.К.Бородая, В.А.Мореншильдт, Ю.Л.Макова, С.Б.Приходько, В.Б.Липиса, Д.В.Кондрикова, В.А.Половникова, Д.Фальзарано, К.Венделя, М.Хаддары, А.Одабаси, И.Оскана.

На фоне обнадеживающего снижения общего уровня аварийности судов (по категориям аварий, посадки на грунт до 30% за последние 30 лет) за счет широкого внедрения совершенного навигационного оборудования, электронных видеопрокладчиков, новых средств предотвращения и локализации пожаров, кардинально обратная картина сложилась с авариями судов из-за опрокидывания и заливания (относительный уровень потерь по указанным причинам возрос с 25-30% за 1951-60гг. до 40-45% за 1981-97гг.) и с этими авариями связано более 85% человеческих жертв, что связано с повышенной вероятностью мгновенного опрокидывания судов малых размеров (см. рис. 1). Статистика свидетельствует также о том, что более 70% рассматриваемых аварий происходит в условиях интенсивных ветро-волновых воздействий, однако от 50 до 70% этих аварий произошло из-за ошибок судоводителей, неправильной оценки уровня риска, неэффективных режимов штормования, что обуславливает необходимость комплексного анализа трех доминирующих факторов риска - погодного, технического и субъективного (человеческого).

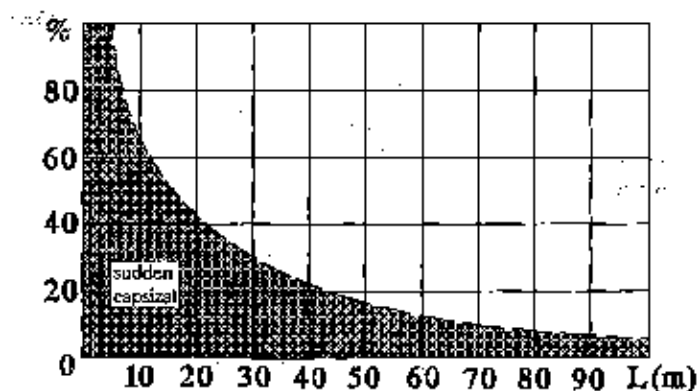


Рис. 1. Зависимость вероятности мгновенного опрокидывания от размеров судна

Таким образом, специфика аварий малотоннажных судов требует разработки оригинальных методов их анализа, формулирования критериев и норм безопасности, а также разработки специальных организационно-технических требований и инструментальных средств обеспечения и контроля их безопасности.

Комплексная модель количественной оценки уровня штормовой безопасности малотоннажных судов при проектировании и эксплуатации в общем виде представлена на рис. 2. Она является практической реализацией системного подхода Ю.И.Нечаева [8] к моделированию, нормированию и прогнозированию остойчивости и развитием разработанной автором в ранних работах схемы функционирования измерительно-вычислительного комплекса управляемой якорной стоянки судов специального назначения [2].

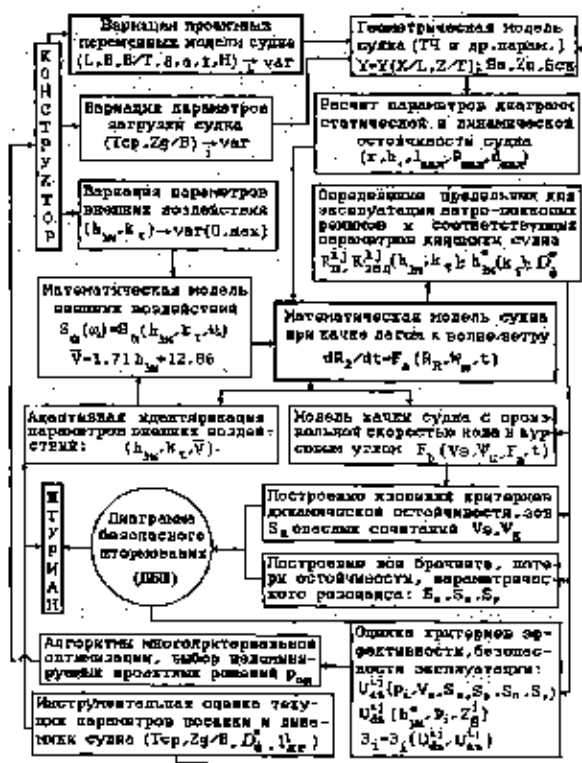


Рис. 2. Блок-схема комплексной модели количественной оценки уровня штормовой безопасности малотоннажных судов при их проектировании и эксплуатации

Верхний уровень детализации математической модели погодных условий предполагает использование полной модели совместного распределения средних скоростей ветра, высот и периодов волн

$$P_{\tau}^*(\bar{v}^*, h_{3\%}^*, \bar{\tau}^*) = \int_0^{\bar{v}^*} \int_0^{h_{3\%}^*} \int_{\tau_{\min}}^{\tau_{\max}} f(\bar{v}, h_{3\%}, \bar{\tau}) d\bar{v} dh_{3\%} d\bar{\tau},$$

где P_{τ}^* - вероятность эксплуатации судов в ограниченных по интенсивности погодных условиях; $f(\bar{v}, h_{3\%}, \bar{\tau})$ - известная плотность вероятности долговременного совместного распределения средних скоростей ветра, высот волн $h_{3\%}$ обеспеченности и средних периодов волнения; \bar{v}^* , $h_{3\%}^*$, $\bar{\tau}^*$ - предельные значения параметров ветро-волновых режимов, выдерживаемых судном без опрокидывания.

Для начальных стадий эскизного проектирования разработана приближенная одномерная модель долговременного распределения ветро-волновых режимов на базе аппроксимационных зависимостей и обобщенных характеристик режимов различной балльности.

Разработан также подход оперативного визуального определения спектральных характеристик волнения на базе аппроксимационных зависимостей статистических совместных распределений периодов и высот волн в различных районах Мирового океана. При этом спектры морского волнения выражаются в виде функции от наблюдаемых параметров волнения

$$S_{\alpha}(\omega_0) = \omega_0^4 \frac{A_1 \omega_0^2 + A_2}{A_3 \omega_0^4 + A_4 \omega_0^2 + 764},$$

где

$$A_1 = 0,012 k_{\tau}^4 h_{3\%}^{3,5}; \quad A_2 = 0,339 k_{\tau}^2 h_{3\%}^{2,5}; \\ A_3 = k_{\tau}^2 h_{3\%}^2; \quad A_4 = 50,72 k_{\tau}^2 h_{3\%}.$$

Покажем возможность в прямом виде учесть специфику малотоннажных судов и индивидуальные особенности их поведения в условиях шторма при разных вариантах загрузки введением показателей уровня проектной безопасности

$$U_{\alpha}^j = 1 - P_{\alpha}^j = \frac{S_{\alpha}}{S_{\alpha} + S_{\alpha}^j} = \frac{0,99}{h_i} \int_{2,77}^{3,78} h_i^j(k_{\tau}) dk_{\tau},$$

$$\text{и} \quad U_{\alpha}^j(V_S, \varphi_k, h_{3\%}, \tau) = 1 - P_{\alpha}^j,$$

где

$$P_a^j = \int_{\tau_{\min(h)}}^{\tau_{\max(h)}} \int_{h_i}^h f(h, \tau) dh d\tau,$$

$$P_{\sigma_j}^j = \int_{\tau_{\min(h)}}^{\tau_{\max(h)}} \int_{h_i}^h m_i^j(h, \tau) \cdot f(h, \tau) dh d\tau.$$

Геометрическая интерпретация U_{σ}^j и $m_i^j = S_u / (S_u + S_s)$ очевидна из рис. 3 и 4. Поскольку $U_{\sigma}^j \geq U_{\sigma}^j$, то судоводитель может обеспечить безопасность судна, избегая опасных сочетаний курсовых углов и скоростей хода с помощью диаграмм безопасного штормования.

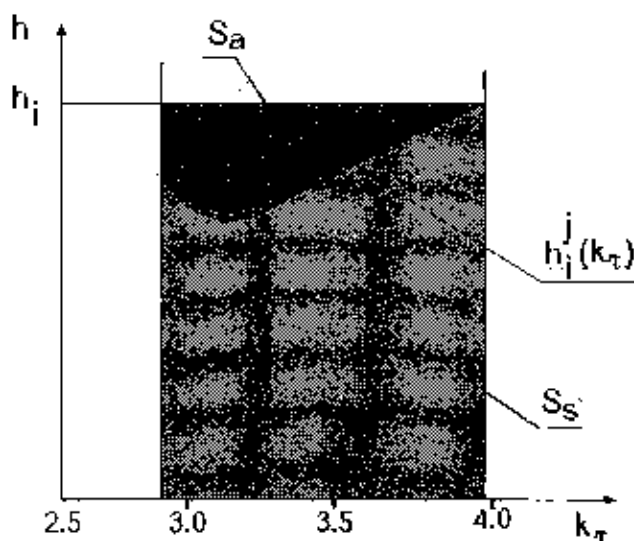


Рис. 3. Геометрическая интерпретация количественной оценки проектного уровня штормовой безопасности U_{σ}^j (при равномерном распределении $h_{3\%}$ и τ)

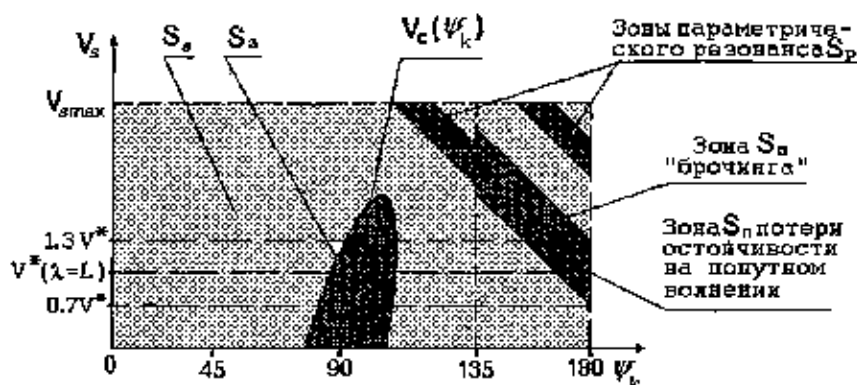


Рис. 4. Геометрическая интерпретация m_s^j (при равном распределении V_s и φ_k и фиксированных $h_{3\%}$ и τ)

Привлечение традиционных моделей и методов для количественной оценки разработанных критериев не дало положительных результатов. Так, по «критерию погоды» запасы динамической устойчивости росли по мере уменьшения размеров судна, что кардинально противоречит морской практике и аварийной статистике. Этот парадокс удалось объяснить недостаточным учетом в традиционных моделях доминирующей для малотоннажных судов роли волнения (в том числе разрушающегося) и пульсационных составляющих ветра.

Более точно учесть указанные особенности позволила вероятностная теория устойчивости судов в положении лагом к волнению, позволяющая определить в трехмерном пространстве параметров внешних воздействий зону выдерживаемых судном без опрокидывания ветро-волновых режимов [6,7].

В порядке приложений указанной теории к оценке динамической устойчивости малотоннажных судов был разработан ряд критериев, из которых наибольшую практическую ценность представляют [7]:

1. Критерий волностойкости (при отсутствии ветровой нагрузки):

$$Y = \frac{1}{X_1} > 1,$$

где X_1 определяется по формуле

$$X_1 = X + \frac{\Delta T_{\max}}{U_{\max}},$$

а слагаемое X - параметр интенсивности бортовой качки, определяющий отношение максимальной кинетической энергии колебаний судна T_{\max} к максимальному значению потенциальной энергии $U_{\max} = Dd_{\max}$, по формуле

$$X = \frac{6 \left[\frac{1}{2} (I_x + \mu_{44}) D_\theta \right]}{D d_{\max}} \approx \frac{T_{\max}}{U_{\max}},$$

где d_{\max} - плечо максимума диаграммы динамической остойчивости.

При этом влияние разрушающегося волнения осуществляется учетом импульсного характера дополнительного воздействия рванущихся частей волн путем введения максимального приращения кинетической энергии колебаний судна по формуле

$$\Delta T_{\max} \approx \frac{1}{2} \frac{(M_{\text{обр}} t_{\text{обр}})^2}{I_x + \mu_{44}},$$

где: $M_{\text{обр}}$ - дополнительный кренящий момент; $t_{\text{обр}}$ - время действия импульса.

Тогда критерий волнотойкости (индикатор опрокидывания судна под действием волн и пульсаций ветра) будет иметь вид

$$Y = \frac{6 D_\theta (I_x + \mu_{44})^2 + M_{\text{обр}}^2 t_{\text{обр}}^2}{2 D d_{\max} (I_x + \mu_{44})}$$

2. Критерий ветроволнотойкости:

$$k_{\Pi} = \frac{D I_{\max}}{M k_p} Z > 1,$$

где

$$Z = \sqrt{1 - \sqrt{X_1}} [1 - 0.25 \sqrt{X_1}].$$

3. Предложенный С.Б.Приходько критерий отсутствия интенсивного заливания (для судов открытого типа):

$$K_3 = \frac{\theta_{\text{залив}}}{\theta_{\max}},$$

где $\theta_{\text{залив}}$ - угол заливания; θ_{\max} - максимальный относительный угол крена;

$$\theta_{\max} = m_\theta + 3.04 \sqrt{D_\theta}.$$

На следующем этапе исследования были проведены массовые расчеты (пакеты прикладных программ разработаны С.Б.Приходько и Г.Г.Амплесовым)

пределных погодных режимов и параметров динамики 61 отечественного и зарубежного судна, соответствующих моменту их опрокидывания (рис. 5 и рис. 6).

Анализ полученных результатов свидетельствует о том, что предложенные методики дают качественно верные оценки, совпадающие со статистикой и хорошей морской практикой. При этом они дают присмлемые количественные результаты (известные погодные условия на момент фактических аварий совпадают с расчетным прогнозом, а расчетные ограничения по допустимой бальности - с инструкциями по эксплуатации малотоннажных судов).

Однако получаемые при этом оценки отражают лишь уровень проектной эффективности и безопасности судна в одной расчетной ситуации (лагом к ветру и волнению без хода), применимый при нормировании и сопоставлении вариантов судов при проектировании, но не отражают уровень риска аварий в эксплуатационных условиях.

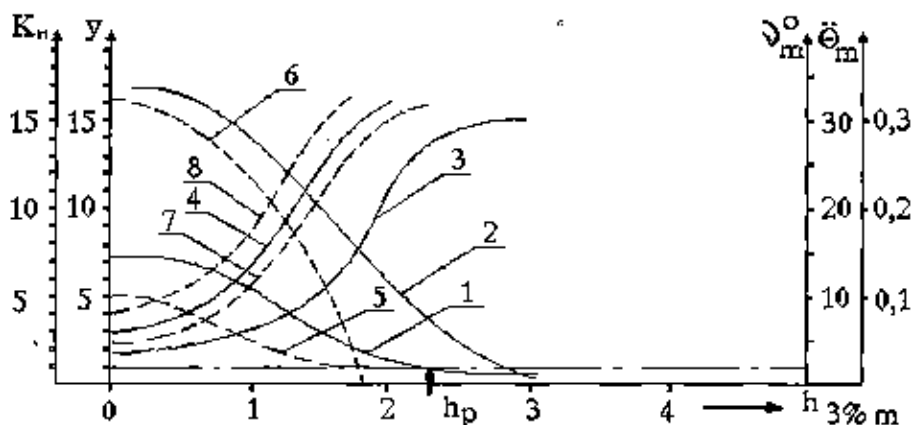


Рис. 5. Показатели динамической остойчивости судна проекта 771 (длина 14,8):

- 1, 5 - критерий «волнстойкости» (для вариантов, соответственно, со скуловыми килем и без);
- 2, 6 - критерий устойчивости КП;
- 3, 7 - линейные ускорения на борту с учетом вертикальной качки (доли g);
- 4, 8 - максимальная амплитуда качки, град.

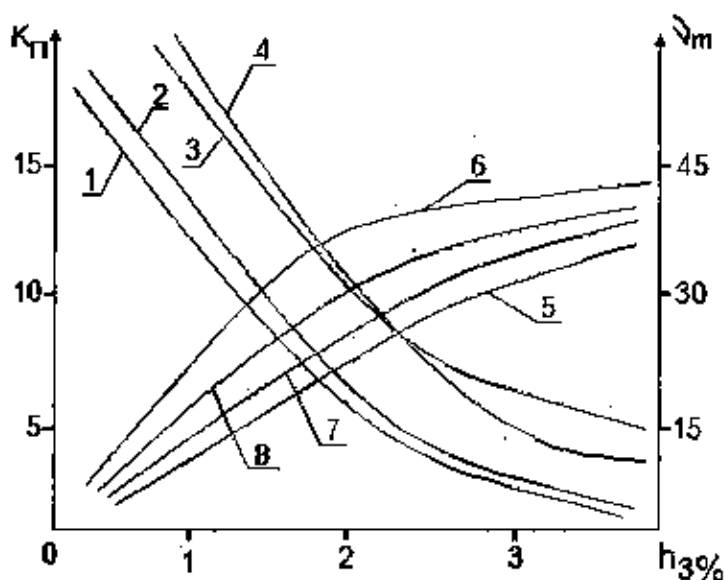


Рис. 6. Показатели динамической устойчивости судов различных размеров: 1-4 - критерий (соответственно для судов проекта 884, 376, 1415 и 1459); 5-8 - соответствующие максимальные амплитуды качки, град.

Таким образом появляется возможность прогнозирования уровня штормовой безопасности малотоннажного судна при эксплуатации с произвольным курсом и скоростью хода при эквивалентном переходе к традиционным методикам расчета качки судна и построению диаграмм безопасного штормования, или с применением нелинейной модели Ю.И.Нечаева, основанной на существовании устойчивой статистической связи между соотношением периодов вынужденных и собственных колебаний и средней амплитудой бортовой качки. При уровне значимости 0,05 линейная часть этой модели имеет вид [8]:

$$X_1 = (12 - \bar{\theta}) / 12, \quad X_2 = \left| \tau_0^* - \bar{\tau} \right| (g / B)^{0.5}, \quad X_3 = V / (gL)^{0.5},$$

в дополнительная нелинейная часть рассматриваемой математической модели имеет вид

$$Y_1 = \bar{\theta} / \theta_m, \quad Y_2 = (h_0 / l_m) - 0,5,$$

где

$\bar{\theta}$ - средняя амплитуда; τ_0^* - характерный период, принятый в качестве базового; $\bar{\tau}$ - период крупных вынужденных колебаний; X_3 - число Фруда; θ_m - угол максимума диаграммы статической остойчивости; h - начальная метacentрическая высота; l_m - плечо максимума диаграммы статической остойчивости.

Погрешность приведенной модели не превышает 2,5% или погрешности прямых экспериментальных данных при гидродинамическом эксперименте [8].

При построении, в рамках разработанной модели, зон брожения, потери остойчивости на попутном волнении, параметрического резонанса предлагается следовать рекомендациям Ю.И.Нечаева (уделяя внимание анализу критериев: $1_m (\theta \geq 30^\circ) \geq 0,25 M$; $(M_{оп})_\omega \geq M_\omega$; $(h_0)_{\min} \geq 0$), Д.М.Ананьева, Ю.Л.Макова, В.С.Обрехта, В.А.Мореншилдьт ($A(\omega_k, r_\sigma, v_\xi, q_\xi) \leq 1$) и др.

Предлагается проводить анализ совокупности проектных решений и действий судоводителя, ведущих к общей цели (безопасной эксплуатации судна), формально выражаемой желанием увеличить критерий безопасности (эффективности):

$$B(\text{Слд}, \text{Вф}),$$

где Слд = {ПР, ДС} - выбор конструктора и судоводителя, т.е. совокупность проектных решений (см. рис. 2)

$$\text{ПР} = p_i(L, B, D / T, \delta, \alpha, \chi, H, \dots, T_j, z_R^j, h_{3\%}^k)$$

и действий судоводителя

$$\text{ДС} = r_k(V_S, \varphi_\sigma, T_{оп}^k, z_R^k, \dots, h_{3\%}^k, k_r^k, S_a, S_\delta, S_i, S_\sigma);$$

Вф - неконтролируемые ими внешние факторы, составляющие реальные условия эксплуатации

$$\text{Вф} = \left\{ S_\alpha(h_{3\%}, k_r, \omega_0), \bar{V}(h_{3\%}) \right\}.$$

Выбор конкретной Слд в зависимости от информированности судоводителя и конструктора о значениях Вф определяет их совместную стратегию $CC = CC(\text{Вф})$, $CC \subseteq \text{Слд}$. Основная сложность и противоречивость такого выбора заключается в разнесенности во времени решений конструктора и судоводителя, различной степени свободы в их принятии и отсутствии в настоящее время эффективного информационного «посредника». Для разрешения этих противоречий разработан ряд сквозных информационных моделей.

При проектировании малотоннажных судов вопросы обеспечения их штур-

мовой безопасности решают путем удовлетворения тривиальных ограничений на параметры диаграммы статической устойчивости, практически пренебрегая динамическими особенностями их поведения в интенсивных погодных условиях. Такой подход себя не оправдал - среди опрокинувшихся судов не найдено ни одного проекта, не удовлетворяющего этим ограничениям. В то же время во всех критериях проектной эффективности в той или иной форме закладывают ограничение в виде среднестатистического коэффициента интенсивности эксплуатации или время простоя.

В качестве базового критерия для анализа чувствительности влияния основных проектных переменных на качество проектных решений был принят традиционный для малотоннажных судов критерий проектной эффективности транспортной работы (ЭТР).

Анализ чувствительности ЭТР показал, что до настоящего времени фактически абсолютно неизученным остался такой путь увеличения проектной эффективности транспортной операции малых судов, как увеличение коэффициента интенсивности эксплуатации k_{us} . В первую очередь это определилось ошибочностью увязывания величины k_{us} лишь с особенностями организации эксплуатации у конкретных потребителей малых судов. Поэтому на ранних стадиях проектирования k_{us} принимался величиной средней статистической и постоянной для определённого типа судна.

В рассмотренной ситуации заложено как минимум два противоречия. С одной стороны введение k_{us} в качестве постоянного множителя не оказывает влияние на принятие проектных решений. С другой - очевидна существенная чувствительность критерия ЭТР к вариациям k_{us} . При этом использование среднестатистических оценок k_{us} судов, находящихся в эксплуатации в предшествующие периоды, вообще говоря существенно искажает прогноз эффективности новых проектов и не могут использоваться в таком виде при решении задачи оптимизации. Кроме того, очевидна зависимость k_{us} от значений и соотношений основных размерений судна:

$$k_{us} = k_{us} \left(\frac{H}{B}, \frac{B}{T}, \delta, \frac{Z_d}{T}, S_n, S_{TK} \right).$$

В работах [6-8] на численных примерах показана высокая чувствительность критериев проектной эффективности транспортной работы, сверхплановой прибыли, относительных приведенных затрат к величине рассмотренного коэффициента интенсивности эксплуатации, а также функциональная связь последнего с показателем уровня проектной безопасности малотоннажных судов $k_{us} - k_{us}(U_{sk})$ и основных проектных параметров судна p_i , так как:

$$U_{ds}(P_i) = U_{ds} \cdot \left(\frac{H}{B}, \frac{B}{T}, \delta, \frac{Z_g}{T}, l_{\max}, \Theta_{\max}, d_{\max}, S_{II}, S_{CK} \right).$$

Кроме того установлено, что доминирующим фактором, определяющим, наряду с ходкостью, проектную эффективность и штормовую безопасность малотоннажных судов, является их динамическая остойчивость. Особенности алгоритма расчета показателей уровня штормовой безопасности рассматриваемых судов определило введение дополнительных проектных переменных в оптимизационную модель на начальных стадиях эскизного проектирования. С целью построения и практической реализации указанной модели разработаны: упрощенная математическая модель формирования теоретического чертежа судна по заданным проектным параметрам, применимая на различных стадиях эскизного проектирования и при контроле посадки и остойчивости судна в ходе его эксплуатации; алгоритм последовательной оптимизации проектных решений в режиме диалога с применением некоторых методов теории размытых множеств; а также практическая методика многокритериальной оптимизации альтернативных проектных решений с учетом возможных вариантов нагрузки и соответствующих уровней их штормовой безопасности и эффективности.

Практическая методика многокритериальной оптимизации на начальных стадиях эскизного проектирования малотоннажных судов основана на сведении ее к классу задач анализа размытых отношений предпочтения, построенных на конечном множестве проектно-претендентов. При этом каждому i -му ($i = 1, N$) проекту-претенденту соответствует вектор значений j -ых ($j = 1, M$) значений критериев и ограничений $a_i = (a_{1i}, a_{2i}, \dots, a_{ji})$, а максимальным или нормативным значениям этих же критериев и ограничений - вектор $r = \{r_1, r_2, \dots, r_j\}$. Поэлементное сопоставление векторов a_i и r определяет соответствие i -го проекта P_i его оптимальному варианту.

Всё множество сопоставляемых проектов и числовых значений их критериев и ограничений образуют массив размерностью $N \times M$:

$$A = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & \dots & a_{1N} \\ a_{21} & a_{22} & \dots & a_{2N} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{M1} & a_{M2} & \dots & a_{MN} \end{pmatrix}$$

Далее рассматриваются N массивов Z размерностью $N \times M$, порожденных из A путем замены i -го столбца значений a_{Mi} на соответствующие значения критериев и ограничений r_M :

$$Z_1 = \begin{vmatrix} r_1 & a_{12} & \dots & a_{1N} \\ r_2 & a_{22} & \dots & a_{2N} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ r_M & a_{M2} & \dots & a_{MN} \end{vmatrix}, \quad Z_1 = \begin{vmatrix} a_{11} & r_1 & \dots & a_{1N} \\ a_{21} & r_2 & \dots & a_{2N} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{M1} & r_M & \dots & a_{MN} \end{vmatrix}, \quad \dots$$

$$Z_M = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & \dots & r_1 \\ a_{21} & a_{22} & \dots & r_2 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{M1} & a_{M2} & \dots & r_M \end{vmatrix}.$$

Каждое r_j порождает на множестве значений a_{ij} конкретный вид функции принадлежности P_i оптимальному решению $\mu_{ji}(a_{ij}, r_j)$. При этом конкретные значения r_j и a_{ij} дают численное значение μ_{ji} . Таким образом, исходные массивы Z_j преобразуются в массивы значений функции принадлежности размытому решению D размерностью $(N-1) \times M$:

$$D_1 = \begin{vmatrix} \mu_{12} & \mu_{13} & \dots & \mu_{1N} \\ \mu_{22} & \mu_{23} & \dots & \mu_{2N} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{M2} & a_{M3} & \dots & a_{MN} \end{vmatrix}, \quad D_2 = \begin{vmatrix} \mu_{11} & \mu_{13} & \dots & \mu_{1N} \\ \mu_{21} & \mu_{23} & \dots & \mu_{2N} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{M1} & a_{M3} & \dots & a_{MN} \end{vmatrix}, \quad \dots$$

$$D_N = \begin{vmatrix} \mu_{11} & \mu_{12} & \dots & \mu_{1(N-1)} \\ \mu_{21} & \mu_{22} & \dots & \mu_{2(N-1)} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{M1} & a_{M2} & \dots & a_{M(N-1)} \end{vmatrix}.$$

Каждый j -тый столбец массива D_j при этом имеет минимальный элемент, который и представляет собой значение функции принадлежности P_i к оптимальному по всем критериям и ограничениям решению

$$\mu_{Di} = \min_j (\mu_{ji}).$$

Уже на этом этапе может определяться требуемое решение, если какое-либо из $\mu_{Di} = 1$, т.е. j -тый проект-претендент удовлетворяет всем критериям

и ограничениям. Однако, при реальном многокритериальном проектировании такая ситуация не является характерной. В общем случае речь идет о выборе проекта-претендента, удовлетворяющего рассматриваемые критерии наилучшим образом (выбор недоминируемой альтернативы). В работе [5] доказана теорема существования недоминируемой неразмытой альтернативы P_i^{UND} при построении на множестве проектов-претендентов размытого отношения предпочтения по следующей схеме:

$$\mu^d(a_i, a_j) = 1 - \sup_{k=1, M} [\mu_j(a_{kj}) - \mu_i(a_{kj})]$$

Достаточно громоздкие, на первый взгляд, обоснования и доказательства существования решений в конечном итоге сводятся к довольно простым и эффективным алгоритмам и процедурам принятия решений в рамках анализа простейших электронных таблиц, в качестве элементов которых выступают количественные показатели соответствующих отношений предпочтения и их сверток.

Результаты использования предложенных методик внедрены рядом организаций и предприятий Украины и других стран, в том числе: Речным Регистром РСФСР при разработке руководящего документа «Методика определения допустимых ветро-волновых режимов для эксплуатации судов с классом Речного Регистра РСФСР длиной до 20 м»; ЦКБ «Рсдан» при разработке руководящего документа «Правила постройки и классификации малотоннажных судов», подсистем многокритериальной оптимизации катеров на ранних стадиях проектирования и при натурных испытаниях танкерных спасательных шлюпок, Черноморско-Днепровской бассейновой инспекцией Госфлотнадзора Украины при разработке проектов национальных норм и требований к остойчивости малых судов; Международной организацией по стандартизации ISO при разработке проекта стандарта ТК/188 WG/22 «Малые суда. Остойчивость и непотопляемость» [9].

ЛИТЕРАТУРА

1. Александров М. Н. *Безопасность человека на море*. - Л.: Судостроение, 1983.
2. Александров М. Н., Бугаенко Б. А., Жуков Ю. Д. и др. *Судовые устройства. Справочник*. - Л.: Судостроение, 1987.
3. Жуков Ю. Д. *Безопасность малотоннажных судов. Предпосылки и общая концепция*/Судостроение, вып. 40. - Киев-Одесса: Лыбидь, 1991.
4. Жуков Ю. Д. *Машинный метод реализации размытых алгоритмов*/Труды НКИ, вып. 154. - Николаев: НКИ, 1979.
5. Жуков Ю. Д. *Применение некоторых методов теории размытых*

множеств к решению задач многокритериальной оптимизации при проектировании сложных конструкций/ Труды НКИ, вып. 141. - Николаев: НКИ, 1978.

6. *Александров М. И., Пекрасов В. А., Жуков Ю. Д. Новый подход к оценке остойчивости морских судов/ Гидродинамика корабля. - Николаев: НКИ, 1991.*
7. *Амплеев Г. Г., Жуков Ю. Д., Пекрасов В. А. Динамическая устойчивость судна в положении лагом к ветру и волнению/ Научно-технический сборник. - Л.: Регистр СССР, вып. 17, 1991.*
8. *Печеев Ю. И., Дубовик С. А., Щербак О. С. Математическое моделирование остойчивости судна на волнении в экспертной системе «Мореходность»// Доклады ВНТК «Безопасность на море», Николаев, 1991. - Николаев, НКИ, 1992.- С. 11-17.*
9. *Alexandrov M.N., Zhukov Y.D. Stability of Open Boats and Power Driven Vessels.- ISO/TC 188 WG/22 N 23.-Rome, 1991.*

ОБВОДЫ КОРПУСА И СКОРОСТЬ МАЛОТОННАЖНЫХ СУДОВ СМЕШАННОГО ПЛАВАНИЯ (МССП)

Нгуен Хай Ань, Ю. Ларкин

При сравнительно небольших размерах МССП и узком диапазоне их изменения [1] вполне понятным является стремление к получению максимально возможной вместимости. Последнее приводит к увеличению коэффициентов полноты и к изменению соотношений размерений. Мидель-плангоут по форме приближается к прямоугольной, а его площадь определяется возможностями эксплуатации на реках и в каналах.

Решающим для навигации в условиях стесненного фарватера является отношение площади сечения канала к площади мидель-плангоута (обратная величина - стеснение). В качестве нижнего предела этого отношения рассматривается значение 4,5. Оно увеличивается с увеличением скорости, лимитируемой соображениями исключения касания днищем судна дна канала при просадке.

Диапазон изменения скорости судов внутреннего плавания - от 5 до 9 узлов [2], что составляет в числах F_r от 0,13 до 0,20. Коэффициент общей полноты изменяется при этом от 0,65 до 0,85.

При таких коэффициентах полноты на внутренних водных путях из-за стеснения потока и мелководья наблюдается иной характер обтекания по сравнению с морскими судами с отношением ширины к осадке около трех или менее, имеющим трехмерный характер обтекания в оконечностях.

На мелководье в средней части судна в районе днища наблюдается переход к двумерному обтеканию при существенном увеличении скорости перемещения судна относительно воды. При отношении глубины к осадке $h/d=1,2$ на скоростях $F_r=0,15-0,20$ сопротивление трения воды на мелководье увеличивается на 20% по сравнению с сопротивлением на глубокой воде, а волновое сопротивление достигает максимальных значений при критической скорости.

При глубине $h=2$ м критическая скорость составляет 8,6 узла, а при глубине $h=2,5$ м - 9,5 узла. Относительная скорость существующих МССП обычно не превышает $F_r=0,27-0,28$.

При полных формах, как показывает многолетняя практика постройки и эксплуатации судов в смешанном сообщении, по соображениям уменьшения сопротивления целесообразно несколько заострить носовые обводы. Для

этого приходится увеличивать отношение длины судна к ширине. Заострению носовой оконечности способствует размещение за переборкой форпика в корму отсека для подруливающего устройства типа насос-водомер (Pump-Jet), улучшающего также возможности динамической удифферентовки судна.

Для определения коэффициента общей полноты МССП может быть рекомендована модифицированная по результатам статических вычислений формула Бекера

$$C_b = 1.104 - 0.125 \frac{v}{\Delta^{1/6}},$$

где v - скорость судна, узл.;

Δ - водоизмещение, т.

Интересно отметить, что придание МССП тех или иных требуемых качеств в разумных пределах допускает возможность некоторой толерантной стабилизации отдельных численных параметров, в частности, коэффициента общей полноты C_b .

Подобное обстоятельство заметно из работы Ir.A.Roorda и Ir.E.M.Neurburg [3, С.160], по данным которой коэффициент общей полноты может быть выбран практически одинаковым (0.695-0.703) при изменении относительной скорости (число Тэйлора) в 20-процентном диапазоне. Косвенно подобное обстоятельство можно обнаружить для моделей с коэффициентом общей полноты 0,70-0,75 в исследованиях J.Dawson [4].

Для судов с рассматриваемыми характеристиками практически отсутствуют данные систематических модельных буксировочных и самоходных испытаний. Материалы по моделям крупных судов крайне затруднительно использовать для определения сопротивления воды и характеристик взаимодействия движителей и корпуса МССП.

Хорошие результаты, как показывают расчеты, дает классический метод определения сопротивления воды, основанный на разделении его на две составляющие. При этом, как отмечено Ir.A.Roorda и Ir.E.M.Neurburg [3], для вычисления сопротивления трения подходит известное выражение

W.Froude $R_F = C_F \gamma \Omega U^n$, в котором коэффициент сопротивления C_F для стальной хорошо окрашенной поверхности при длине судна от $L=30$ м до $L=61$ м изменяется от $0,970 \cdot 10^{-2}$ до $0,944 \cdot 10^{-2}$. При этом показатель степени скорости n сохраняется равным 1,83.

Для вычисления остаточного сопротивления хорошо подходят кривые D.W.Taylor в обработке M.Gertler. Они построены при отношениях ширины к осадке B/d от 2,25 до 3,75. Расширение диапазона $B/d=4,50$ и выше осуше-

ствлено в работе W.Henschke [5].

Учитывая небольшие диапазоны изменения размеров и относительных скоростей МССП, на начальных этапах проектирования коэффициент общей полноты C_p может быть определен по формуле Бекера. При необходимости, с поправкой на толерантность, коэффициент общей полноты может быть принят равным 0,70 в диапазоне от $F_r=0,20$ до $F_r=0,27$, и равным 0,75 и 0,65 при числах F_r меньше 0,20 и больше 0,27, соответственно.

При расчетах сопротивления воды движению МССП хорошие результаты показывают применение известного выражения W.Froude и кривых D.W.Taylor.

ЛИТЕРАТУРА

1. Нгуен Хай Лань, Ларкин Ю. Особенности малотоннажных судов смешанного плавания // Судостроение. -1997.- №3. -С.34-36.
2. Bari A., Chorydhury. Design of small inland commercial vessels// International Shipbuilding Progress.-1989.-№405.-P.19-50.
3. Roorda A., Neuburg E.M. Small seagoing craft and vessels for inland Navigation. Haarlem. Holland, 1957.-560 P.
4. Dawson J. Resistance and propulsion of single-screw coasters. Part IV // Trans.IESS.-1959. -Paper №1247.-P. 265-334.
5. Henschke W. Systematische Widerstandsversuche an Taylor-Modellen mit einem Breitn-Tiefgangverhältnis $B/T=4.5$ und honer // Schiffbautechnik.-1964.-№10.-S. 524-526.

ВОПРОСЫ РЕКЛАССИФИКАЦИИ СУДОВ СМЕШАННОГО ПЛАВАНИЯ

В.В. Козляков, В.М. Кудашов

Интенсивный процесс выхода речных судов с классами "0" и "М" в прибрежные районы Черного и Средиземного морей сопровождается, как правило, укорочением или подкреплением корпусов с переводом их либо в класс III-СП Морского Регистра, либо в класс М-СП Речного Регистра.

Эти классы соответствуют практически одинаковым условиям эксплуатации с ограничением высоты волны $h_{3\%} \leq 3,5$ м (5 баллов), однако требования Правил качественно и количественно различаются, что создаст определенные трудности при реклассификации судов.

Кроме того, способы подкреплений еще не являются стандартными и в ряде случаев не обеспечивают надежности корпусов в морских условиях из-за появления многочисленных усталостных трещин в подкрепленных конструкциях.

В статье рассмотрены пути преодоления отмеченных затруднений и возможной унификации требований Правил на примере терпистого пути реклассификации серии судов-площадок типа "Славутич".

1. В Правилах Морского Регистра судоходства 1997 г. (далее МР-97) требования к моменту сопротивления крайних связей для судов III-СП определяются величиной W и W_{\min} в см³

$$W \geq \frac{M_{\max} + M_0}{175} \cdot \eta \cdot (\sigma_T) \cdot 10^3 \geq W_{\min}; \quad (1)$$

$$W'_{\max} = C_{\omega}(L) \cdot BL^2 \cdot (C_s + 0,7) \cdot \eta \cdot (\sigma_T) \cdot \varphi(L), \quad (2)$$

$$W'_{\min} = C_{\omega}(L) \cdot BL^2 \cdot (C_s + 0,7) \cdot \eta \cdot (\sigma_T) \cdot \varphi(L) \cdot 0,95 \cdot \varnothing \cdot v,$$

где $C_{\omega}(L) = 10,75 - (300 - L_p / 100)^{1,5}$;

$$L_p \leq L_{\text{КЛМ}} \cdot 0,97; \quad C_\theta = C_\theta^0 \cdot \frac{L_{\text{КВЛ}}}{L_p};$$

$$M_\theta^0 = 0,19 \cdot C_\omega(L) \cdot BL^2 \cdot C_\theta \cdot \varnothing \cdot v \cdot \varphi(L) \text{ КНм}$$

$$M_\theta^n = -0,11 \cdot C_\omega(L) \cdot BL^2 \cdot (C_\theta + 0,7) \cdot \varnothing \cdot v \cdot \varphi(L) \text{ КНм} \quad (3)$$

$$M_n^{c,p} = C_\omega(L) \cdot BL^2 \cdot (0,15C_\theta + 0,0385) \cdot \varnothing \cdot v \cdot \varphi(L) \text{ КНм}$$

-унифицированные МАКО волновые изгибающие моменты, соответственно на вершине и подошве волны и средние с обеспеченностью $\theta = 10^{-1}$.

$\varphi(L) = 0,71 - 0,22L \cdot 10^{-2}$ - коэффициент, учитывающий ограничения по высоте волны $h_{3\%} \leq 3,5$ м.

$$\eta(\sigma_T) = 1 - 0,68 \text{ при } \sigma_T = 235 - 390 \text{ МПа}$$

$\varnothing = 0,95 \cdot (1 + \rho_n \cdot f \cdot 10^{-2})$ - коэффициент, учитывающий дополнительные нагрузки от волновой вибрации.

$$v = \frac{1}{1 + \Delta} \text{ - коэффициент, учитывающий гибкость корпуса.}$$

$$f = \left\{ \frac{L_p \cdot \theta_0}{430 D_1 \cdot \eta(\sigma_T) \cdot \varphi(L)} \cdot \left[\frac{2,5}{\varphi^{0,3}} + 1,5 \cdot \left(\frac{L}{100} \right)^{2/3} \right] \right\}^{1,5} \cdot \left(\frac{L}{100} \right)^{0,75};$$

$$\Delta = 0,045 \cdot (\alpha - 0,25)^2 \cdot \frac{L^2}{2000 D_1 \cdot \eta \cdot \varphi}$$

Поскольку МР-97 предъявляет жесткие требования к устойчивости сжатых связей при действии суммарного изгибающего момента, критерий (1) может рассматриваться как условный критерий предельной пластической прочности.

Условие (2) приближенно отражает требования усталостного критерия [1], только без учета влияния нагрузок на тихой воде и для корпусов из малоуглеродистой стали. Действительно, в соответствии с [1]

$$W_{\text{ист}} = \left(\frac{a_m \cdot X_i^0 \cdot (T, m, k, \dots) + \mu \cdot M_{\text{тн}}^{\text{ср}}}{\sigma_{-1}^0} \right) \cdot a_{\Sigma} \cdot 10^7 \cong \frac{a_m \cdot X_i^0 \cdot (T, \dots)}{\sigma_{-1}^0} \cdot a_{\Sigma},$$

поскольку коэффициент чувствительности к средним нагрузкам $\mu = \frac{\sigma_{-1}^0 \cdot v_1}{\sigma_{\text{вр}}}$

мало отличается от "0".

Для унифицированных МАКО волновых нагрузок $k_m \cong 1; \theta \cong 10^{-3}$ и размерный параметр закона Вейбулла может быть определен по формуле:

$$a_m = \frac{M_{-1}}{k_m \sqrt{\ln 10^{-3}}} \cong \frac{M_{-1}}{18,42} = \frac{0,11 \cdot C_{\omega}(L) \cdot BL^2 \cdot (C_s + 0,7) \cdot \varphi(L) \cdot \varnothing \cdot v}{18,42},$$

а усталостный критерий представлен в форме

$$W_{\text{ист}} \geq C_{\omega}(L) \cdot BL^2 \cdot (C_s + 0,7) \cdot \eta(\sigma_r) \cdot 0,95 \varphi(L) \cdot \varnothing \cdot v \cdot \frac{0,11 \cdot 10^7 \cdot X_i^0 \cdot a_{\Sigma}}{18,42 \cdot \sigma_{-1}^0 \cdot \eta(\sigma_r) \cdot 0,95},$$

принимая $X_i^0(T) = 6$ и $\sigma_{-1}^0 \cong 70 \text{ МПа}$ получим

$$W_{\text{ист}} = W_{\text{мин}}'' \cdot \frac{0,54 \cdot a_{\Sigma}}{\eta(\sigma_r)} \quad (4)$$

где $a_{\Sigma} \leq 2$ - обобщенная величина коэффициента концентрации напряжений в прерывистых связях.

При $\eta(\sigma_r) \cong 1$ (малоуглеродистая сталь) $a_{\Sigma} \leq 1,85$; $W_{\text{ист}} = W_{\text{мин}}''$.

Для сталей повышенной прочности $\eta(\sigma_r) < 1$ и для выполнения условия (4) необходимо снижать концентрацию напряжений и повышать качество сварных соединений: $a_{\Sigma}^{\text{доп}} \leq 1,85 \cdot \eta(\sigma_r)$.

Важно подчеркнуть, что требования к $W_{\text{мин}}''$ являются определяющими для общей прочности судов ограниченного района плавания. В Правилах МР-95, а также в Правилах ряда классификационных обществ требования к $W_{\text{мин}}''$ были и остаются более жесткими. Требования критерия (1) обычно выполняются с избытком из-за сравнительно малой величины изгибающего момента на тихой воде $M_{\text{тн}}^{\text{макс}}$ для судов смешанного района плавания с относительно малой осадкой.

2. В Правилах Речного Регистра 1995 г. (далее РР-95) для корпусов нового судна с палубой, загруженной поперечной нагрузкой имеются три критерия

общей прочности.

- Критерий допускаемых напряжений:

$$W_p' \geq \frac{M_{ТВ}^{MAX} + M_B}{0,6\sigma_T} \cdot 10^3, \quad (5)$$

где $\varphi_p' = \frac{W_{пз}}{W_p'} \leq 1$ - редуцированный коэффициент при расчетном моменте.

- Критерий предельной пластической прочности:

$$W_p'' \geq \frac{M_{ТВ}^{MAX} + M_B}{\varphi_p'' \cdot \sigma_T} \cdot 1,5 \cdot 10^3, \quad (6)$$

где $\varphi_p'' = \frac{W_p'}{W_p''} \leq 1$ - редуцированный коэффициент, зависящий от степени

устойчивости сжатых связей при предельном моменте.

- Критерий предельной эксплуатационной прочности:

$$W_p''' \geq \frac{9,81 \cdot \Delta_C \cdot L}{\varphi_p''' \cdot \sigma_T \cdot K_{op}}, \quad (7)$$

где Δ_C - водоизмещение судна в полном грузу, т для грузовых судов класса М-СII

$K_{пр} = 0,032 - 0,028$ при $L = 100 - 140$ м;

$$M_B = \pm 9,8 \cdot h \cdot k_0 \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot BL^2 \cdot C_B, \quad (8)$$

- волновой изгибающий момент.

$$k_0 = 1,24 - 1,7 \cdot \frac{B}{L}; \quad h_{3\%} = 3,5 \text{ м.}$$

$$k_1 = 0,0149 - 0,0127 \text{ при } L = 100 - 140 \text{ м}$$

$k_2 = 2 - 2\theta \cdot \frac{d_H}{L}$ - коэффициент, учитывающий динамические нагрузки от слемминга и волновой вибрации,
 d_H - осадка носом.

Для судов с продольной системой набора определяющим является критерий допускаемых напряжений (5). Анализ показывает, что обеспеченность волнового изгибающего момента близка к $\theta = 10^{-6}$.

Наиболее уязвима для критики величина коэффициента k_2 , существенно возрастающая с уменьшением осадки носом d_H . В действительности при $h_{\text{вн}} = 3,5$ м и осадке $d_H > 1,7$ м днищевой слемминг не возникает, а волновая вибрация и бортовой слемминг возрастает с ростом осадки из-за увеличения размеров и энергии резонансных волн.

Подчеркнем, в Правилах Речного Регистра совершенно отсутствует критерий усталостной прочности, что справедливо только для речных судов, не испытывающих значительных волновых нагрузок.

3. Сопоставим требования Морского и Речного Регистров к общей прочности на примере грузового судна-площадки типа "Славутич" применительно к классам М-СП и П-СП при осадках $d_{\text{ср}} = 2,64$ м и 3,2 м. Исходные данные и результаты расчетов представлены в таблице 1.

Величины в скобках (.....) относятся к $d_H = 1,7$ м в Правилах РР-95.

Из таблицы 1 следует, что:

- расчетные величины волновых изгибающих моментов и в МР-97 и РР-99 практически соответствуют величинам $M_{\text{ср}}^{\text{ср}}$, полученным при статической постановке на волну с $h_{\text{вн}} = 3,5$ м, и более чем в 1,5 раза превышают реальные величины при длительном плавании на трех или двухмерном нерегулярном волнении с $h_{\text{вн}} = 3,5$ м. При испытаниях т/х "Славутич-6" в марте 1997 г. у западных берегов Крыма при $h_{\text{вн}} = 3-3,5$ м измеренные и рассчитанные волновые моменты не превышали и 60% рассчитанных величин.

Следовательно, за 6-7 часов перехода до порта-убежища даже при $h_{\text{вн}} = 3,5$ м расчетные величины не могут быть достигнуты.

Грубая ошибка в прогнозе, когда вместо $h_{\text{н}} = 3,5$ м судно может встретить волнение с $h_{\text{н}} = 6$ м (баллов), маловероятна при современном состоянии гидрометеослужбы.

Таблица 1 - Сравнение требований Морского и Речного Регистров к общей прочности

		Речной Регистр - 95				Морской Регистр - 97			
		$d_{\text{ср}} = 2,64\text{ м}$		$d_{\text{ср}} = 3,2\text{ м}$		$d_{\text{ср}} = 2,64\text{ м}$		$d_{\text{ср}} = 3,2\text{ м}$	
L_{II}	$B, \text{ м}$	105,2	16,0	105,2	16,0	105,2	16,0	105,2	16,0
$L_{\text{вот}}$	$L, \text{ м}$	103,5	103,5	105,9	105,9	103,5	100,4	105,9	102,7
D	$d_{\text{н.н}}$	4,0	2,64-1,7	4,0	3,2-1,7	4,0	2,64-1,7	4,0	3,2-1,7
$C_{\text{с}}$	$C_{\text{с}}$	0,80	0,813	0,82	0,815	0,80	0,848	0,82	0,84
$\Delta_{\text{с}}$	$\vartheta_{\text{с}}, \text{ ун}$	3644	10,6	4527	10,0	3644	10,6	4527	10,0
$M_{\text{ср}}^{\text{max}}$	$M_{\text{ср}}^{\text{нбт}}$	22476		-38436		22476	110373	-38436	112141
$M_{\text{ср}}^{\text{с}}$	$M_{\text{ср}}^{\text{нбт}}$	103244	115716	98700	118793	113506	116638	115930	119718
$M_{\text{ср}}^{\text{сн}}$		107217		114654		107217		114654	
k_0	\emptyset	0,977		0,983			1,147		1,15
β	v	0,95		0,95			0,953		0,949
k_1	$\emptyset \cdot v$	0,0147		0,0145			1,093		1,091
k_2	$C_{\text{с}}(D)$	1,498		1,4			7,93		7,98
$\sigma_{\text{с}}$	$\eta, \sigma_{\text{с}}$	245		245			0,973		0,973
$W_{\text{ср}}^{\text{с}}$	$W_{\text{ср}}^{\text{с}}$	0,91	(0,99)	1,0	(1,10)		0,74		0,88
$W_{\text{ср}}^{\text{сн}}$	$W_{\text{ср}}^{\text{сн}}$	0,81	(0,92)	0,87	(0,99)		0,94		0,97
$W_{\text{ср}}^{\text{сн}}$	$W_{\text{ср}}^{\text{сн}}$	0,52		0,64			0,96		1,01
$\varphi_{\text{с}}^{\text{с}}$	$\varphi_{\text{с}}^{\text{с}}$	0,95	0,93						
$\varphi_{\text{с}}^{\text{сн}}$	$\varphi_{\text{с}}^{\text{сн}}$			0,96	0,97				

Несмотря на приближенный учет гидродинамических факторов, структура требований МР-97 представляется более полной, чем РР-95, и может быть использована в качестве основы при унификации требований к судам классов М-СП и Ш-СП.

4. Увеличение осадки с 2,64 м до 3,2 м и грузоподъемности с двух до трех тысяч тонн потребовало обстоятельного обоснования возможности изъятия требований международной конвенции о грузовой марке. Базой для такого решения явились конструктивные особенности судов этого типа: герметичный корпус танкерного типа, наличие подпалубного коридора в ДП, обеспечивающего связь бака и юта в штормовых условиях, наличие прочных и плотных хотя и разрезных стенок бункера высотой 2,1-2,4 м (рис. 1), установка при модернизации скуловых килей, существенно (до двух раз) уменьшивших амплитуды бортовой качки.

Остойчивость и непотопляемость судна при увеличенной осадке соответствует всем требованиям МР-97 и РР-95. Результаты натурных испытаний, выполненных комиссией УКРРЕЧФЛОТА под председательством В.А.Сахно весной 1997г., и расчеты качки подтвердили безопасность плавания, несмотря на умеренную заливаемость палубы, поскольку бункер не заливался, а только иногда забрызгивался при самых неблагоприятных сочетаниях курсового угла и скорости хода (рис. 2). Испытания выявили и положительное демпфирующее влияние заливаемости палубы на уменьшение амплитуд бортовой и килевой качки и волновых изгибающих моментов на вершине волны.

Кроме этого был учтен и положительный опыт пробной эксплуатации судов этого типа в морских условиях при $h_{\text{жс}} = 2,5$ м и осадке 3,2 м. Поэтому несмотря на полное соответствие требованиям МР-97 и РР-95 по прочности, устойчивости и непотопляемости для судов Ш-СП и М-СП было решено допустить опытную эксплуатацию судов типа "Славутич" при осадке 3,2 м с ограничением высоты волны $h_{\text{жс}} = 2,5$ м с дальнейшим переходом к $h_{\text{жс}} = 3,5$ м после накопления положительного опыта.



Рис.1. Общий вид стенок бункера

5. Исходные характеристики эквивалентного бруса представлены в таблице 2, а требуемые Правилами МР-97 в таблице 1 для класса П-СП. Для выполнения этих требований момент сопротивления днищевого пояса необходимо увеличить с $W_{дн} = 0,79 \text{ м}^3$ до $W_{дн} = 1,01 \text{ м}^3$, а по требованиям РР-95 до $W_{дн} = 0,99 \text{ м}^3$, поскольку на судах-площадках палубный пояс мощнее днищевого.

Первоначально эта задача была решена путем усиления 24 днищевых полосообразных ребер тавровыми сварными профилями с пояском $150 \times 10 \text{ мм}$ и стенкой $180 \times 8 \text{ мм}$ с общей площадью 706 см^2 и массой около 45 т (рис. 3а).

Характеристики эквивалентного бруса после усиления по первому варианту даны во 2 столбце таблицы 2. Они были подтверждены при статических испытаниях в порту Николаев в феврале 1997 года.

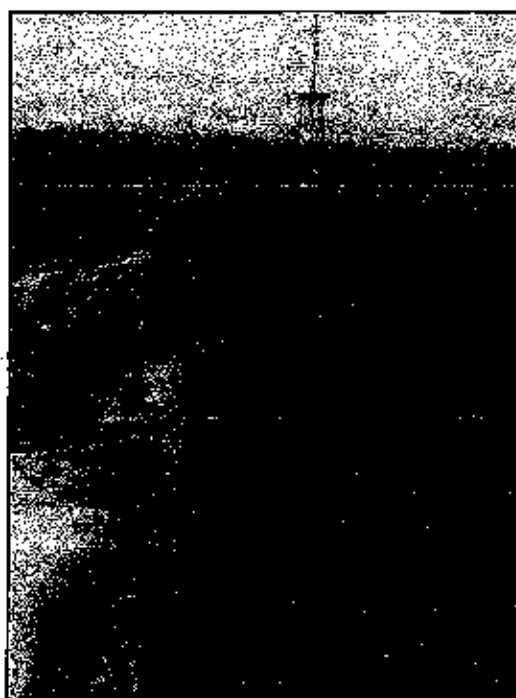


Рис. 2. Заливаемость палубы

Таблица 2. - Геометрические характеристики эквивалентного бруса в исходном и подкрепленном состоянии

	Исходное состояние	I вариант	II вариант	III вариант
$I_{0,2} \text{ м}^4$	1,88	2,16	2,18	2,25
$Z_{0,2} \text{ м}$	2,39	2,16	2,17	2,17
$W_{ПАЛ}^B \text{ м}^3$	1,17	1,17	1,19	1,23
$W_{дн}^{II} \text{ м}^3$	0,97	1,0	1,01	1,05
$W_{дн}^I \text{ м}^3$	0,79	1,0	1,01	1,15

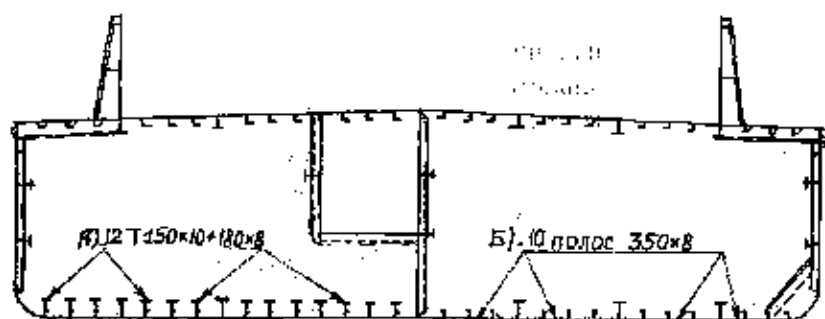


Рис.3. Варианты подкрепления корпуса

Естественно, что варка на плаву в жестком контуре около 1250 коротких ребер длиной по 1100 мм (флоры оставались неразрезными) сопровождалась технологическими дефектами: непроварами, шлаковыми включениями, разностенностью, снижающими усталостные характеристики стыковых соединений поясков и стенок дополнительных ребер с флорами.

Ненадежными оказались и кничные соединения усиленных ребер с поперечными переборками.

После усиления в 1996 г. основной части судов типа "Славутич" в первые же месяцы эксплуатации в морских условиях начали проявляться десятки трещин в сварных поясках, переходящих на стенку, и в кничных соединениях на переборках. Важно отметить, что эти трещины быстро выявлялись экипажем, поскольку при приеме груза через каждые 2-3 недели балласт откачивался досуха с помощью эжекторов вручную и отсеки хорошо освещались. Характерно, что трещины в стенках распространялись очень медленно и ни в одном из случаев не достигали полособульба, утолщенная часть которого являлась своеобразным барьером, а местная прочность ребер даже без усиления была избыточной.

С помощью аппарата современной механики разрушения [1] удалось подтвердить, что в сварных стыках поясков с большими технологическими дефектами пределы усталости могут быть снижены до 10-20 МПа, и время появления трещины до 3-4 месяцев. Время же распространения трещин по стенкам до критической величины $l_{кр} \cong 90$ мм могло достигать 30-40 су-

ток даже при испрерывном плавании в самых жестких условиях с $h_{гн} = 3,5$ м. Таким образом при сравнительно кратковременных рейсах, трещины можно считать не катастрофически опасными, а контролируруемыми дефектами, т. к. они могут быть обнаружены, засверлены и устранены в ближайшем порту. В последние годы практика эксплуатации конструкций с трещинами на основе

концессии контролируемой живучести получила распространение в ряде отраслей техники, даже в авиации. Поскольку грубые технологические дефекты «выжигаются» в начальном периоде, то можно утверждать, что в дальнейшем появление новых трещин даже в столь неудачной подкрепляющей конструкции станет все менее вероятным и эти суда можно эксплуатировать. Дефекты хвостовых соединений на всех судах были устранены, а восстановленные стыковые соединения поясков было рекомендовано усилить коротышами из полосульбового (№ 10) или листового профиля длиной $l \cong 600$ мм.

Для оставшихся неподкрепленными судов можно рекомендовать более надежный и экономичный II вариант подкрепления путем установки 20 полос 350×8 мм с общей площадью 560 см^2 и общей массой около 31 т (рис. 3б и третий столбец табл. 2).

При установке 20 полос 350×10 мм с общей площадью такой же как в I варианте - 700 см^2 характеристики эквивалентного бруса существенно увеличиваются (четвертый столбец табл. 2).

В заключение отметим, что при массовом выходе речных судов в море целесообразно использовать положительный опыт Морского и Речного Регистров и унифицировать их требования к прочности, сохраняя структуру Правил Морского Регистра Судоходства с детализацией и уточнением критерия усталостной прочности и живучести корпусных конструкций.

Драматический опыт подкрепления судов типа «Славутич» свидетельствует о необходимости более строгого обоснования конструкции и технологии установки подкреплений корпуса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Козляков В.В. Об оценке и прогнозировании усталостной долговечности и живучести судовых конструкций с трещинами // Труды НКИ "Строительная механика корабля". Николаев, 1992.

ВЛИЯНИЕ ПРОЕКТНЫХ КРИТЕРИЕВ НА КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ УСТРОЙСТВ КОНТРОЛЯ БЕЗОПАСНОСТИ

Ю.Д. Жуков

Проведен анализ влияния состава и структуры критериев оптимального проектирования малотоннажных судов на выбор состава и особенности конструирования механических элементов средств и устройств текущего контроля параметров их штормовой безопасности. Основные рассмотренные результаты (нормативные требования, соответствующие методики конструирования и пакеты прикладных программ, некоторые проектные и технические решения) внедрены рядом организаций и предприятий Украины и зарубежных стран.

Первая часть исследования влияния проектных критериев оптимизации мореходных качеств малотоннажных судов на конструктивные особенности устройств и средств текущего контроля их штормовой безопасности посвящена разработке концепции, структуры и основных алгоритмов функционирования соответствующей бортовой измерительно-вычислительной системы. Среди первоочередных следует выделить такие задачи: разработка алгоритмов предварительной обработки измеряемых параметров динамики судна, общей схемы адаптивной идентификации параметров внешних воздействий, алгоритмов численного анализа случайных процессов качки судна, структуры и методов построения диаграмм безопасного штормования малотоннажных судов.

Известные методы текущего контроля остойчивости судов ориентированы на контроль параметров диаграммы статической остойчивости расчетными методами (по статьям нагрузки и величине средней осадки с использованием универсальных диаграмм) или способами, основанными на функциональной зависимости начальной метацентрической высоты от периода свободных бортовых колебаний судна. Далее контроль остойчивости сводится к сопоставлению параметров текущей диаграммы статической остойчивости с нормативными их ограничениями. Как показано в предыдущих работах [1-5], такой набор контролируемых параметров не гарантирует объективную оценку текущего уровня штормовой безопасности малотоннажных судов (подавляющее большинство опрокидываний таких судов происходит даже при удовлетворении тривиальных ограничений на параметры их диаграмм остойчивости).

Кроме того, точность ручных замеров исходных данных для используемых систем и приборов контроля остойчивости, не позволяет считать их приемлемыми для оценки штормовой безопасности малотоннажных судов. Установлено, что на практике погрешность определения массы генеральных грузов составляет $\pm 2\%$; координат их центров тяжести $\pm 1,5$ м по длине и $\pm 0,5$ м по высоте судна; погрешности определения массы массовых грузов $\pm 5\%$, а координат их центров тяжести соответственно ± 1 м и $\pm 0,3$ м. При этом ошибка определения h_0 может превышать 50-70%.

Таким образом, основным недостатком существующих систем и приборов является отсутствие объективной информации о текущей посадке и загрузке судна (о его средней осадке, крене и дифференте, уровнях жидких грузов и т.д.). Инструментальные средства определения посадки и остойчивости судна по фактической нагрузке и контроля кинематических характеристик движения распространения не получили. Это прежде всего объясняется их большей стоимостью, сложностью, ненадежностью работы, а также отсутствием требований к их установке со стороны органов технического надзора и классификации.

Изложенное обусловило необходимость разработки специальных методов и средств текущего контроля штормовой безопасности рассматриваемого класса судов. В основу их разработки положены известные принципы выбора безопасных сочетаний скорости хода судна и его курса относительно волны, разработанные отечественными (В.Г.Сизов, В.Б.Липис, Д.В.Кондриков, Ю.В.Ремез, Ю.И.Нечаев, Н.Б.Севастьянов и др.) и зарубежными (Льюис, Аэртсен, Очи, Тасаки и др.) исследователями, базирующиеся на непосредственной оценке ходовых качеств, чрезмерных перемещений или ускорений при качке, возможных резонансных явлений, частоты слеминга или заливания палубы. При этом учет специфики поведения малотоннажных судов в условиях шторма определил необходимость наличия в разрабатываемых системах контроля загрузки и остойчивости:

- современной теоретической базы, основанной на нелинейном анализе поведения малых судов на случайном волнении;
- использование новых вероятностных критериев остойчивости;
- надежной, точной, безопасной измерительной техники, позволяющей регистрировать посадку судна, уровень и раздел жидких грузов и динамические параметры качки;
- низкой цены и затрат на обслуживание;
- центральная часть системы должна занимать объем не более четверти кубического метра из-за ограниченности места на мостиках малых и средних судов.

Учет специализированной критериальной базы и возможности автоматизации ряда измерений позволил разработать структуру, алгоритмы функционирования и конфигурацию бортовых измерительно-вычислительных комп-

лексев контроля штормовой безопасности малых судов. Полнота и непротиворечивость разработанной схемы контроля обеспечивается применением тех же параметров и моделей, что и при проектировании судна, а также контролем всех разработанных критериев и показателей остойчивости и штормовой безопасности малотоннажных судов с дальнейшим отображением результатов этого контроля в виде диаграммы безопасного штормования (см. рис. 1).

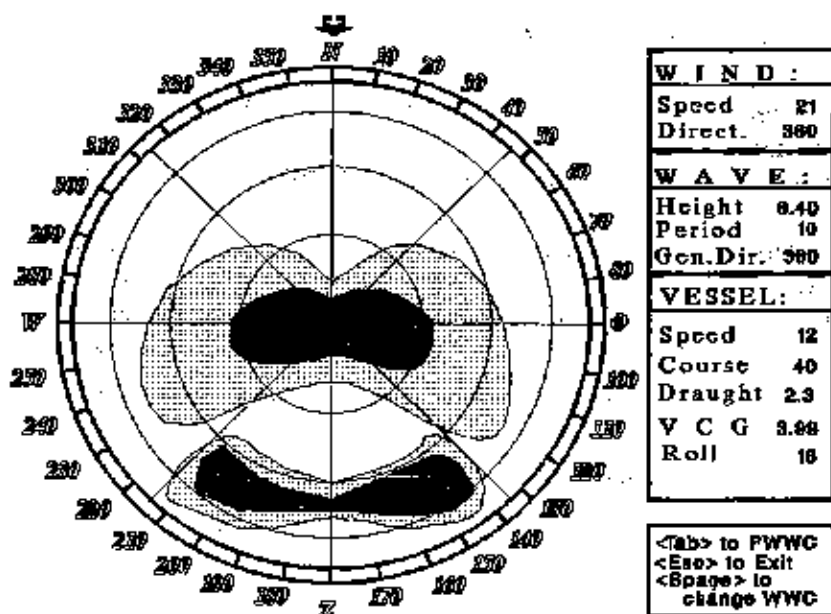


Рис. 1. Диаграмма безопасного штормования (ДБШ) малотоннажного судна

Структура ДБШ малотоннажного судна включает шесть элементов, основной из которых построен по аналогии с верхней частью диаграммы В.Г.Власова и нижней частью универсальной штормовой диаграммы Ю.В.Ремеза (семейство концентрических окружностей, соответствующих скорости хода судна, и пучку лучей, соответствующих курсовым углам).

При этом площадь круга радиуса V_{max} разбивается на три зоны:

- зона безопасных сочетаний курсовых углов q и скоростей хода V_s судна, окрашивается на экране в зеленый цвет;
- зона сочетаний курсовых углов q и скоростей хода V_s судна, соответ-

ствующих повышенной динамике качки, нежелательной с точки зрения безопасности судна, его конструкций или крепления грузов и т.п., окрашена в желтый цвет; эксплуатация судна в этих режимах существенно сказывается на его эффективности, может привести к возникновению некатастрофических аварийных ситуаций с нежелательными последствиями;

- зона опасных сочетаний курсовых углов Q и скоростей хода V_s судна, длительная эксплуатация судна в которых приводит к авариям с катастрофическими последствиями (опрокидывание или интенсивное заливание с последующим затоплением); окрашивается в красный цвет.

Конфигурация и размеры указанных зон существенно зависят от состояния загрузки судна и параметров, действующих ветро-волновых воздействий. Для их построения необходим постоянный мониторинг: параметров посадки и уровней жидких грузов; угловых скоростей и линейных ускорений основных видов качки; направления и скорости ветра; скорости хода судна и его курсового угла.

Разработанная схема контроля реализована в рамках структуры бортовой системы, приведенной на рис. 2. Основной вариант схемы предусматривает применение специальной адаптивной идентификации параметров спектра волнения. Как запасной вариант предусматривается возможность ввода визуально определенных $h_{3\%}$ и k_r с использованием известных моделей спектров волнения.

Адаптивная оценка конечномерных параметров внешних воздействий ($h_{3\%}$ и T_{cp}) предполагает наличие информации о динамических характеристиках судна (например, D_θ), полученных с помощью измерений этих характеристик инструментальными средствами в виде регрессионного вектора

$$R_r(t) = R_r(D_\theta^*, D_\theta^u, T_{cp}, z_g / B, h_{3\%}, k_r).$$

В первом приближении можно ограничиться одним параметром - дисперсией угловых скоростей бортовой качки $R_r(t) = D_\theta$. В этом случае адаптивная оценка параметра волнения $P_w = \{h_{3\%}, k_r, V\}$ состоит в том, что на основе текущего регрессионного сигнала $R_r(t)$, его оценки $P_w(t, p_i, h_{3\%}, k_r)$ в соответствии с комплексной моделью и сигналом ошибки $E(t) = E(t, h_{3\%}, k_r)$ корректируется или заново вычисляется оценка параметров спектра волнения $S_\omega(h_{3\%}, k_r, w_0)$.

Практическая реализация разработанной схемы адаптивной идентификации текущих параметров спектра волнения основана на переходе от исходных дифференциальных уравнений качки к функциям спектральных плотностей.

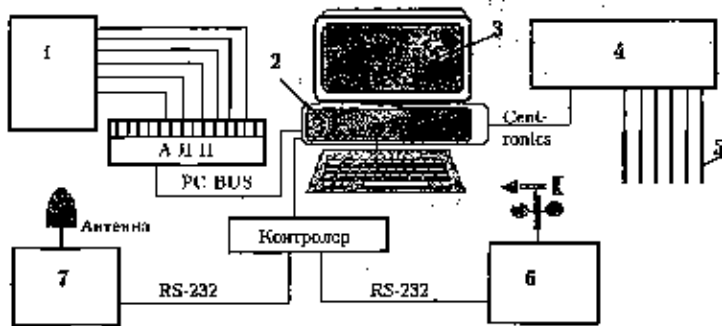


Рис. 2. Структура бортовой системы текущего контроля посадки и устойчивости судна с подсистемой оптимального штормования: 1 - блок измерителей динамики судна (или радиолокационная приставка для снятия спектра морского волнения); 2 - процессор бортового компьютера; 3 - дисплей бортового компьютера; 4 - центральный электронный блок устройства контроля посадки судна и уровней жидких грузов; 5 - датчики осадок и уровней жидких грузов с выносными генераторами-приемниками; 6 - измеритель направления и скорости ветра; 7 - спутниковая навигационная система (например, отечественная «Бирюза СН-4»)

Сначала исходные дифференциальные уравнения типа

$$(I_x + \mu_{44}) \vartheta'' + \lambda_{44} \vartheta' \dot{\vartheta}' + D I(\vartheta) = M_{kp}(V, \vartheta, t) - I_x \Delta''(t) + M_p(\vartheta, \Delta, t),$$

представляются в виде

$$\dot{x}_i'(t) + f_1(x_i', t) + f_2(x_i', t) = f_3(x_i, y, y', y''),$$

где $\vartheta(t) = \Theta(t) - \Delta(t)$ - относительный угол крена; $\Delta(t) = \chi_0 \alpha(t)$ - редуцированный угол волнового склона; $M_{kp}(V, \vartheta, t)$ - кренящий момент от действия ветровой нагрузки; $M_p(\vartheta, \Delta, t)$ - дополнительный кренящий момент, обусловленный действием близких к разрушающимся и разрушающимся гребней волн; x_i - величины, характеризующие динамику судна ($x_1 = \Theta$, $x_2 = \psi$ и т.д.).

При этом считается, что переменные x_i (стационарные случайные или приводимые к ним функции) могут быть непосредственно измерены с помощью инструментальных средств, разработанных в [1-3], а для внешних воздействий $y(t)$ известна с точностью до числовых параметров $h_{3ж}$ и k_1 , спектральная плотность. Одна из ключевых задач идентификации состоит в том, чтобы используя приведенные выше уравнения, как некоторое «передаточное звено», определить конкретные значения этих параметров по реализации

$x_i(t)$, т.е. определить реально действующие внешние возмущения с последующим анализом и оптимизацией режимов движения судна.

На первом шаге формулы для определения коэффициентов линеаризации имеют вид:

$$K_1^1 = \frac{\sigma_y}{\sigma_x}; \quad K_1^i = \frac{R_{yx}(0)}{R_x(0)}; \quad y_0 = \int_{-\infty}^{\infty} F(x) f(x) dx;$$

$$K_1^1 = \left[\frac{1}{\sigma_x^2} \int_{-\infty}^{\infty} F^2(x) f(x) dx y_0^2 \right]^{0.5};$$

$$K_1^2 = \int_{-\infty}^{\infty} f(x) m_x F(x) f(x) dx;$$

где верхние индексы у коэффициентов K_j^i указывают на один из возможных способов линеаризации; R_x, R_{yx} - корреляционная и взаимокорреляционная функции $x(t)$ и $y(t)$.

Переход к функциям спектральных плотностей осуществляется методом передаточной функции

$$S_X(\omega) = \frac{|(j\omega)^2 + K_{11}^i j\omega + K_1^i|^2}{|(j\omega)^2 + L_{11}^i j\omega + L_1^i|^2} S_Y(\omega).$$

Поскольку $S_X(\omega)$ и $S_Y(\omega)$ определены независимо от исходной системы дифференциальных уравнений, то это равенство может быть выполнено только приближенно. В качестве меры близости можно выбрать сумму

$$C(h_{3\%}, k_\tau) = \sum_{i=1}^3 \sum_{L=1}^N \beta^i(\omega) \left| S_X^i(\omega_k^L) - |\Phi(i\omega)|^2 S_Y \right|^\alpha,$$

а числа $h_{3\%}, k_\tau$ выбрать из условия ее минимума. Таким образом, первый шаг заканчивается определением $h_{3\%}$ и k_τ , дающим экстремум функции $C(h_{3\%}, k_\tau)$, и, следовательно, дисперсий G_Y, G_Y . На втором шаге, по известным G_Y, G_Y , а также центральным моментам X_0^i , находятся эквивалентные частотные коэффициенты, а по ним эквивалентные передаточные функции исходя из равенства

$$K^2(\omega, G_X, m_X) = K(j\omega, G_Y, m_Y) K(-j\omega, G_Y, m_Y).$$

Предполагая, что случайные процессы, описываемые каждым членом в дифференциальных уравнениях, некоррелированы, частотную характеристику левой и правой частей, определяют аналогично случаю постоянных коэффициентов, т.е. суммой частотных характеристик слагаемых. В этом слу-

час функция $|\Phi(j\omega)|^2$ будет равна

$$|\Phi(j\omega)|^2 = \frac{|(j\omega)^2 + K_{11}^i(j\omega, G_X', m_X')(j\omega) + K_1^i(j\omega, G_X, m_X)|^2}{|(j\omega)^2 + L_{11}^i(j\omega, G_Y', m_Y')(j\omega) + L_1^i(j\omega, G_Y, m_Y)|^2},$$

где $K_{11}^i, K_1^i, L_{11}^i, L_1^i$ - эквивалентные передаточные функции.

Если на первом шаге довольно простая аппроксимация дает, как правило, достаточно точное значение дисперсий, то вторым шагом делается попытка достаточно точно описать изменение спектральной плотности при прохождении сигнала через нелинейность.

После построения новой передаточной функции необходимо снова, принимая $h_{3\%}$ и k_r за независимые переменные, минимизировать функцию $C(h_{3\%}, k_r)$. После решения экстремальной задачи необходимо рассчитать G_Y, G_Y' . Если они близки к соответствующим значениям, найденным на первом шаге, то процесс определения спектральной плотности для данного курса и скорости оканчивается.

При нахождении функции спектральной плотности при других значениях $V, \cos \Phi_B$ необходимо произвести расчет заново, начиная с первого шага, так как изменится первое слагаемое в сумме $C(h_{3\%}, k_r)$.

Разработаны также алгоритмы уменьшения погрешностей, связанных с дискретностью обрабатываемой информации (появление ложных спектральных составляющих и паразитных амплитуд модуляций спектра, размывание спектральных составляющих и др.).

Рассмотрим некоторые результаты разработки специализированных конструктивных и измерительных элементов устройства текущего контроля параметров штормовой безопасности - блока измерителей угловых скоростей и линейных ускорений, фильтров помех снимаемой информации, специализированного аналого-цифрового преобразователя, блока измерителей посадки судна и уровней жидких грузов. Разработаны теоретические основы, схемные и технические решения указанных устройств на базе методов импульсной рефлектометрии [2-3].

В качестве параметров динамики судна, подлежащих текущей оценке и используемых в алгоритмах идентификации параметров внешних воздействий, а также при построении диаграмм безопасного штормования, определены: угловые скорости бортовой и килевой качки, а также рыскания; линейные ускорения вертикальной, поперечно-горизонтальной и продольно-горизонтальной качки.

Измерительный блок представляет собой законченную конструкцию в виде

цельного основания, фрезерованного из алюминия, на котором размещена специальная платформа с установленными на строго взаимно перпендикулярных плоскостях по три датчика угловых скоростей и линейных ускорений. Платформа закрывается защитным кожухом, закрепленным на основании.

Модифицированные по результатам экспериментальных исследований варианты измерительного блока отличаются установленными дополнительно фильтрами помех снимаемой информации и системой вентиляции, обеспечивающей стабильный температурный режим. Для ввода данных в бортовой компьютер разработан 24-х каналный программируемый (с предварительной обработкой данных и буферной памятью) аналого-цифровой преобразователь.

Измерительные устройства посадки судна и уровней жидких грузов сконструированы в виде двухпроводной длинной электрической линии, представленной как множество соединенных в цепочку бесконечно малых элементов длиной dx , каждый из которых имеет сопротивление $r_0 dx$ и индуктивность $L_0 dx$, проводимость $g_0 dx$ и емкость $C_0 dx$. При этом сопротивление $r_0 dx$ и индуктивность $L_0 dx$ считались включенными в один провод, а происходящие в этом проводе процессы описывались дифференциальными уравнениями вида

$$-\frac{\partial u}{\partial x} = r_0 i + L_0 \frac{\partial i}{\partial t}; \quad -\frac{\partial i}{\partial x} = g_0 u + C_0 \frac{\partial u}{\partial t}.$$

Решение этой системы уравнений в частных производных при заданных начальных и граничных условиях дает возможность определить ток и напряжение как функции расстояния от начала линии и времени, что открывает возможность построения схем и алгоритмов оценки расстояния от начала линии до особенностей (скачков) ее параметров. При этом задача определения уровня жидких грузов сводится к анализу временных интервалов между импульсами значений тока и напряжения, описываемых выражениями типа

$$\dot{u}_2 = \dot{A}_3 + \dot{A}_4; \quad I_2 z_c = \dot{A}_3 - \dot{A}_4;$$

где

$$\dot{A}_3 = \frac{1}{2}(\dot{u}_2 + I_2 z_c); \quad \dot{A}_4 = \frac{1}{2}(\dot{u}_2 - I_2 z_c).$$

При произвольном сопротивлении нагрузки Z_2 в конце линии $\dot{A}_4 \neq 0$ и в линии возникает обратная волна, что учитывается введением комплексного коэффициента отражения вида

$$\tilde{r} = \frac{\dot{A}_4 e^{-\gamma x}}{\dot{A}_3 e^{\gamma x}} = \frac{z_2 - z_c}{z_2 + z_c} e^{\gamma x}$$

В общем случае коэффициент отражения определяется в точках, где есть какая-либо неоднородность (конец, начало линии, переход линии через раздел сред с различным коэффициентом диэлектрической проницаемости, например, воздух-вода или вода-нефтепродукт и т.п.). В работе с учетом этой особенности разработаны теоретические основы и ряд охраноспособных технических решений дистанционного автоматизированного контроля параметров посадки судна и уровней жидких грузов, входящих в алгоритмы построения диаграмм безопасного штурманского маневрирования малотоннажных судов в качестве исходных данных (см. рис. 3 и 4).

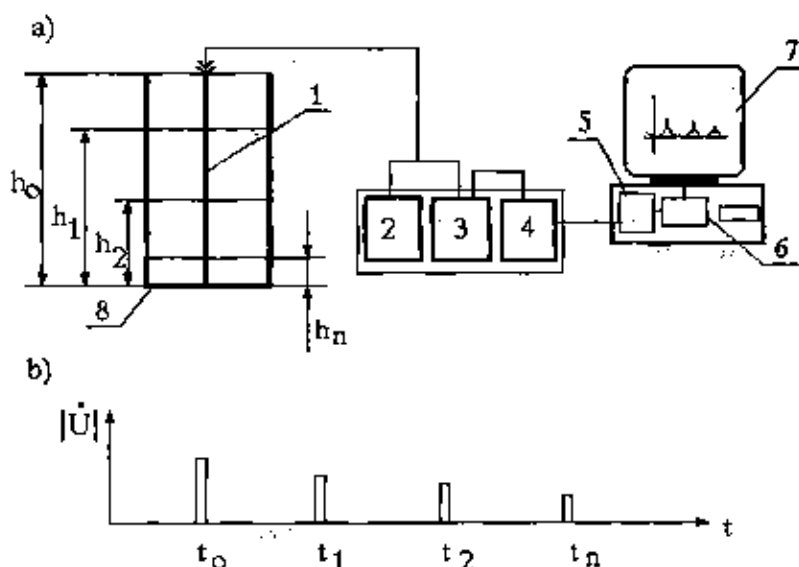


Рис. 3. Функциональная схема (а) и временная рефлектограмма (б) устройства контроля уровней и разделов несмешиваемых жидких сред:

1 - измерительная двух проводная линия;

2 - импульсный генератор;

3 - приемник;

4 - усилитель;

5 - АЦП; 6 - процессор;

7 - индикатор; 8 - емкость с несмешиваемыми жидкостями.

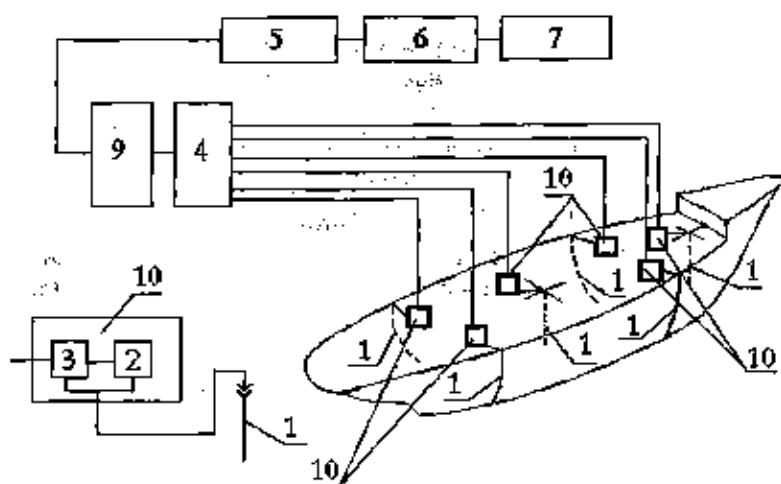


Рис. 4. Функциональная схема устройства контроля посадки судна и уровней жидких грузов:

- 1 - измерительные линии; 2 - импульсный генератор; 3 - приемник;
 4 - усилитель; 5 - АЦП; 6 - процессор; 7 - индикатор;
 9 - коммутатор;
 10 - измерительная головка (выносной электронный блок).

Измерительные линии формируются двумя симметричными или асимметричными проводниками, гальванически соединенными с корпусом, используя один из следующих вариантов: стальные уголки, разделенные изолирующим материалом; две металлические полосы, разделенные изолирующим материалом; стальная труба с металлическим сердечником внутри, зафиксированным изолирующим материалом; два натянутых стальных троса; металлическая полоса, отделенная изолятором от переборки и т.п..

Для обеспечения оперативного контроля параметров посадки и уровней жидких грузов в судовых условиях разработаны и изготовлены 6-ти и 40-ка кащальные образцы соответствующих устройств.

Экспериментальные исследования работоспособности и точностных параметров разработанных элементов бортового ИВК проводились в лабораторных и натурных условиях, для чего под руководством автора при активном участии Б.Н.Гордеева, А.К.Сингура, А.Ф.Галя, Г.Г.Амплеева, Л.Н.Кузнецова, М.А.Шарлаева созданы три стационарных и один пере-

носной лабораторные комплексы (лаборатория гиротехнологий, лаборатория импульсной рефлектометрии, лаборатория автоматизации научных исследований на научно-исследовательском судне ПКИ «Дельта»). Натурные испытания проводились в рамках трех экспедиций в Черном и Средиземном морях на НИС «Дельта», трех экспедициях в Черном море на командирском катере «Альфа», в ходе одного из рейсов на теплоходе «Индира Ганди» Черноморского морского пароходства. Описание лабораторных стендов и установок, алгоритмы обработки данных, а также основные результаты и некоторые протоколы испытаний приводятся в работах [4,5], проведенных в рамках международного научно-технического проекта LASCOS в Восточно-китайском судостроительном институте (КНР).

При обработке экспериментальных данных и уточнении алгоритмов текущего численного анализа параметров качки судов использовались методы спектрального анализа, с помощью которых, в частности, удалось примерно в 3 раза повысить точность определения периодов собственных колебаний судна по сравнению с традиционными способами при анализе бортовой качки судна, в том числе и с малыми амплитудами (см. рис. 5 и 6).

В целом испытания подтвердили работоспособность, надежность и соответствие техническим требованиям системы текущего контроля и ее элементов, а также позволили определить основные пути дальнейшего их совершенствования [3-5].

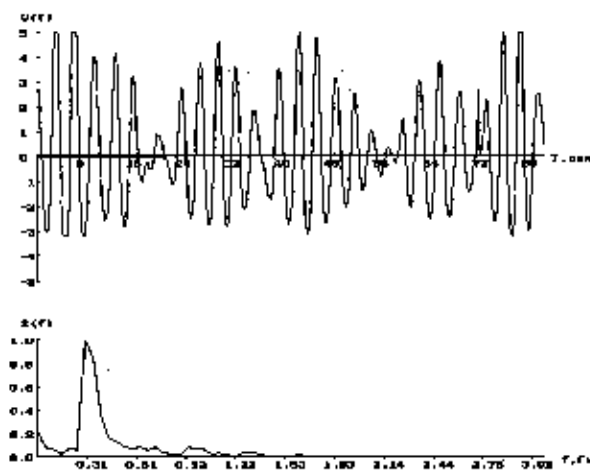


Рис. 5. Фрагмент записи и результатов спектральной обработки бортовых колебаний т/х «Дельта» при маневрировании при входе в порт

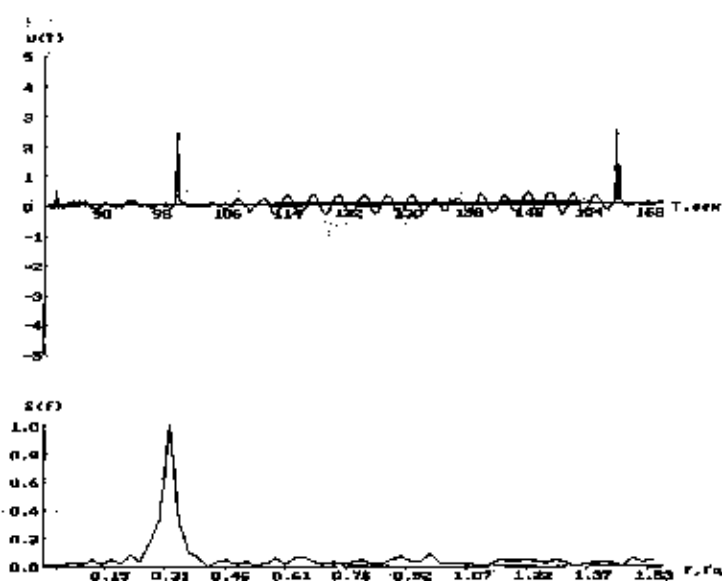


Рис. 6. Фрагмент записи и результатов спектральной обработки бортовых колебаний т/х «Дельта» при постоянных скорости хода и курсе на тихой воде

ЛИТЕРАТУРА

1. Zhukov Y.D. - *Instrumental Means for Ship Stability Accident Prediction - Proc. ISME Kobe '90. Kobe (Japan). -1990. Vol.2. -P.4.7-4.12.*
2. Zhukov Y.D. - *Instrumental Ship Dynamic Stability Control //Proc. of 5 IMAEM. -Athens(Greece). -1990. -P.251-259.*
3. Zhukov Y.D., Gordeev B.N., Greshnov A.Y., Prischepov E.O. - *Onboard Computer Aided System for Monitoring and Control of Stability Affecting Parameters //Proc. of 6-th Int. Conf STAB'97. Varna(Bulgaria). -Sept. 1997. -Vol. II, -P.239-245.*
4. C.Liu, Z.Jiang, Z.Yao, Y.Zhukov, A.Snigur, Y.Trofimiuk - *Laboratory and Model tests of LASCOS DPMU //Proc. of Int. Symp. "Ship-building problems: state, ideas, solutions". -Nikolaev(Ukraine). 8-10 Oct. 1997. -P.96-97.*
5. C.Liu, Z.Jiang, Z.Yao, Y.Zhukov, B.Gordeev, Y.Trofimiuk - *Laboratory and Model tests of LASCOS LLMU //Proc. of Int. Symp. "Ship-building problems: state, ideas, solutions". -Nikolaev(Ukraine). 8-10 Oct. 1997. -P.98-99.*

ОБ УЧЕТЕ ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ ВОЛНОВЫХ НАГРУЗОК ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ СУДОВЫХ КОРПУСОВ

В.В.Козляков

1. Многочисленные случаи быстрой гибели крупных грузовых судов в последние годы, даже без каких-либо сообщений, активизировали поиск причин возможных дефектов их корпусов.

Запасы надежности закладываются в процессе проектирования при выборе экстремальных и средних нагрузок при плавании на тихой воде и волнении и характеристик обеспечения предельной пластической и усталостной прочности. Опасность рецидива хрупких разрушений сварных судов типа "Либерти" практически преодолена путем резкого повышения требований к качеству корпусных материалов и конструкций.

Реализация же и сохранение этих запасов осуществляется не только при постройке и ремонте, но и в процессе технического обслуживания и эксплуатации судов. Высокое качество и своевременность тщательной дефектации корпусов, жесткий контроль нагрузки при грузовых операциях, выбор оптимальной тактики и стратегии при управлении судна в штормовых условиях являются важнейшими условиями обеспечения надежности судов.

Все перечисленные составляющие надежности корпусов в значительной мере связаны с так называемым "человеческим фактором", явному учету роли которого в последнее время уделяется все больше внимания.

В статье рассмотрены только некоторые вопросы обеспечения надежности, связанные прежде всего с оценкой максимальных волновых изгибающих моментов для судовых корпусов и особенностями обеспечения их предельной пластической прочности

2. Экстремальные величины волновых нагрузок и, в частности, изгибающих моментов в корпусах судов до недавнего времени определялись путем статической постановки на расчетную волну.

В работах А. Н. Крылова, Г.Е. Павленко была развита, а в статье П.Ф. Папковича [11] и работах М.Д. Хаскинда усовершенствована теория линейной качки и волновых нагрузок судов на регулярном волнении. В работах Л.Я. Резницкого [12] и И.И. Цындри [16] были разработаны приближенные методы определения волновых нагрузок при нелинейной качке на основе численного интегрирования, позволяющие учесть непрямолинейность борта, фактические параметры волновой ватерлинии и т.п. факторы.

После появления в 1953 г. статистической теории качки [30] началось интенсивное исследование волновых нагрузок как при кратковременных, так и долговременных распределениях, одновременно с массовыми экспериментальными исследованиями амплитудно-частотных и фазово-частотных характеристик в опытовых бассейнах на регулярном волнении [1; 4; 6; 7; 8; 9; 10]. В 1963-1964 гг. были выполнены уникальные исследования грузового судна типа "Mariner" с коэффициентом общей полноты ($C_B = 0,61$), танкера с $C_B = 0,8$ и эсминеца $C_B = 0,55$ на регулярном и частично нерегулярном волнении с крутизной до $\frac{h}{\lambda} = 0,12$ [19]. В последние десятилетия

большое внимание было уделено развитию методов оценки экстремальных волновых нагрузок на основе нелинейной теории качки как на стационарном, так и на нестационарном волнении [22; 12; 13; 14; 15; 23; 25; 29].

Практически интересным является так называемый вероятностно-детерминистический метод, когда экстремальные усилия определяются на почти регулярном пакете волн предельной крутизны и высоты, вероятность встречи с которыми определяется на основании океанографических данных [22; 14].

Во всех вариантах линейной и нелинейной теории в принципе возможно суммирование низкочастотных и высокочастотных составляющих волновых нагрузок с учетом фаз или коэффициентов корреляции. Наиболее полным является комплекс четырех вариантов программ качки и волновых нагрузок *LAMP - 1,2,3,4* [29], включенных в Правила Американского Бюро Судостроительства. Программа *LAMP - 4* кроме интегральных характеристик волновых нагрузок дает распределение гидродинамических и инерционных нагрузок для всех конечных элементов корпуса, необходимых для расчета напряженного состояния корпуса в целом в наиболее точной постановке в каждый момент времени.

Важно заметить, что величина размахов волновых нагрузок (суммы амплитуд на вершине и подошве волны) по линейной теории достаточно близка к результатам нелинейной теории. Поэтому в практических методиках всегда имелись рекомендации по распределению размаха на составляющие. Так, в Нормах прочности Морского Регистра 1992 г. соотношение амплитуд волновых изгибающих моментов на подошве и вершине волны определялось соотношением [1].

$$V' = \frac{k_1^n}{k_1'} = \frac{0,52\alpha - 0,09}{0,68\alpha - 0,25} \approx \frac{0,347C_B + 0,0833}{0,453C_B - 0,030}$$

В проекте Норм прочности Морского Регистра [2].

$$V^n = \frac{K_s^n}{K_s^c} = \left(\frac{\alpha}{C_s}\right)^{1,6} \approx \left(\frac{1+2C_s}{3 \cdot C_s}\right)^{1,6}$$

В рекомендациях МАКО для унифицированного стандарта общей прочности [26]

$$V^n = \frac{K_s^n}{K_s^c} = \frac{M_s^n}{M_s^c} = \frac{0,11(C_s+0,7)}{0,19C_s} = \frac{C_s+0,7}{1,73C_s}$$

Величины V^i, V^n, V'' определены в табл.1 для $C_s = 0,6 - 0,9$.

Там же определены величины $V_1 = \frac{K_s^n}{K_s^{csp}} = \frac{2V}{1+V}$ и

$$V_2 = \frac{K_s^c}{K_s^{csp}} = 1 - V_1, \quad \text{где } K_s^{csp} = \frac{K_s^n + K_s^c}{2}$$

Таблица 1 - Сравнение коэффициентов V, V_1 и V_2

C_s	0,6	0,7	0,8	0,9
V^i	1,17	1,1	1,06	1,02
V^n	1,07	1,05	1,03	1,01
V_1	0,99	0,94	0,96	0,98
V''	1,3	1,2	1,1	1,0
V_1''	1,1	1,1	1,06	1,03
V_2''	0,8	0,8	0,93	0,97
V'''	1,2	1,1	1,08	1,02
V_1'''	1,1	1,07	1,04	1,01
V_2'''	0,98	0,92	0,9	0,95

Если учесть известные результаты работы [19] и ряда других данных, рассмотренных в статье [7], где было показано, что при $C_B > 0,75$ величина $V_1 < 0,5$, то для полных судов изгибающий момент на вершине волны превышает момент на подошве волны, что было подтверждено также результатами испытаний [19] даже при $F_r = 0$.

Величины экстремальных волновых изгибающих моментов принято определять с обеспеченностью 10^{-8} на основе долговременных распределений и удобно представить в форме

$$M_e^{\max} = V_i \cdot r_3(L, \dots) \cdot k_e^{cP}(\alpha) \cdot BL, \quad (*)$$

где $r_3(L)$ - эффективная полувысота волны.

В Норммах 1992 года:

$$r_3'(L) = \frac{h_2(L)}{2} \cdot \chi_o \cdot \chi_I;$$

$$h_2(L) = k_c [1 + 0,12(2 + \frac{L}{100})] \cdot C_\omega(L);$$

$$C_\omega(L) = 10,75 - (\frac{300 - L}{100})^{1,5} \text{ при } L \leq 300 \text{ м}$$

$$\chi_o \cdot \chi_I = f(\frac{d}{L}, \frac{B}{L}, F_r, \frac{M_{TB}}{\Delta L}, \alpha) \cong 0,45 - 0,6 \text{ - гидродинамические}$$

коэффициенты

В Норммах 1998 года:

$$r_3''(L) = \frac{h_1(L)}{2} \cdot 2k[F_r, \overline{M}_{TB}] \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_2 \cdot \varphi_3 \cdot \varphi_4;$$

$$r_3''(L) = \frac{2k \cdot [F_r, M_{TB}] \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_2 \cdot \varphi_3 \cdot \varphi_4}{k_e^{cP}(\alpha)}$$

$$h_1(L) = 18 - 2(\frac{350 - L}{150})^{1,5}$$

В рекомендациях МАКО [26]

$$r_3^m(L) = \frac{0,15C_B + 0,0385}{k_B^m(\alpha)} \cdot C_{\omega}(L).$$

Величины $r_3^u(L)$, $r_3^v(L)$ и $r_3^m(L)$ определены в таблице 2 для судна с типовыми соотношениями для танкеров

$$C_B = 0,768; \frac{B}{L} = 0,213; \frac{d}{L} = 0,067; F_T^* = 0,1;$$

$$k_B^{SP} = 0,6 \cdot \alpha - 0,17 = 0,337; \bar{M}_{TK} = 0.$$

Таблица 2 - Сравнение величин $r_3(L)$ по различным источникам

		L_m	100	150	200	250	300
r_3^u	r_3^u		2,53	3,15	3,69	4,1	4,4
МР-98	r_3^v		2,76	3,37	3,91	4,37	4,72
МАКО	r_3^m		3,61	4,06	4,45	4,74	4,9
	$r_3^{u,v}$		3,87-2,92	5,8-4,38	7,74-5,84	9,67-7,3	11,61-8,76
	r_3^v		2,85-3,94	4,28-5,91	5,7-7,88	7,13-9,85	8,55-11,82
	r_3^m		3,1-4,1	-	4,5-4,8	-	4,6-5,0
	$r_3^{m,v}$		3,64	3,6-3,9	3,8-5,2	4,63	3,94-4,2

r_3^u - из работы [6], r_3^m - по результатам натурных испытаний.

Несмотря на приближенный учет гидродинамических факторов, экстремальные величины $r_3(L)$ по МАКО соответствуют отгибающей расчетных и экспериментальных результатов. Нормы 1992 и 1998 г.г. более полно учитывают гидродинамические факторы, но занижают экстремальные нагрузки для судов средних размеров $L = 100$ и 150 м.

В связи с гибелью многих крупных грузовых судов резко возрос интерес к экстремальным волновым нагрузкам на исключительно высоких волнах $h = 30 - 35$ м, что соответствует $h_m = 20 - 25$ м.

В соответствии с линейной теорией, максимальная величина изгибающего момента может достигнуть $M_{MAX} = \sqrt{2 \ln N} \sigma_M \approx 4,5\sigma$ м при длительном периоде (более трех суток) пребывания на стационарном нерегулярном волнении.

В соответствии с [8]

$$\sigma_M = h_{3\%} \cdot k_e^{CP}(\alpha) \cdot \chi_0 \cdot \chi_1 \cdot BL^2 \cdot U_M(\epsilon_M = \frac{T_M^{MAX}}{T_0^{CP}}),$$

где $T_M^{MAX} \approx 0,8\sqrt{L}$; T_0^{CP} - средний период волнения.

$U_M^{MAX}(\epsilon) = 0,15 - 0,13$ куполообразная функция, табулированная в [8] с максимумом при $\epsilon = 1,1$ и $1,25$, соответственно для 2-х и 3-х мерного волнения.

Используя эти данные величину M_M^{MAX} можно представить в удобном для сравнения виде (*), где роль эффективной полувысоты волны представляет

$$r_3^{IV} = \frac{h_{3\%}^{MAX}}{2} \cdot 4,5 \cdot 2 \cdot U_M^{MAX}(\epsilon_M) \cdot \chi_0 \cdot \chi_1 = (1,35 - 1,17) \cdot \frac{h_{3\%}^{MAX}}{2} \cdot \chi_0 \cdot \chi_1,$$

при

$$T_{CP} = \frac{0,8\sqrt{L}}{1,1 + 1,25} = (0,77 \div 0,64) \cdot \sqrt{L}.$$

Таким образом в соответствии с концепцией наиболее тяжелого режима плавания можно определять наихудшие комбинации (неравновероятные)

$h_{3\%}, T_B^{CP}$ для получения $r_3^{IV}(L)$.

При грубой оценке, принимая $h_{3\%}^{MAX} \cong \frac{L}{10}$ и $U_M^{MAX} = 0,15 - 0,13$,

получим

$$r_3^{IV} = \frac{L}{20} (1,35 \div 1,17) \cdot \chi_0 \cdot \chi_1 = (0,075 \div 0,0585) \cdot \chi_0 \cdot \chi_1 \cdot L$$

при $\chi_0 \cdot \chi_1 \approx 0,5$, $r_3^{IV} = (0,0387 \div 0,0292)L$.

Величина r_3^{IV} также приведена в таблице 2 для $L = 100 - 300$ м и

свидетельствует о возможности существенного увеличения r_3^{IV} для крупных судов, особенно на 2-х мерном экстремальном волнении.

Несмотря на большие успехи [29], расчетные методы с учетом нелинейных факторов находятся еще в стадии становления, поэтому для прогноза целесообразно воспользоваться результатами уникальных испытаний моделей на волнах большой крутизны при $\frac{h}{\lambda} = 0,1$ [19].

Модели судна типа "Maginet" ($L = 158,6$ м, $C_B = 0,61$) и танкера ($L = 273$ м, $C_B = 0,8$) были испытаны при числах Фруда $0, \pm 0,1$ на волнах с относительной длиной $\frac{\lambda}{L} = 0,75; 1; 1,25; 1,5; 1,75$ с определением изгибающих моментов в миделевом (и других) сечениях на вершине и подошве волны в форме $M_a^e = \rho g \mu_a^e \cdot BL^3$; $M_a^n = \rho g \mu_a^n \cdot BL^3$.

Для практического использования были проведены огибающие по всем вариантам испытаний, сказавшиеся достаточно близкими к прямым линиям. В таблице 3 приведены величины μ_R для всех вариантов испытаний («Maginet» в 3-х вариантах и танкер).

Важно отметить, что по сравнению с линейной теорией большее влияние оказывают волны с $\frac{\lambda}{L} > 1$, и с увеличением C_B изменяется соотношение

между M_R^e и M_R^n .

Если представить результаты в традиционной форме $M_a = r_3 \cdot k_3(\alpha) \cdot BL^3$, то роль эффективной полувысоты волны в рассматриваемом случае выполняет

$$r_3^{IV} = \frac{10 \mu_a^I \cdot L}{k_3^{e,p}(\alpha)}; \quad k_3^{e,p} = 0,6\alpha - 0,17.$$

Эти величины для вершины, подошвы волны и средние также приведены в таблице 3.

Таблица 3 - Величины μ_B^o , μ_B^H , r_3

$L, м$	"Mariner"				Танкер
	Проект	$M_{33} > 0$	$M_{33} < 0$	Увеличенный борт	$M_{33} < 0$
μ_B^o	0,00078	0,00076	0,001	0,00072	0,00131
μ_B^H	0,00108	0,001	0,00132	0,00124	0,00115
μ_B^{CP}	0,00093	0,00088	0,00116	0,00094	0,00123
μ_B^o / μ_B^H	1,38	1,32	1,32	1,72	0,87
$r_3^o, м$	0,0285 L	0,0277 L	0,0365 L	0,0263 L	0,0372 L
$r_3^H, м$	0,0394 L	0,0365 L	0,0482 L	0,0452 L	0,0326 L
$r_3^{CP}, м$	0,034 L	0,032 L	0,042 L	0,0343 L	0,0349 L

Для судов, подобных "Mariner" и танкеру $C_s = 0,61$ и $C_s = 0,8$ соответственно, в таблице 4 приведены величины r_3^{max} при $L = 100 - 300$ м.

Таблица 4 - Экстремальные величины r_3 для судов 2-х типов

$L, м$		100	150	200	250	300
$C_s = 0,61$	r_3^o	2,85	4,28	5,7	7,13	8,55
	r_3^H	3,94	5,91	7,88	9,85	11,82
	r_3^{CP}	3,4	5,1	6,8	8,5	10,2
$C_s = 0,8$	r_3^o	3,72	5,58	7,44	9,3	11,6
	r_3^H	3,26	4,898	6,52	7,82	9,78
	r_3^{CP}	3,49	5,24	6,98	8,73	10,47

Крайние значения F_3^V приведены для сравнения также в 5-ой строке таблицы 2.

Анализ таблиц 2 и 4 приводит к выводу, что даже рекомендации МАКО существенно занижают величины эффективных полувысот волн, а следовательно и экстремальных изгибающих моментов для крупных судов с $L > 200$ м.

В работах D. Faulkner [20; 21] утверждается, что одной из причин гибели крупных судов, в частности нефтенавалочника "Derbyshire" с $L = 313$ м, является встреча с ненормальными волнами с высотой 30-35 м.

Актуальность проблемы оценки экстремальных нагрузок была подтверждена организованной в 1997 году в Глазго специальной международной конференцией.

Наличие программ типа *LAMP-4* позволяет надеяться на полное решение этой злободневной проблемы.

3. Определение величины предельного изгибающего момента для такой сложной сварной тонкостенной конструкции как корпус судна и степени ее изменчивости до настоящего времени не является однозначным, хотя основные идеи были сформулированы еще в работах И.Г. Бубнова и П.Ф. Папковича.

Проверка прочности по предельному моменту была впервые введена в Нормы прочности Морского Регистра в 1958 г. по инициативе академика Ю.А. Шиманского. При этом предполагалось, что напряжения равные пределу текучести возникают только в жестких связях крайнего пояса эквивалентного бруса, к которым относились все продольные ребра и карлингсы, а также почти половина площади настила. Предполагалось, что потерявшая устойчивость пластина способна нести сжимающую нагрузку равную Эйлеровой (вернее критической).

В работах Н.Ф. Ершова [5] был выявлен факт значительного (иногда скачкообразного) уменьшения сжимающих напряжений в закритической стадии, особенно для пластин и ребер с высокой начальной устойчивостью из-за развития пластических деформаций.

C. Smith (1977 г.), приняв во внимание идеи D. Caldwell, обосновал уточненную схему определения полного предельного изгибающего момента на основе гипотезы плоских сечений и введении новых характеристик каждого продольного элемента эквивалентного бруса в виде зависимости среднего сжимающего напряжения от средней деформации системы пластина-ребро при физически и геометрически нелинейных условиях поведения с учетом начальных несовершенств.

В работах Y. Ikeda и J. Paik был предложен новый -ISUM- метод на базе относительно крупных конечных модуль-элементов с учетом работы их в закритической стадии, начальных несовершенств и даже трещин в растянутых

элементах в общем случае без использования гипотезы плоских сечений [27].

Величина предельного момента в каждом из этих способов определяется по максимуму графика момент-кривизна, причем при перегибе максимум растянутый, а при прогибе острый и с меньшей величиной $M_{пр}$. Практически интересные методы развиты в работе [25] и др.

Во всех рассмотренных методах нейтральная ось в предельном состоянии остается в средней части высоты борта и возможны не только большие пластические деформации сжатого пояса, но и растянутого.

Результаты испытаний крупных моделей корпусов при несколько искусственной загрузке с помощью гидравлических домкратов при ограничении прогибов удовлетворительно согласуются с прогнозом по перечисленным методам. Однако натурные испытания в доках и на плаву, а особенно пластические разрушения корпусов при грузовых операциях и в море свидетельствуют о значительно более катастрофической форме перехода корпусов в предельное состояние.

Разрушение корпуса обычно происходит в одной шпации несмотря на достаточно полную форму эпюры изгибающих моментов в районе максимума с быстрым распространением пластических деформаций по борту в сторону растянутого пояса.

Растянутый пояс, вопреки теории, получает незначительные остаточные деформации, а нейтральная ось располагается почти у растянутого пояса, что свидетельствует о малой величине остаточного предельного момента в пластическом шарнире.

Действительно, в процессе перехода в предельное состояние происходит резкое уменьшение величины предельного момента до почти полного его сброса в районе излома корпуса (пластического шарнира) с быстрым ростом остаточного кривизны или перегиба. Обе половины корпуса при этом работают как две шарнирно сочлененные жесткие части.

Такая катастрофическая схема деформирования возможна только при существенном изменении вида конструкции после потери ею устойчивости из-за образования вязких трещин по контуру, отделения ребер от поясков из-за канавочной коррозии вдоль сварных швов, "заваливания" продольных ребер из-за уменьшения крутильной жесткости и т.д.

Все эти особенности ярко проявляются не в новой, а в частично измененной конструкции (к середине или, особенно, к концу срока службы) с многими явными и неявными дефектами, допускаемыми методикой дефектации.

Возможность почти полного сброса предельного изгибающего момента, особенно внешне статически определимых систем (корпус в целом, простейшие люковые закрытия) полностью нарушает традиционную концепцию пластического шарнира, в соответствии с которой предельные усилия в шарнире сохраняют свою начальную величину при дальнейшем росте угла поворота.

Эта концепция была обоснована применительно к массивным профилям

типа прямоугольника, круга, прокатных полосульбов, швеллеров и двутавров.

Многочисленные примеры разрушений в виде разделения корпусов на две почти шарнирно-сочлененные части имели место при грузовых операциях речных судов [5] и при аварийных ситуациях с плавучими доками, например с большим доком грузоподъемностью 60000 т и длиной 250 м, когда док из-за неисправностей приводов клинкетов опустился на дно котлована с остаточным перегибом около $\Delta\omega \cong 2,5$ м.

Особенно ярким является пример аварии крупного танкера "Energy Concentration" с длиной 313 м при разгрузке в порту Роттердам в 1980 г., когда корпус получил разлом посередине со стрелкой перегиба $\Delta\omega \cong 16$ м.

Этот случай был детально исследован в ряде работ, особенно в статье [28] на основе метода С. Smith и в работе [27] на основе усовершенствованного "ISUM" - метода.

Величина перегибающего предельного момента с учетом износа за 10 лет, определенная по расчетам, почти совпала с величиной действующего в этом сечении изгибающего момента на тихой воде 17800 МНм.

Однако эти результаты не объяснили такие важные особенности процесса разрушения как динамический характер развития деформаций в пластическом шарнире (всего несколько секунд), большой остаточный перегиб $\Delta\omega \cong 16$ м, и факты удара носовой и кормовой оконечностями о дно канала, глубина которого составляла 20 м при осадке судна в 12 м.

Эти факты можно объяснить только полным сбросом величины предельного момента в пластическом шарнире и последующей работой корпуса как двух шарнирно-сочлененных частей.

Действительно, представляя приближенно полный корпус танкера в виде параллелепипеда с характеристиками: $L = 313$ м; $B = 48,2$ м; $D = 25$ м;

$d = 12$ м; $\sigma_T = 315$ МПа; $M_{np} = 17800$ МНм; $\ell_0 = 5,1$ м -

расстояние между шпангоутными рамами, глубина канала $H = 20$ м, полу-

чим, что при сбросе в пластическом шарнире момента ΔM ,

приращение узлов дифферента составит

$$\Delta\varphi_{ст} = \frac{\Delta M}{\rho g I} = \frac{\Delta M \cdot 96}{\rho g \cdot B L^3};$$

приращение перегиба

$$\Delta\omega_{cr} = 2 \cdot \Delta\varphi_{cr} \cdot \frac{L}{2 \cdot \rho g \cdot BL^2};$$

$$\text{или } \Delta M = \frac{\rho g \cdot BL^2}{48} \cdot \Delta\omega_{cr}. \quad (1)$$

В рассматриваемом случае

$$\Delta\omega \cong 16 \text{ м};$$

$$\Delta M = \frac{1,025 \cdot 9,81 \cdot 48,2 \cdot 313}{48} \cdot 16 = 1,58 \cdot 10^7 \text{ кНм} = 15800 \text{ МНм} = 0,89 M_{cr};$$

$$\Delta\varphi_{cr} = \frac{2\Delta\omega_{cr}}{L} = \frac{2 \cdot 16}{313} = 0,102 = 5,86^\circ.$$

Сближение флоров при сжатии днища

$$\Delta\ell = \Delta\varphi_{cr} \cdot D \cdot 2 \cdot 0,102 \cdot 25 = 5,1 \text{ м} = \ell_0.$$

Таким образом, в деформированной шпации соседние флоры соприкосну-

лись и относительная деформация $\Delta E = \frac{\Delta\ell}{\ell_0} = \frac{5,1}{5,1} = 1 = 100\%$.

Учитывая динамический характер фактического деформирования, предположим, что сброс полной величины предельного момента произошел мгновенно, т.е. при $t = 0$

$$\Delta M = M_{cr}^0 = 17,8 \cdot 10^7 \text{ кНм}.$$

В этом случае динамическое приращение угла дифферента

$$\Delta\varphi_d(t) = \Delta\varphi_{cr} \left(1 - \cos \frac{2\pi t}{\tau_k}\right), \quad (2)$$

где $\tau_k \cong 2,75\sqrt{d} = 2,75\sqrt{12} = 9,46$ сек. - период килевой качки каждой из половин корпуса.

Оконечности корпуса коснутся дна канала при

$$\varphi_d(t_1) = \Delta\varphi^0 = \frac{16 \cdot 2}{313} = 0,102.$$

Время t_1 определяется из (2) $t_1 = 2,19$ сек.

Скорость роста дифферента при $t = t_1$

$$\Delta\dot{\varphi}(t_1) = \Delta\varphi_{CT} \cdot \frac{2\pi}{\tau_k} \cdot \sin \frac{2\pi t_1}{\tau_k} = 0,102 \cdot \frac{2\pi}{9,46} \cdot \sin \frac{2\pi \cdot 2,19}{9,46} = 0,0765 \text{ рад/сек.}$$

Скорость вертикального перемещения оконечностей в момент касания дна канала.

$$t = t_1; \quad \Delta\dot{d}(t_1) = \Delta\dot{\varphi}(t_1) \cdot \frac{L}{4} = 0,0765 \cdot \frac{313}{4} = 5,98 \text{ м/сек.}$$

Остаточные деформации, полученные конструкциями носовой и кормовой оконечностей вполне согласуются с ударными нагрузками при ударах о дно канала со скоростями около 6 м/сек.

Таким образом все фактические последствия, зафиксированные в процессе и после аварии тацкера, вполне согласуются с предположением о полном сбросе величины начального предельного момента и с результатами даже столь элементарного расчета.

Формула (1) была использована для оценки ΔM в районе пластического шарнира по замеренным величинам ΔQ_{MAX} при анализе многих случаев разлома речных судов из книги [5], а также плавучих доков и подтвердила факт почти полного сброса начальных величин предельных моментов $\Delta M = (0,75 - 0,95) M_{np}$, причем более быстрый и полный сброс имеет место в корпусах с продольной системой набора корпуса, характер разрушения которых является более катастрофическим, чем корпусов с поперечной системой набора.

Таким образом фактическая величина предельного момента соответствующего острой вершине кривой момент-кривизна (особенно при сжатии палубы) является нестабильной ибо соответствует неустойчивому состоянию равновесия даже в портовых условиях при грузовых операциях.

Можно предположить, что во время шторма разлом корпуса при пластическом разрушении происходит не менее катастрофически, чем при хрупком разрушении, т.к. после сброса предельного момента при следующем цикле корпус должен получить полный разлом [3].

Хорошо изучен случай разлома корпуса эсминца "Кобра" на волнении на две части в 1901 г., когда очевидцы с судна и соседнего маяка отчетливо видели скрепление соседних дымовых труб (при прогибе) с последующим разломом на две части (TRINA, 1984). Таким образом конструктивному оформлению сжатых продольных связей необходимо уделять не меньше внимания, чем растянутых прерывистых связей, т.к. формальное обеспечение начальной устойчивости совершенно не гарантирует от сброса величины предельного момента.

4. В заключение можно отметить, что проблема оценки расчетной комби-

нации экстремальных нагрузок и характеристик предельной пластической прочности судовых корпусов несмотря на достигнутые успехи остается проблемой возрастающей остроты, особенно с учетом износа и старения судовых конструкций.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бойцов Г.В., Иалий О.М. Прочность и конструкция транспортных судов новых типов. Л.: Судостроение, 1979.
2. Бойцов Г.В., Кудрин М.А. Недостатки современной системы международных унифицированных требований к общей прочности корпусов и возможные способы их устранения // Труды I.S.C. СПб. 1998. С.193-200.
3. Головешкин Ю.В., Тузлукова Н.И. Математическое моделирование предразрушения корпуса корабля, проблемы и методы // Труды I.S.C. СПб. 1998. С. 171-178.
4. Екимов В.В. Статистические методы в строительной механике корабля Л.: Судостроение, 1961.
5. Еришов Н.Ф., Свечников О.И. Повреждения и эксплуатационная прочность конструкций судов внутреннего плавания. Л.: Судостроение, 1977.
6. Козляков В.В. Построение и анализ долговременных спектров волновых нагрузок и давлений от заливаемости // Труды ЛКИ, 1968. Вып. 62.
7. Козляков В.В., Плеханов Ю.В. О суммировании волновых нагрузок на нерегулярном волнении // Труды НТО. Судпром. 1967. Вып. 93.
8. Козляков В.В. О рациональной структуре формул для определения статистических характеристик волновых нагрузок. // Судостроение. 1966. № 8.
9. Короткий Я.Н., Рабинович О.П., Ростовцев Д.М. " Волновые нагрузки корпуса судна". Л.: Судостроение, 1984.
10. Максимаджки А.И. Прочность морских транспортных судов. Л.: Судостроение, 1976.
11. Панкович П.Ф. Анализ дополнительных моментов возникающих в корпусе прямостенного корабля на синусоидальной зыби. Известия В.М.А. 1946. Вып. 19-20.
12. Резницкий Л.Я. Общая прочность корабля. Л. 1952.
13. Сердюченко А.Н. Нелинейные эффекты в расчётах АЧХ продольной качки и изгибающих моментов корпусов судов на волнах конечной амплитуд // Труды I.S.C. С.262-270. 1998.
14. Суслев В.П. Об экстремальных волновых нагрузках, действующих на корпуса судов на морском волнении. // Труды НКИ. Выпуск 136. 1978.

15. Суслов В.П., Суслов С.В. Вероятностно-детерминированный метод определения экстремальных нагрузок судов // Труды I.S.C., Санкт-Петербург. 1998. С. 294-302.
16. Цындра И.И. Изгиб корабля при нелинейной качке // Труды ВМАКВ имени А.Н. Крылова. Выпуск 4-5, 1951.
17. Abrahamsen E. Recent Developments in the Practical Philosophy of structures design. TSNAME, 1967.
18. Buckley W.H. "A study of extreme waves and their effects on ship structure". Ship structure committee-320, Washington USA. 1983.
19. Dalzell I.F. Summary of investigations of mid-ship bending moments experienced by models. Ship structure committee -157, Washington USA. 1963.
20. Faulkner D., Williams R.A. "Design for abnormal ocean waves". Transactions of RINA. 1997. vol 139.
21. Faulkner D., "An independent assessment of the M.V. Derbyshire. Annual Meetings SNAME, Technical Sessions // San Diego, November 1998.
22. Getz J. Longitudinal strength and minimum weight. European Shipbuilding N6, 1960.
23. Jensen J.J., Pedersen T. Waves- Induced bending moments in ships- a quadratic theory. RINA. 1979. vol. 121.
24. Kozliakov V.V. On the way of improving the strength criteria in design of ship structures. Proceedings PRADS- 95 // Seul, Korea. 1995.
25. Mansour A.E. et al, Structural Safety of Ships. TSNAME 1997. vol. 105.
26. Nitta A. "Basis of IACS unified longitudinal strength" // I. Marine Structures, 1992. vol. 5, no 1.
27. Paik J.K. Advanced Idealized Structural Elements Considering Both Ductile- Collapse and Excessive Tension-Deformation // Pusan University, Korea, 1993.
28. Rutherford S.E., Caldwell J.B., "Ultimate Longitudinal Strength of ships, a case study TSNAME 1990. vol. 98.
29. Shin S. et al. "Dynamic loadings for structural analysis of fine form Container-ship, based on a non-linear large amplitude motions and loads method. TSNAME 1997. vol. 105.
30. St. Denis, Pierson, On the motion of ships in confused seas. TSNAME 1953. vol. 61.

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

УДК 536.7.1:621.564.2

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ХЛАДАГЕНТА R125

А.А. Вассерман, Д.В. Фоминский

В работе [2] составлено единое уравнение состояния для озонобезопасного хладагента R125 (пентафторэтана) и показано, что оно описывает опытные данные о свойствах R125 с точностью, соответствующей точности эксперимента.

Для проектирования холодильных установок, использующих в качестве рабочего тела R125 либо его смеси с другими хладагентами, нами рассчитаны таблицы термодинамических свойств R125 по уравнению состояния [2] для области температур 180 – 500 К и давлений 0,05 – 70 МПа. Таблицы содержат значения плотности ρ , коэффициента сжимаемости Z , энтальпии h , энтропии s , теплоемкостей c_p и c_v для однофазной области и кривой насыщения.

Значения свойств рассчитаны по формулам, полученным применительно к уравнению состояния [2], имеющему форму

$$\frac{F(\omega, \tau)}{RT} = \alpha_0(\omega, \tau) + \alpha(\omega, \tau), \quad (1)$$

где $F(\omega, \tau)$ – свободная энергия;

$\omega = \rho / \rho_{cr}$ – приведенная плотность;

$\tau = T / T_{cr}$ – приведенная температура;

$\alpha_0(\omega, \tau)$ – идеально-газовая часть свободной энергии;

$\alpha(\omega, \tau)$ – реальная часть свободной энергии.

Формулы выведены на основании известных соотношений, связывающих свободную энергию с другими термодинамическими свойствами, и для представленных в настоящей работе свойств имеют вид:

$$\rho = \frac{p}{RT} \cdot \frac{1}{1 + \omega(\partial\alpha/\partial\omega)_\tau}; \quad (2)$$

$$\frac{h(\omega, \vartheta)}{RT} = 1 + \vartheta \left[\frac{d\alpha_0}{d\vartheta} + \left(\frac{\partial \alpha}{\partial \vartheta} \right)_{\omega} \right] + \omega \left(\frac{\partial \alpha}{\partial \omega} \right)_{\vartheta}; \quad (3)$$

$$\frac{s(\omega, \vartheta)}{R} = \vartheta \left[\frac{d\alpha_0}{d\vartheta} + \left(\frac{\partial \alpha}{\partial \vartheta} \right)_{\omega} \right] - \alpha_0 - \alpha, \quad (4)$$

где $\vartheta = 1/T$ – величина, обратная приведенной температуре.

Функция α_0 может быть определена на основании уравнения для изобарной теплоемкости идеального газа c_{p0} , полученного в [2], и значений энтальпии и энтропии идеального газа h_0 и s_0 в выбранной точке с параметрами p_0 и T_0

$$\alpha_0 = \frac{h_0(T_0)\vartheta}{RT_0} - \frac{s_0(p_0, T_0)\vartheta}{R} - 1 + \ln \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right) + \ln \left(\frac{\vartheta_0}{\vartheta} \right) - \vartheta \int_{\vartheta_0}^{\vartheta} \frac{c_{p0}}{R\vartheta^2} d\vartheta + \int_{\vartheta_0}^{\vartheta} \frac{c_{p0}}{R\vartheta} d\vartheta. \quad (5)$$

После дифференцирования функции α_0 по температуре в формулах (3) и (4) появляются выражения для энтальпии и энтропии идеального газа. В качестве начала отсчета мы приняли точку на кривой насыщения жидкости при $T_0 = 273,15$ К, как в таблицах [6,7]. В указанных таблицах значения h и s в этой точке равны 200 кДж/кг и 1 кДж/(кг·К).

Уравнение состояния (1) не дает в явном виде зависимости плотности от температуры и давления. Поэтому программа расчета таблиц для заданных значений температуры и давления, разработанная нами, предусматривает определение на первом этапе корня ω уравнения высокой степени методом пошагового половинного деления.

При расчете свойств на кривой насыщения в качестве начальных приближений были приняты значения ρ , ρ' и ρ'' , рассчитанные для значений T_s по вспомогательным уравнениям $p_s(T)$, $\rho''(T)$ и $\rho'(T)$, приведенным в работе [8]. Эти приближенные значения уточнялись на основании правила Максвелла по методике, описанной в [1].

При расчете свойств в однофазной области на сверхкритических изотермах и на газовых участках докритических изотерм в качестве начального приближения принимались значения плотности, рассчитанные по уравнению состояния идеального газа. На докритических изотермах в области жидкости в качестве начального приближения по плотности для первого давления принималось значение ρ' , а для каждого следующего давления – уточненное значение плотности, полученное для предыдущего давления. Значения ρ на всех изотермах уточнялись, пока не обеспечивалось согласование расчетного значения давления с заданным табличным с относительной погрешностью менее 10^{-6} .

После уточнения значений плотности рассчитывались calorические свойства для заданных значений T и p .

Представляет интерес сопоставление значений термодинамических свойств R125, рассчитанных по уравнению состояния [2], с табличными данными [6,7] для кривой насыщения. Из табл. 1, в которой представлены соответствующие отклонения, видно, что значения ρ' , h и s в целом удовлетворительно согласуются между собой. При температурах выше 30 °С, где расхождения между данными [6] и [7] возрастают, значения ρ' и h' , рассчитанные нами, являются промежуточными по сравнению с этими данными, о чем свидетельствуют разные знаки отклонений. Рост расхождений с данными [6] о давлении насыщенного пара при температурах ниже -40 °С обусловлен их отклонениями от данных [8, 10], с которыми рассчитанные нами значения p_s согласуются в пределах сотых долей процента. Все данные о плотности насыщенного пара, мало исследованной экспериментально, существенно расходятся между собой. Расхождения расчетных значений ρ' с данными [6] при низких температурах в основном объясняются отличиями значений p_s , отмеченными выше. При температурах 30 – 60 °С, где также наблюдается рост расхождений с данными [6], рассчитанные нами значения ρ' являются промежуточными по сравнению с данными [6] и [7].

Также выполнено сопоставление расчетных значений плотности с опубликованными недавно экспериментальными данными [10], не использованными при составлении уравнения состояния. Эти многочисленные данные (962 точки) охватывают широкую область параметров (243 – 413 К и 0,02 – 18 МПа). Уравнение состояния хорошо описывает подавляющее большинство данных [10] за исключением 55 точек для критической области, в которой точность всех аналитических уравнений состояния снижается. Среднее квадратическое отклонение опытных значений плотности от расчетных для 907 точек составляет 0,14%.

В работе [10] получены также 98 опытных значений давления насыщенного пара для интервала температур 222 – 339 К. Среднее квадратическое отклонение этих данных от значений p_s , рассчитанных по уравнению состояния с использованием правила Максвелла, равно 0,05%.

Результаты сопоставления с экспериментальными данными о термических и calorических свойствах R125, приведенные в [2], с данными [6,7] для кривой насыщения и с данными [10] позволяют полагать, что рассчитанные по уравнению состояния [2] таблицы термодинамических свойств этого хладагента являются достоверными.

В табл. 2 и 3 представлена часть рассчитанных значений термодинамических свойств для области параметров, наиболее важной для холодильной техники. Более подробные таблицы с более широкой номенклатурой свойств представлены в отчете [3].

Таблица 1. Отклонения табличных данных [6] (строка 1) и [7] (строка 2) от рассчитанных значений термодинамических свойств R125

t, °C	$\delta p_{s,1}$	$\delta p'_{s,1}$	$\delta p''_{s,1}$	$\Delta h'_1$	$\Delta h''_1$	$\Delta s'_1$	$\Delta s''_1$
	%	%	%	$\frac{\text{кДжс}}{\text{кг}}$	$\frac{\text{кДжс}}{\text{кг}}$	$\frac{\text{кДжс}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$\frac{\text{кДжс}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$
-70	3,38	-0,09	3,34	4,2	0,6	0,022	0,002
	-	-	0,87	-	-	-	-
-60	1,54	-0,07	1,41	1,7	0,7	0,008	0,003
	-	-	-0,04	-	-	-	-
-50	0,62	-0,06	0,41	0,5	0,8	0,001	0,004
	-	-0,16	-0,66	-	-	-	-
-40	0,24	-0,05	-0,06	-0,1	0,9	-0,002	0,005
	-	-0,13	-1,08	-	-	-	-
-30	0,15	-0,05	-0,25	-0,2	1,0	-0,003	0,005
	-	-0,07	-1,34	-	-	-	-
-20	0,19	-0,04	-0,33	-0,2	1,1	-0,002	0,005
	-0,08	-0,09	-1,46	-0,4	2,1	-0,005	0,005
-10	0,24	-0,02	-0,45	-0,1	1,2	-0,001	0,006
	0,13	-0,09	-1,40	-0,2	1,9	-0,003	0,006
0	0,25	0	-0,65	0	1,4	0	0,006
	0,10	-0,03	-1,22	0	1,7	0	0,006
10	0,20	0,02	-0,99	0,1	1,6	0,001	0,007
	0,05	-0,07	-0,90	0,3	1,4	0,003	0,006
20	0,13	0,04	-1,55	0,2	2,0	0,001	0,008
	0	-0,07	-0,42	0,5	0,9	0,005	0,006
30	0,07	0,05	-2,16	0,3	2,4	0,002	0,009
	-0,02	-0,09	0,24	0,7	0,3	0,008	0,006
40	0,07	0,04	-2,93	0,5	2,9	0,002	0,011
	-0,07	-0,11	1,06	0,6	-0,5	0,009	0,006
50	0,18	0,03	-3,77	0,6	3,7	0,003	0,012
	0,02	-0,11	2,12	0,2	-1,5	0,011	0,005
60	0,23	-0,02	-4,86	0,9	4,6	0,004	0,015
	0,13	0,02	3,79	-0,8	-3,1	0,010	0,003

Таблица 2. Термодинамические свойства R125 в состоянии насыщения

$T,$ К	$p,$ МПа	$\rho',$ $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$\rho'',$ $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$h',$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$h'',$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$s',$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$s'',$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$
200	0.02470	1601.4	1.811	115.9	292.6	0.645	1.528
205	.03384	1584.5	2.431	121.3	295.5	.672	1.521
210	.04554	1567.5	3.209	126.7	298.4	.698	1.515
215	.06029	1550.1	4.172	132.2	301.3	.723	1.510
220	.07863	1532.6	5.352	137.7	304.2	.749	1.505
225	.10114	1514.7	6.779	143.2	307.1	.773	1.502
230	.12844	1496.5	8.491	148.9	310.0	.798	1.499
235	.16119	1478.0	10.53	154.5	312.8	.822	1.496
240	.20009	1459.1	12.93	160.2	315.6	.846	1.494
245	.24587	1439.8	15.74	166.0	318.4	.870	1.492
250	.29931	1420.0	19.01	171.9	321.1	.894	1.491
255	.36121	1399.7	22.81	177.8	323.8	.917	1.489
260	.43239	1378.7	27.20	183.8	326.5	.940	1.489
265	.51372	1357.1	32.24	189.9	329.0	.963	1.488
270	.60609	1334.8	38.04	196.1	331.5	.986	1.487
275	.71041	1311.7	44.68	202.3	333.9	1.008	1.487
280	.82765	1287.6	52.28	208.7	336.2	1.031	1.486
285	.95878	1262.5	60.99	215.2	338.3	1.054	1.486
290	1.1048	1236.1	70.97	221.8	340.4	1.076	1.485
295	1.2669	1208.3	82.46	228.6	342.2	1.099	1.484
300	1.4461	1178.7	95.72	235.5	343.9	1.122	1.483
305	1.6436	1147.0	111.13	242.6	345.3	1.145	1.481
310	1.8608	1112.6	129.21	250.0	346.5	1.168	1.479
315	2.0990	1074.7	150.71	257.6	347.2	1.192	1.476
320	2.3598	1031.7	176.80	265.7	347.5	1.216	1.472
325	2.6450	981.4	209.48	274.3	347.0	1.242	1.466
330	2.9568	918.9	252.61	283.8	345.5	1.270	1.457
335	3.2975	833.2	315.36	295.0	342.0	1.303	1.443

Таблица 3. Термодинамические свойства R125 в однофазной области

p , МПа	$T = 200 \text{ K}$			$T = 210 \text{ K}$			$T = 220 \text{ K}$		
	ρ , кг/ м ³	h , кДж/ кг	s , кДж/ кг·К	ρ , кг/ м ³	h , кДж/ кг	s , кДж/ кг·К	ρ , кг/ м ³	h , кДж/ кг	s , кДж/ кг·К
	0.1	1601.6	115.4	0.642	1567.6	126.2	0.695	1532.6	137.1
0.2	1601.8	115.4	.642	1567.9	126.2	.695	1532.9	137.2	.746
0.3	1602.1	115.5	.642	1568.1	126.2	.695	1533.2	137.2	.746
0.4	1602.3	115.5	.642	1568.4	126.3	.694	1533.5	137.2	.745
0.6	1602.8	115.6	.642	1568.9	126.3	.694	1534.1	137.3	.745
0.8	1603.2	115.6	.641	1569.5	126.4	.694	1534.8	137.4	.745
1.0	1603.7	115.7	.641	1570.0	126.5	.694	1535.3	137.4	.744
1.2	1604.1	115.8	.641	1570.5	126.6	.693	1536.0	137.5	.744
1.6	1605.1	115.9	.640	1571.5	126.7	.693	1537.1	137.6	.744
2.0	1606.0	116.1	.640	1572.6	126.8	.692	1538.3	137.7	.743
3.0	1608.2	116.4	.639	1575.2	127.2	.691	1541.3	138.1	.742
4.0	1610.5	116.8	.637	1577.7	127.5	.690	1544.1	138.4	.740
6.0	1614.9	117.6	.635	1582.6	128.2	.687	1549.7	139.1	.737
8.0	1619.1	118.3	.632	1587.4	129.0	.684	1555.1	139.8	.735
10.0	1623.3	119.1	.630	1592.1	129.7	.682	1560.4	140.5	.732
p , МПа	$T = 230 \text{ K}$			$T = 240 \text{ K}$			$T = 250 \text{ K}$		
	ρ	h	s	ρ	h	s	ρ	h	s
0.1	6.530	310.1	1.515	6.221	317.2	1.546	5.944	324.5	1.575
0.2	1496.8	148.3	0.795	12.92	315.1	1.491	12.27	322.6	1.522
0.3	1497.1	148.3	.795	1459.5	159.7	0.843	1420.0	171.3	0.891
0.4	1497.5	148.4	.795	1459.9	159.7	.843	1420.5	171.3	.891
0.6	1498.2	148.4	.795	1460.8	159.8	.843	1421.4	171.4	.890
0.8	1498.9	148.5	.794	1461.6	159.8	.843	1422.4	171.4	.890
1.0	1499.6	148.5	.794	1462.4	159.9	.842	1423.4	171.5	.889
1.2	1500.3	148.6	.794	1463.2	159.9	.842	1424.3	171.5	.889
1.6	1501.7	148.7	.793	1464.8	160.0	.841	1426.2	171.6	.888
2.0	1503.0	148.8	.792	1466.4	160.1	.840	1428.0	171.7	.887
3.0	1506.4	149.1	.791	1470.2	160.4	.839	1432.6	171.9	.886
4.0	1509.7	149.4	.789	1474.0	160.7	.837	1437.0	172.1	.884
6.0	1516.0	150.1	.786	1481.3	161.2	.834	1445.5	172.6	.880
8.0	1522.2	150.7	.783	1488.3	161.8	.831	1453.5	173.1	.877
10.0	1528.1	151.4	.780	1495.0	162.4	.828	1461.1	173.7	.873

ρ , МПа	$T = 260 \text{ K}$			$T = 270 \text{ K}$			$T = 280 \text{ K}$		
	ρ , кг м ³	h , кДж кг	s , кДж кг·К	ρ , кг м ³	h , кДж кг	s , кДж кг·К	ρ , кг м ³	h , кДж кг	s , кДж кг·К
0.1	5.693	331.9	1.604	5.464	339.4	1.633	5.255	347.1	1.661
0.2	11.70	330.2	1.552	11.19	337.9	1.581	10.73	345.7	1.609
0.3	18.07	328.4	1.519	17.20	336.3	1.548	16.44	344.3	1.577
0.4	24.88	326.5	1.493	23.56	334.7	1.524	22.42	342.9	1.554
0.6	1379.7	183.3	0.937	37.58	331.0	1.486	35.37	339.7	1.517
0.8	1380.9	183.3	.936	1336.2	195.5	0.983	50.07	208.2	1.487
1.0	1382.0	183.3	.936	1337.6	195.5	.982	1289.2	208.1	1.028
1.2	1383.2	183.3	.935	1339.0	195.5	.981	1290.9	208.1	1.027
1.6	1385.4	183.4	.935	1341.8	195.5	.980	1294.4	208.1	1.026
2.0	1387.6	183.5	.934	1344.5	195.6	.979	1297.8	208.1	1.025
3.0	1393.0	183.6	.932	1351.0	195.7	.977	1305.9	208.0	1.022
4.0	1398.2	183.8	.930	1357.2	195.8	.975	1313.5	208.1	1.019
6.0	1408.1	184.2	.926	1369.0	196.0	.970	1327.6	208.2	1.014
8.0	1417.4	184.6	.922	1379.8	196.4	.966	1340.4	208.4	1.010
10.0	1426.1	185.1	.918	1389.9	196.8	.962	1352.2	208.6	1.005
ρ , МПа	$T = 290 \text{ K}$			$T = 300 \text{ K}$			$T = 310 \text{ K}$		
	ρ	h	s	ρ	h	s	ρ	h	s
0.1	5.063	354.9	1.688	4.884	362.8	1.715	4.719	371.0	1.742
0.2	10.31	353.7	1.637	9.922	361.7	1.664	9.569	369.9	1.691
0.3	15.75	352.4	1.606	15.13	360.6	1.634	14.56	368.9	1.661
0.4	21.41	351.1	1.583	20.51	359.4	1.611	19.70	367.8	1.638
0.6	33.52	348.3	1.547	31.91	357.0	1.577	30.50	365.6	1.605
0.8	46.91	345.3	1.519	44.31	354.3	1.550	42.09	363.2	1.579
1.0	62.07	341.8	1.495	57.97	351.3	1.527	54.64	360.7	1.557
1.2	1237.2	221.2	1.073	73.34	348.0	1.506	68.39	357.9	1.538
1.6	1241.8	221.1	1.072	1181.2	234.9	1.118	101.2	351.3	1.501
2.0	1246.2	221.0	1.070	1187.4	234.6	1.116	1116.0	249.3	1.164
3.0	1256.6	220.9	1.067	1201.6	234.2	1.112	1137.4	248.3	1.158
4.0	1266.2	220.7	1.064	1214.2	233.9	1.108	1155.2	247.6	1.153
6.0	1283.6	220.6	1.058	1236.2	233.4	1.101	1184.3	246.7	1.145
8.0	1299.0	220.6	1.053	1255.0	233.2	1.095	1207.9	246.1	1.138
10.0	1312.9	220.7	1.048	1271.6	233.1	1.090	1228.0	245.8	1.131

Продолжение табл. 3

p , МПа	$T = 320 \text{ K}$			$T = 330 \text{ K}$			$T = 340 \text{ K}$		
	ρ , кг/ м ³	h , кДж/ кг	s , кДж/ кг·К	ρ , кг/ м ³	h , кДж/ кг	s , кДж/ кг·К	ρ , кг/ м ³	h , кДж/ кг	s , кДж/ кг·К
0.1	4.565	379.2	1.768	4.421	387.6	1.794	4.287	396.2	1.819
0.2	9.243	378.3	1.718	8.940	386.8	1.744	8.658	395.4	1.770
0.3	14.04	377.3	1.688	13.56	385.9	1.714	13.12	394.5	1.740
0.4	18.97	376.4	1.665	18.29	385.0	1.692	17.67	393.7	1.718
0.6	29.24	374.3	1.633	28.11	383.1	1.660	27.08	392.0	1.686
0.8	40.16	372.2	1.607	38.45	381.2	1.634	36.93	390.2	1.663
1.0	51.83	369.9	1.587	49.40	379.2	1.615	47.27	388.4	1.643
1.2	64.39	367.5	1.569	61.04	377.0	1.598	58.16	386.5	1.626
1.6	93.16	362.1	1.535	86.97	372.3	1.567	81.96	382.3	1.597
2.0	129.62	355.3	1.503	117.9	366.8	1.539	109.25	377.7	1.571
3.0	1056.2	263.8	1.208	923.73	282.9	1.266	208.07	361.9	1.505
4.0	1085.0	262.3	1.200	992.31	278.7	1.250	606.17	316.7	1.365
6.0	1126.3	260.5	1.189	1059.2	275.1	1.234	977.24	290.9	1.281
8.0	1156.9	259.4	1.180	1100.9	273.2	1.222	1038.1	287.7	1.266
10.0	1181.7	258.8	1.173	1132.2	272.1	1.214	1078.8	285.9	1.255
p , МПа	$T = 350 \text{ K}$			$T = 360 \text{ K}$			$T = 370 \text{ K}$		
	ρ	h	s	ρ	h	s	ρ	h	s
0.1	4.160	404.9	1.844	4.041	413.7	1.869	3.929	422.7	1.894
0.2	8.395	404.1	1.795	8.148	413.0	1.820	7.915	422.0	1.845
0.3	12.71	403.4	1.765	12.32	412.3	1.790	11.96	421.3	1.815
0.4	17.10	402.6	1.744	16.56	411.6	1.769	16.07	420.7	1.794
0.6	26.14	401.0	1.712	25.27	410.1	1.738	24.47	419.3	1.763
0.8	35.55	399.4	1.689	34.29	408.6	1.715	33.14	417.9	1.740
1.0	45.37	397.7	1.670	43.65	407.0	1.696	42.10	416.5	1.722
1.2	55.64	396.0	1.654	53.39	405.5	1.680	51.37	415.0	1.707
1.6	77.75	392.3	1.626	74.13	402.1	1.653	70.95	411.9	1.680
2.0	102.46	388.2	1.601	96.87	398.5	1.630	92.13	408.7	1.658
3.0	182.83	375.7	1.545	166.46	388.0	1.579	154.38	399.6	1.611
4.0	340.12	354.5	1.472	271.19	373.7	1.526	237.87	388.3	1.566
6.0	868.52	308.9	1.333	714.59	330.8	1.395	542.22	355.8	1.463
8.0	966.00	303.0	1.310	881.88	319.4	1.356	784.91	337.1	1.404
10.0	1020.7	300.2	1.296	957.12	315.0	1.338	887.82	330.5	1.380

На основании полученных данных о термодинамических свойствах R125 рассчитаны характеристики теоретического цикла одноступенчатой холодильной машины с переохлаждением жидкости и перегревом пара при использовании этого хладагента. При расчетах приняты значения температур конденсации и испарения для стандартных условий ($t_k = 30\text{ }^\circ\text{C}$, $t_n = -15\text{ }^\circ\text{C}$), а также выполнен вариант расчета для более низкого значения $t_n = -25\text{ }^\circ\text{C}$. Температура переохлажденной жидкости перед дросселированием принята равной $25\text{ }^\circ\text{C}$, температура пара перед компрессором определялась из уравнения теплового баланса регенеративного теплообменника-переохладителя. Результаты расчетов приведены в таблице 4.

Таблица 4 - Характеристики цикла холодильной машины при использовании различных хладагентов

Наименование и размерности характеристик	Значения характеристик					
	при $t_n = -15\text{ }^\circ\text{C}$			при $t_n = -25\text{ }^\circ\text{C}$		
	R22	R125	R290	R22	R125	R290
Давление конденсации, МПа	1,192	1,571	1,077	1,192	1,571	1,077
Давление испарения, МПа	0,2972	0,4061	0,2913	0,2014	0,2795	0,2032
Отношение давлений p_k/p_n	4,01	3,87	3,70	5,92	5,62	5,30
Температура пара в конце сжатия, $^\circ\text{C}$	63,7	40,1	44,2	71,1	41,5	47,1
Удельная массовая холодопроизводит., кДж/кг	168,4	92,6	292,5	164,1	87,2	281,1
Работа сжатия, кДж/кг	35,7	22,8	64,0	46,1	29,6	81,6
Холодильный коэффициент	4,72	4,06	4,57	3,56	2,95	3,44
Плотность пара перед компрессором, кг/м ³	12,27	24,29	6,245	8,532	16,96	4,441
Удельная объемная холодопроизводит., кДж/м ³	2066	2249	1827	1400	1479	1248

Также рассчитаны характеристики цикла при использовании в качестве рабочего тела хладагентов с близкими к R125 нормальными температурами

кипения – пропана (R290) и R22 (подлежащего замене в соответствии с Монреальским протоколом [9]). Значения термодинамических свойства пропана и R22 при расчетах приняты по таблицам [5] и [4].

На основании результатов расчетов можно заключить, что для R125 наблюдается наиболее высокое значение давления конденсации, однако оно не превышает допустимого предела. Отношения давлений конденсации и испарения p_c/p_n у рассматриваемых веществ близки, поэтому значение коэффициента подачи при переходе на альтернативные хладагенты практически не изменится.

При таком условии в случае замены в существующем компрессоре хладагента R22 на R125 паспортная холодопроизводительность установки несколько возрастет (на 6 – 9%), однако существенно возрастут затраты энергии в связи с заметным уменьшением холодильного коэффициента (на 14 – 17%). В то же время у пропана холодильный коэффициент лишь на 3% меньше, чем у R22, но удельная объемная холодопроизводительность ниже на 11 – 12%. Поэтому актуальна задача подбора смесей экологически безопасных хладагентов, которые не уступали бы заменяемым хладагентам по всем показателям.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вассерман А.А. О составлении единого уравнения состояния для газа и жидкости с помощью ЭВМ // *Термофизические свойства веществ и материалов*. - М.: Изд-во стандартов. - 1976, вып. 10. - С. 7-34.
2. Вассерман А.А. Фоминский Д.В. Уравнение состояния для озонобезопасного хладагента R125 // *Вісник Одеського держ. мор. унів.* - 1998. - №1. - С. 118-122.
3. Дослідження термодинамічних властивостей озонобезпечних холодоагентів: Звіт про НДР (заключний) / *Одеський держ. мор. унів.* - № ДР 0195U026605; Інв. № 0298U002283. - Одеса, 1997. - 162 с.
4. Рабочие вещества холодильных машин рефрижераторных транспортов и газозовов: *Методические рекомендации* / В.А. Загоруйко, В.А. Зигорученко. - М.: В/О «Мортехинформреклама», 1985. - 40 с.
5. *Термодинамические свойства пропана* / В.В. Сычев, А.А. Вассерман, А.Д. Козлов, В.А. Цымарный. - М.: Изд-во стандартов. - 1989. - 268 с.
6. 1997 ASHRAE Handbook Fundamentals SI Edition. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. P.19.23 (R125).
7. JAR Thermodynamic Tables, vol.1, HFCs and HCFCs, ver. 1.0, July 1994.

8. Outcalt S.L., McLinden M.O. Equation of State for the Thermodynamic Properties of R32 (Difluoromethane) and R125 (Pentafluoroethane) // *Int. J. Thermophys.* - 1995. - V. 16, No. 1 - P. 79-89.
9. UNEP. Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer. Final Act: dated 16 September 1987. - 6p.
10. De Vries B. Thermodynamischen Eigenschaften der alternativen Kältemitteln R-32, R-125 und R-143a. - Messungen und Zustandsgleichungen // *Forsch. Ber. DKV.* - 1997. - № 55. - S. 3-48.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ БАЗОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СУДОВЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ ИСПАРИТЕЛЬНОГО ТИПА

Т.А. Диденко

Микроклимат судовых помещений – один из важнейших физических факторов обитаемости, от которого во многом зависят здоровье и работоспособность членов экипажей. Оптимальный уровень физиологических функций организма обеспечивается при создании теплового комфорта, когда субъективные ощущения человека нормальные.

Большинство исследователей [1] считает, что границей ухудшения умственной работоспособности является температура в помещении 28 - 30 °С, выше которой возрастает число ошибочных реакции у операторов. Физическая работоспособность в условиях высоких температур воздуха снижается позже, чем умственная (начиная с температуры 35-36 °С).

Особое значение для здоровья человека имеет температурный перепад между наружным воздухом и воздухом внутренних помещений. Как показывает опыт плавания кораблей и судов в низких широтах [1], перепад температур, превышающий 10 °С, отрицательно сказывается на самочувствии людей, вызывает дискомфортные ощущения и способствует увеличению случаев заболеваемости.

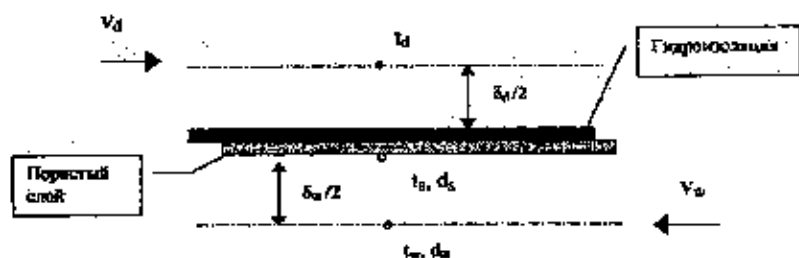


Рис.1. Схема Нейхарта (противоток)

Анализ существующих способов производства холода для комфортного кондиционирования воздуха на судах позволяет выделить в качестве перспективной экологически чистой и экономичной технологии - испарительное охлаждение воздуха, когда в качестве расходного агента используется морская вода.

Для транспортного средства перспективной представляется схема Нейхарта (патент США № 4350570 и №4342052, 1936 г.), которая принимается за основу. На рисунке 1 условно показаны основные элементы рассматриваемой схемы.

Математическая модель принималась в виде совокупности следующих уравнений:

а) сухой канал

$$F_d \cdot v_d \cdot C_{p_d} \cdot \rho_d \cdot \frac{dt_d}{dx_d} = k_{\Sigma} \cdot \Pi_d \cdot (t_s - t_d), \quad (1)$$

где

$$k_{\Sigma} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_d} + \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{\delta_p}{\lambda_p}}$$

б) пластина

$$\alpha_w \cdot (t_s - t_w) + r \cdot m = (t_d - t_s) \cdot k_{\Sigma} \quad (2)$$

в) влажный канал

$$F_w \cdot v_w \cdot C_{p_w} \cdot \rho_w \cdot \frac{dt_w}{dx_w} = \alpha_w \cdot \Pi_w \cdot (t_s - t_w) + m \cdot C_{p_n} \cdot t_s \cdot \Pi_w \quad (3)$$

$$F_w \cdot v_w \cdot \rho_{cs} \cdot \frac{dd_w}{dx_w} = \sigma_w \cdot \Pi_w \cdot (d_s - d_w) \quad (4)$$

$$m = \sigma \cdot (d_s - d_s)$$

$$\sigma = \frac{\alpha_w \cdot D}{C_{p_{cs}} \cdot a}$$

где

t_s, t_v - соответственно, осредненная по сечению канала температура воздуха в сухом и влажном каналах;

x_s, x_v - соответственно, координата по оси сухого и влажного канала (по направлению потоков);

d_w - абсолютная влажность воздуха во влажном канале;

δ_s, δ_v - соответственно, зазор в сухом и влажном каналах;

δ_p, δ_i - соответственно, толщина увлажненной части пластины и гидроизоляции;

λ_p, λ_i - соответственно, коэффициент теплопроводности увлажненной части пластины и гидроизоляции;

v_d, v_w - соответственно, расходная скорость воздуха в сухом и влажном каналах;

ρ_d, ρ_w - соответственно, плотность воздуха в сухом и влажном каналах;

Cr_d, Cr_w - соответственно, удельная теплоемкость воздуха в сухом и влажном каналах;

Cr_{su} - удельная теплоемкость сухого воздуха;

D - коэффициент диффузии водяных паров в воздухе;

a - коэффициент температуропроводности воздуха;

α_d, α_w - соответственно, коэффициенты теплообмена в сухом и влажном каналах;

t_s, d_s - соответственно, температура и абсолютная влажность воздуха на линии насыщения (влажная поверхность пластины разделяющей сухой и влажный каналы);

σ - коэффициент испарения;

r - теплота парообразования.

В качестве дополнительного уравнения замыкания использовалось

$$d_s = \frac{0,622 \cdot p_s}{(p - p_s)} \quad (5)$$

Парциальное давление водяного пара в насыщенном воздухе определялось по зависимости

$$p_s = \sum_{i=0}^5 A_i \cdot t_s^i, \quad (6)$$

где $A_0=610.9$; $A_1=-44.14$; $A_2=1.434$; $A_3=2.65 \cdot 10^{-2}$;

$A_4=2.87 \cdot 10^{-4}$; $A_5=2.61 \cdot 10^{-6}$.

Зависимости теплофизических свойств воздуха от параметров процесса принимались согласно [2,3].

Значения коэффициентов обмена определялись по рекомендациям, приведенным в [4 - 9], и по зависимостям, полученным при физическом моделировании процессов переноса в аналогичных каналах. Исследования проводились на кафедре "Техническая кибернетика" Одесского государственного морского университета.

Для решения приведенной выше системы уравнений разработана методика, сохраняющая простоту разностных схем, но обеспечивающая существенное снижение методической погрешности решения. Основы методики рассмотрим применительно к решению модельного дифференциального уравнения первого порядка

$$\frac{dt^i}{dx} + A \cdot F = A \cdot P + B, \quad (7)$$

Согласно рис. 2 можно аппроксимировать исходное дифференциальное уравнение (7) разностным (8)

$$F_2 = F_1 \cdot A_1 + P_1 \cdot A_2 + P_2 \cdot A_3 + B_1 \cdot A_4 + B_2 \cdot A_5, \quad (8)$$

где $A_1 = \exp(-A \cdot \Delta x)$;
 $A_2 = [-A \cdot \Delta x + (1 + A \cdot \Delta x) \cdot (1 - \exp(-A \cdot \Delta x))] / (A \cdot \Delta x)$;
 $A_3 = [A \cdot \Delta x - (1 - \exp(-A \cdot \Delta x))] / (A \cdot \Delta x)$;
 $A_4 = A_2/A$;
 $A_5 = A_3/A$.

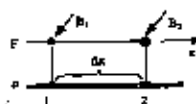


Рис.2 Схема аппроксимации уравнения (7)

Основным значащим параметром при выборе конструкции охладителя является абсолютная влажность воздуха, значение которой зависит от климатической зоны и периода года. Наиболее тяжелыми для воздухоохлаждаелей испарительного типа являются условия в низких широтах. Например, в зоне Персидского залива и Красного моря в летние месяцы абсолютная влажность воздуха d может достигать 0,02 – 0,022 кг влаги/кг сухого воздуха при температуре воздуха по сухому термометру до 50 – 55 °С.

Предварительные исследования показали, что при значениях абсолютной влажности атмосферного воздуха $d > 0,018$ кг/кг и температуре $t > 40$ °С предпочтительно использовать противоточную схему движения сухого и влажного воздуха в каналах воздухоохлаждителя. Использование в качестве расходоемого агента морской воды требует задание расхода морской воды в три - четыре раза большего, нежели расход испаряющейся воды.

Поскольку в воздухоохлаждителях испарительного типа теоретически невозможно охладить воздух ниже точки росы, был проведен ряд исследований для установления технически достижимых пределов охлаждения воздуха.

Как показали расчеты и эксперименты, практически достижимый предел охлаждения воздуха ($t_{др}$) в противоточном воздухоохлаждителе связан с абсолютной влажностью воздуха (d) зависимостью, приведенной на рисунке 3.

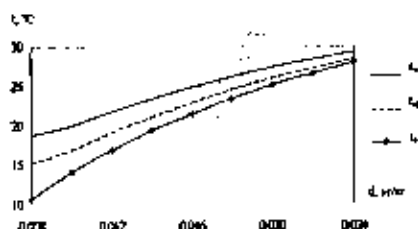


Рис. 3 Зависимость технически достижимой ($t_{др}$), экономически обоснованной (t) температуры охлажденного воздуха и температуры точки росы (t) от абсолютной влажности атмосферного воздуха d

При исследованиях температура атмосферного воздуха принималась равной 50 °С. Для производства 1 м³/ч охлажденного воздуха использовалось 0.3 м² поверхности тепло - массообмена. Дальнейшее увеличение удельной поверхности обмена не приводило к снижению $t_{пр}$.

Для судовых воздухоохладителей удельная поверхность тепло - массообмена $S=0.3 \text{ м}^2/(\text{м}^3/\text{ч})$ представляется неоправданно завышенной (неприемлемые весогабаритные показатели, повышенная стоимость и т.д.). Экономически обоснованный предел охлаждения t , достигается при удельной поверхности обмена $S=0.05 - 0.07 \text{ м}^2/(\text{м}^3/\text{ч})$, что можно рекомендовать для центральных систем охлаждения воздуха.

Для маломерных судов с целью обеспечения компактности воздухоохладителей удельную поверхность обмена можно принимать равной 0.025 - 0.05 м²/(\text{м}^3/\text{ч}). При этом достигается температура охлажденного воздуха на 0.5 - 1.5 °С ниже температуры мокрого термометра, определенной по параметрам наружного воздуха.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ломов О.И. Гигиенические основы обитаемости кораблей и судов. - Л.: Судостроение, 1989. - 160 с.
2. Воронец Д., Козич Д. Влажный воздух: термодинамические свойства и применение/ Пер. с сербохорв. - М.: Энергоатомиздат, 1984. -136 с.
3. Богданов С.Н., Иванов О.П., Куприянова А.В. Холодильная техника. Свойства веществ: Справочник. Изд. 3-е, перераб. и доп. М.: Агропромиздат, 1985. 208 с.
4. Кулиниченко В.Р. Справочник по теплообменным расчетам. - К.: Техника, 1990. - 165 с.
5. Себиси Т., Бредшоу П. Конвективный теплообмен. Физические основы и вычислительные методы. - М.: Мир, 1987. -592 с.
6. Справочник по теплообменникам: в 2 - х томах. Т. 2./ Пер. с англ. Под ред. Мартыненко и др. - М.: Энергоатомиздат, 1987. -352 с.
7. Chun K.R, Seban R.A. Heat transfer to evaporating liquid films. J. Heat Transfer. 1971. Vol. 93. P. 391-396.
8. Chun K.R, Seban R.A. Performance prediction of falling-film evaporators. J. Heat Transfer. 1972. Vol. 94. P. 432-436.
9. Хаузен X. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе/ Пер. с нем. - М.: Энергоиздат, 1981.-384 с.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ И АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ГИДРОПЛОТНОСТИ ПОСАДКИ КОРПУСА ВСАСЫВАЮЩЕГО КЛАПАНА ТНВД НА ВПРЫСКИВАНИЕ ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЯХ

В.Г. Ивановский, Ларби Мохаммед

Дизели типа ДКРН третьей и четвертой модификаций (в дальнейшем ДКРН-3 и ДКРН-4) производства ПО «Брянский машиностроительный завод» (ПО БМЗ) широко распространены на судах морского флота. Опыт их эксплуатации выявил ряд недостатков топливных насосов высокого давления (ТНВД), которые в отдельных случаях резко ухудшают эксплуатационные показатели двигателей. Одной из серьезных причин неудовлетворительной работы ТНВД многие механики судов считают увеличенный зазор $\delta_{\text{вк}}$ между втулкой плунжера ТНВД и корпусом его всасывающего клапана.

Увеличенный зазор $\delta_{\text{вк}}$ может привести к большим протечкам топлива из надплунжерной полости во всасывающую полость в период основного впрыскивания топлива. Естественно, в этом случае снижается давление топлива (как максимальное, так и среднее) при впрыскивании, ухудшается качество распыливания топлива, а для обеспечения заданной мощности двигателя, т.е. цикловой подачи топлива, необходимо увеличивать продолжительность впрыскивания. Последнее, может заметно снизить экономичность двигателя и увеличить температуру отработавших газов (повысить теплонапряженность деталей ЦПГ). Большие зазоры $\delta_{\text{вк}}$ особенно отрицательно влияют на работу дизелей на режимах малых нагрузок и при пусках.

Согласно технической документации на изготовление, зазор $\delta_{\text{вк}}$ установлен на ПО БМЗ равным 10-40 мкм. Следовательно, узел: втулка плунжера – корпус всасывающего клапана, по сути, представляет собой прецизионную пару. Такой зазор, если воспользоваться результатами исследований других прецизионных деталей топливной аппаратуры, по всей вероятности, не оказывает существенного влияния на процесс впрыскивания топлива, а поэтому и на рабочий процесс двигателя. Косвенным подтверждением такого вывода являются результаты исследований, опубликованные в [1,2,3,4]. Так, испытания дизеля 6С275Л [1,3,4] на режимах внешней, нагрузочной и винтовой характеристик показали, что нормальная его работа обеспечена при зазорах в плунжерной паре $\delta_{\text{пл}}$ до 20 мкм. Это имеет место в насосе с малым диаметром плунжера (14 мм) при малой высоте золотниковой части (не более 12 мм), т.е. когда влияние зазора $\delta_{\text{вк}}$ на впрыскивание топлива наиболее ощутимо.

Специальная опытная проверка пусковых качеств двигателя показала, что они мало зависят от зазора $\delta_{пл}$ при его увеличении до 20 мкм. Несущественное влияние зазора $\delta_{пл}$ в пределах его изменения от 2,5 до 22 мкм было получено и при испытаниях топливной системы «Зульцер» ВАН-22 [2].

Целью данной работы является экспериментальное исследование на безмоторной установке влияния зазора между втулкой плунжера и корпусом всасывающего клапана $\delta_{вк}$ на впрыскивание топлива в дизеле ДКРН 74/160-3 и определение максимально допустимого для эксплуатации значения этого зазора.

Исследование влияния зазора между втулкой плунжера и корпусом всасывающего клапана проводилось на режимах винтовой характеристики, соответствующих цилиндровой мощности $N_{с.ц.}$ 100, 90, 80, 70 и 50 % нагрузки (режимы N1-5), а также на режиме минимально устойчивой частоты вращения $n_{мин} = 35 \text{ мин}^{-1}$ (режим N6). На номинальном режиме цилиндровая мощность дизеля ДКРН 74/160-3 равна $N_{с.ц. ном} = 1300 \text{ кВт}$ при частоте вращения $n_{ном} = 120 \text{ мин}^{-1}$. Удельный эффективный расход топлива на этом режиме составляет $g_{с.ц. ном} = 216 \text{ г/(кВт.ч)}$.

Положение рейки топливного насоса (индекс m насоса), обеспечивающей цикловую подачу, необходимую для принятых значений относительной цилиндровой мощности $N_{с.ц.} = \bar{N}_{с.ц.} / N_{с.ц. ном}$ при базовом зазоре $\delta_{вк}$, найдено с использованием методики, изложенной в [5].

Из рис.1 видно, что если цикловая подача с увеличением зазора вначале уменьшается сравнительно мало (при возрастании зазора до 30-35 мкм), то при больших зазорах (свыше 40 мкм) падение $q_{ц}$ практически пропорционально увеличению зазора. Анализ показывает, что при зазоре 33 мкм снижение цикловой подачи составило 4,4 % на режиме номинальной подачи. С уменьшением нагрузки двигателя (режимы N2-6) это снижение еще меньше. Так, на режимах основной нагрузки дизелей в эксплуатации: 0,9 $N_{с.ц. ном}$, 0,8 $N_{с.ц. ном}$ — уменьшение цикловой подачи составило всего 2,5 и 1,2 %, соответственно. На этих режимах и при $\delta_{вк} = 42 \text{ мкм}$ значение $\delta q_{ц}$ сравнительно мало, т.е. 4,4 и 3,9 %. На режимах 0,5 $N_{с.ц. ном}$ и минимально устойчивой частоты (режимы N5 и 6) $q_{ц}$ практически постоянно при изменении зазора $\delta_{вк}$ от 5 до 33 мкм.

При очень больших значениях зазора, а именно: при $\delta_{вк} = 80 \text{ мкм}$ и $\delta_{вк} = 100 \text{ мкм}$ падение цикловой подачи топлива достигло 20-28 %. Необходимую мощность дизеля в данном случае можно достичь лишь за счет заметного увеличения активного хода плунжера, т.е. индекса насоса. Это в свою очередь вызовет ухудшение показателей процесса впрыска, а следовательно, и рабочего процесса, что и отмечают механики отдельных судов.

При обработке осциллограмм определены значения основных параметров процесса топливоподачи: продолжительности впрыска первой $\varphi_{вп1}$ и второй $\varphi_{вп2}$ форсунами, угол начала впрыскивания (опережения) первой $\varphi_{вп1}$ и

второй $\varphi_{\text{вс2}}$ форсунками и максимального давления топлива перед распылителями первой $P_{\text{ф1}}$ и второй $P_{\text{ф2}}$ форсунок, а также в узле разветвления $P_{\text{р}}$.

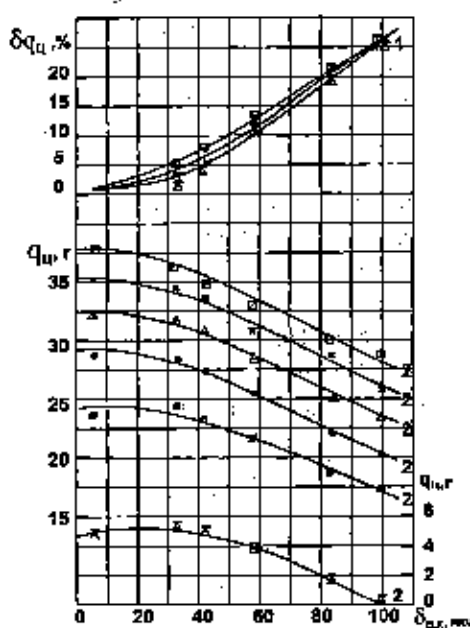


Рис.1. Зависимость цикловой подачи от зазора $\delta_{a,x}$: 1-уменьшение цикловой подачи; 2-цикловая подача $\square, *, \Delta, \bullet, \diamond, \triangle$ - соответственно режимы №№ 1,2,3,4,5,6

На рис.2 приведены графические зависимости основных параметров для первой форсунки, так как показатели работы обеих форсунок сравнительно мало отличаются друг от друга, а характер их изменения вообще одинаков. Чтобы не загромождать рисунок, кривые $\varphi_{\text{вс1}}$ и $P_{\text{ф1}}$ приведены только для режимов N1, 3 и 5, а кривые $\varphi_{\text{вс2}}$ и $P_{\text{р}}$ - для режима N1.

Анализ значений угла $\varphi_{\text{вс1}}$ показывает, что при увеличении зазора $\delta_{a,x}$ от 5 до 33 и от 5 до 42 мкм этот угол остался практически неизменным (в пределах погрешности его определения). Фактически не изменилось и начало впрыскивания. При дальнейшем увеличении зазора $\delta_{a,x}$ наблюдается уже существенное уменьшение угла $\varphi_{\text{вс1}}$. При $\delta_{a,x} = 100$ мкм он уменьшился на 3° поворота кулачкового вала ($^\circ$ ПКВ) по сравнению со случаем, когда $\delta_{a,x} = 5$ мкм, причем и впрыскивание началось позднее на $1-1,5^\circ$ ПКВ.

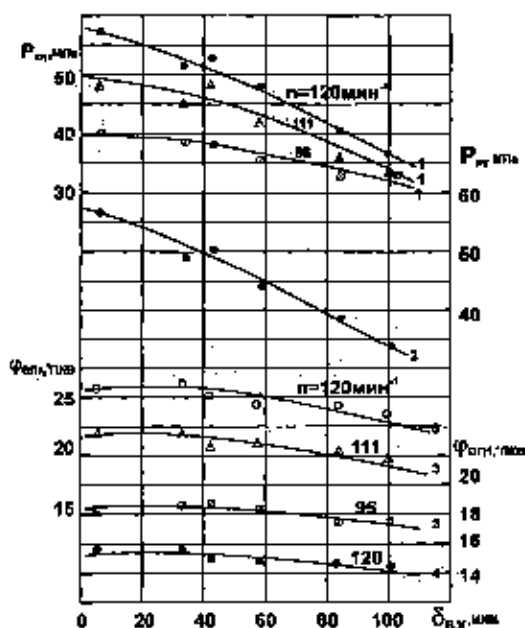


Рис. 2. Зависимость параметров впрыскивания топлива от зазора $\delta_{в.к.}$:
 1, 2--максимальное давление топлива перед распылителем форсунки №1 и в узле разветвления; 4--индекс насоса; 3,4--продолжительность и начало впрыскивания топлива форсункой №1

Максимальное давление топлива в системе впрыскивания с увеличением зазора $\delta_{в.к.}$ всегда снижается, причем с возрастанием зазора $\delta_{в.к.}$ с 5 до 42 мкм на режиме N1 давление $P_{ф1}$ упало с 58,0 до 52,0 МПа, т.е. на 10,3%.

Таким образом, если сравнить данные осциллографирования при зазорах 5 и 42 мкм (последний зазор близок к предельному значению, указанному на сборочном заводском чертеже), то можно сделать вывод, что начало и продолжительность впрыскивания топлива изменяются незначительно, а максимальное давление, хотя и существенно снижается, но оно находится еще на достаточно высоком уровне, при котором обеспечивается качественное распыливание топлива. По этой причине при увеличении зазора $\delta_{в.к.}$ до 40 мкм не должно произойти заметного снижения экономичности дизеля, т.е. повышения удельного расхода топлива.

На рис.3 представлены результаты опытного исследования, когда при увеличенных зазорах обеспечивается номинальная цикловая подача. Из ри-

сунка видно, что уже при $\delta_{в.к}$ до 40 мкм индекс насоса был увеличен на 3 усл.ед., при этом продолжительность впрыскивания возросла до 26,9° ПКВ, т.е. по сравнению с базовым вариантом на 0,7° ПКВ, а максимальное давление в форсунке снизилось с 58,0 до 54,0 МПа. Однако при таких изменениях основных параметров процесса впрыскивания, влияющих на экономичность дизеля, нельзя ожидать заметного изменения основных показателей рабочего процесса, включая его экономичность и температуру отработавших газов.

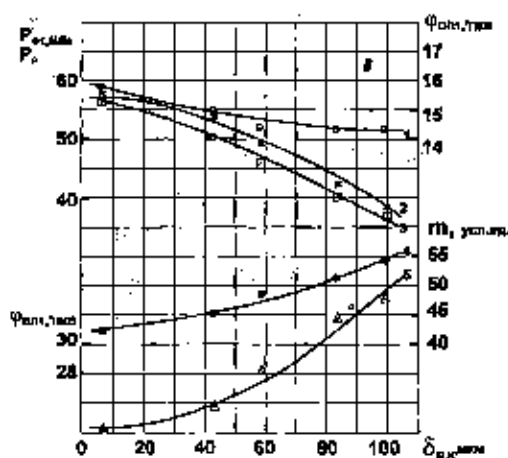


Рис. 3. Влияние зазора $\delta_{в.к}$ на показатели впрыскивания номинальной цикловой подачи топлива:

1-начало впрыскивания топлива; 2,3-максимальное давление топлива перед распылителем форсунки №1 и в узле разветвления; 4-индекс насоса; 5-продолжительность впрыскивания топлива

При увеличении зазора $\delta_{в.к}$ свыше 40-42 мкм наблюдаются уже более значительные изменения в процессе впрыскивания топлива. При возрастании зазора $\delta_{в.к}$ с 5 до 100 мкм начало впрыскивания топлива сместилось на 1,4° ПКВ, продолжительность впрыскивания возросла на 4,4° ПКВ, а максимальное давление упало на 19,0 МПа.

При таких изменениях показателей процесса впрыскивания топлива можно ожидать заметное снижение экономичности дизеля и повышение температуры отработавших газов, что и наблюдается на отдельных судах. Если учесть, что на судах имеют место случаи работы топливных насосов с еще большими зазорами $\delta_{в.к}$, то можно сделать однозначный вывод о недопустимости эксплуатации дизелей, на которых не выполнено требование завода-изготовителя о величине зазора $\delta_{в.к}$.

Таким образом, проведенное экспериментальное исследование позволяет сделать выводы:

1. С увеличением зазора в паре: втулка плунжера—корпус всасывающего клапана ТНВД при неизменном индексе насоса снижаются цикловая подача, давление и продолжительность впрыскивания топлива. Однако при увеличении зазора от 5 до 30—40 мкм изменение этих параметров даже при впрыскивании маловязкого топлива не существенно и не окажет заметного влияния на рабочий процесс дизеля на всех режимах его работы по винтовой характеристике, включая и режим, соответствующий минимально устойчивой частоте вращения двигателя. Необходимая цикловая подача в данном случае обеспечивается некоторым увеличением индекса топливного насоса без каких-либо заметных изменений в основных параметрах процесса впрыскивания топлива.

2. На основании результатов исследования процесса топливоподачи в стейдовых условиях для дизелей типов ДКРН третьей и четвертой модификаций рекомендуется устанавливать зазор в исследуемой паре от 5 до 30 мкм, а при зазоре более 40—50 мкм всасывающий клапан должен быть заменен.

ЛИТЕРАТУРА

1. Фомин Ю.Я., Матвеевко В.П., Черемисин В.И. Влияние диаметрального зазора в плунжерной паре насоса высокого давления на впрыск топлива в судовых дизелях // Судовые силовые установки. : Рекламинформбюро ММФ. -1975. Вып.14. С. 64-70.
2. Карпов Л.Н., Коришунов О.М. Влияние величины зазора в прецизионных деталях топливной аппаратуры судовых дизелей на процесс топливоподачи // Труды ЦНИИМФ. 1971. Вып.143. С. 90-98.
3. Фомин Ю.Я. Работа дизеля при установке распылителей форсунок и плунжерных пар с низкой гидроплотностью // Известия вузов. Машиностроение/ МВТУ им. Баумана. 1976. №1. С.115-118.
4. Фомин Ю.Я., Черемисин В.И. Работа дизеля общего назначения с распылителями с низкой гидроплотностью // Двигателестроение. 1979. № 8. С.45-47.
5. Фомин Ю.Я. Эксплуатационные характеристики судовых малооборотных дизелей. М.: Транспорт, 1968. 340 с.

ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ И ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ УЛЬТРАЗВУКА ПРИ СТРОИТЕЛЬСТВЕ И РЕМОНТЕ СУДОВ

Т.Г. Кравцов, О.И. Стальниченко, В.В. Севрюков

За последние годы энергия ультразвуковых колебаний находят все более широкое применение в промышленности для интенсификации многих технологических процессов. Наиболее широко ультразвуковые колебания применяют при очистке от загрязнений деталей, химической и электрохимической обработке металлов и сплавов, механической обработке твердых и хрупких материалов, сварке, для пластического деформирования поверхностного слоя деталей с целью повышения их износостойкости, коррозионной стойкости, циклической прочности и др.

По сравнению с обработкой роликами ультразвуковая ударная обработка позволяет получить более высокие физико-механические показатели упрочненного слоя, она обеспечивает большую поверхностную микротвердость, большие остаточные напряжения сжатия и повышенную (в 3-4 раза) износостойкость [1]. При упрочнении образцов из никеля на 50 % повышается термическая устойчивость материала.

Одно из важных достоинств ультразвуковой ударной обработки – значительно меньшие величины статического давления на деталь, требуемые для упрочнения. При упрочнении усилие прижатия инструмента к изделию не превышает 70 – 80 Н [2]. В связи с этим становится возможным упрочнение деталей, обладающих малой жесткостью (трубчатые конструкции, втулки, валы малых диаметров и др.).

В настоящей работе ставится задача показать возможные пути более широкого использования ультразвуковых технологий в судостроении и судоремонте.

Одно из перспективных направлений использования ультразвуковой обработки – повышение несущей способности судовых сварных конструкций и ответственных валов, восстановленных наплавкой и работающих в условиях циклического нагружения. При ремонте судов этот способ пока еще находит ограниченное применение. Это связано с отсутствием необходимого оборудования, а также технологий для реализации процессов. До настоящего времени не в полной мере раскрыты и потенциальные возможности ультразвуковых колебаний для упрочняющей обработки.

Проведенные авторами [3, 4] исследования показали высокую эффек-

тивность ультразвуковой обработки при упрочнении моделей валов из стали 30 диаметром 70 мм, наплавленных перлитными и хромоникелевыми сталями.

На рис. 1 приведены кривые усталости образцов из основного металла и образцов, наплавленных ферритно-аустенитной сталью 08Х20Н9С2БТЮ. Образцы из основного металла (без наплавки) имели предел выносливости $\sigma_{-1} = 200$ МПа.

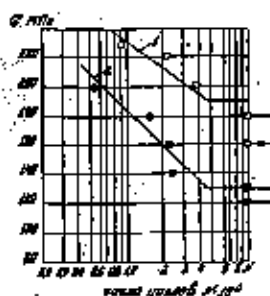


Рис.1. Кривые усталости 70мм из стали 35, наплавленных электродной проволокой Св-08Х20Н9С2БТЮ по подслою из стали 08Кп: 1-упрочненные ультразвуком; 2-без упрочнения

Установлено, что при отсутствии в наплавленном металле горячих трещин и при толщине наплавленного слоя 3 мм, ультразвуковая ударная обработка позволяет повысить сопротивление усталости наплавленных валов до уровня основного металла.

Как известно, технологический процесс упрочнения ультразвуковой ударной обработкой зависит от многих технологических параметров: усилия прижатия инструмента относительно обрабатываемой поверхности, диаметра игл-ударников, частоты колебания ударных элементов, амплитуды колебания торца волновода, количества проходов. Изменением перечисленных параметров можно в широких пределах регулировать глубину наклепанного слоя и величину пластической деформации. Экспериментально определено, что при толщине упрочненного слоя 3 мм величина пластической деформации достигает 0,6 % [5]. Существенное повышение сопротивления достигается за счет глубокого пластического деформирования наплавленного слоя и наведения в нем остаточных напряжений сжатия.

Глубина пластически деформированного слоя может быть определена после графического построения кривой изменения степени пластической деформации E^p (Z) в зависимости от толщины упрочненного слоя ΔS .

Степень пластической деформации E^p (Z), согласно [5], определяется по формуле

$$E^P(Z) = 133,3 \frac{f_{n-1} \delta_{n-1}^3 - f_n \delta_n^3}{l^2 (\delta_{n-1} - \delta_n) \delta_n^2}, \quad (1)$$

где f_n - стрела прогиба исследуемой пластины;

$\delta_n - \delta_{n-1}$ - толщина снятого слоя;

l - базовая длина образца.

Экспериментально установлено, что эффективность ультразвуковой ударной обработки повышается с увеличением массы ударного элемента, частоты и амплитуды колебаний ударных элементов.

Диапазон частот, используемых для технологических целей, находится в пределах $(1,6 - 8,0) \cdot 10^4$ Гц, т.е., начиная с верхних границ звукового барьера. В нашем случае обработка ультразвуком велась на частоте 18 - 27 КГц. В указанных пределах частот обработка позволяет получить требуемый эффект упрочнения.

Выявлена взаимосвязь между массой иглы-ударника, ее диаметром, амплитудой колебания и глубиной наклепанного слоя. Для аустенитной стали определены оптимальные характеристики процесса обработки: усилие прижатия инструмента к обрабатываемой поверхности $P = 50 - 80$ Н; диаметр игл-ударников $d = 3 - 4$ мм; скорость перемещения ударных инструментов $v = 0,25 - 0,45$ см/с; частота колебаний игл-ударников $\nu = 18 - 27$ КГц; амплитуда колебаний торца волновода $A = 65 - 110$ мкм. При оптимальных режимах упрочнения максимальная глубина пластически деформированного слоя для стали типа 12Х18Н10Т превышает 3 мм, остаточные напряжения сжатия на поверхности упрочненного слоя достигают 400 МПа.

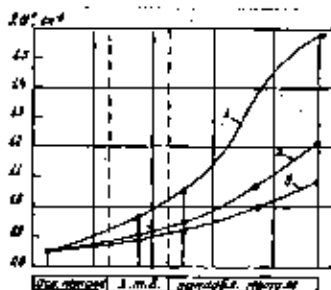


Рис.2. Зависимость плотности дислокаций от способа упрочнения наплавленного сталью 05Х20Н9ФБС металла:

1-упрочненные ультразвуком; 2-упрочнение обкаткой роликами; 3- после наплавки(без упрочнения)

Плотность дислокаций на поверхности повышается в 10 раз (рис. 2), напряжения второго рода — в 3 раза (рис. 3).

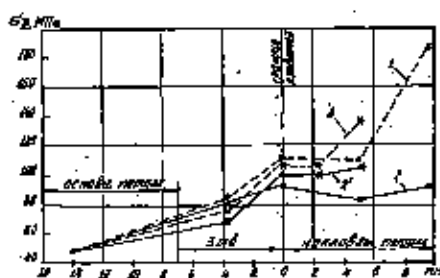


Рис.3. Распределение напряжений второго рода по сечению образца, наплавленного проволокой Св-08Х20Н9С2БТЮ с толщиной слоя: 1- 1-10мм; 2- 2-5мм

Важным преимуществом способа ультразвуковой ударной обработки являются малые энергозатраты (до 0,7 кВт) и малое усилие прижатия инструмента к изделию (70 - 80 Н). Способ упрочнения легко механизмуется (рис. 4), обладает простотой и высокой эффективностью.

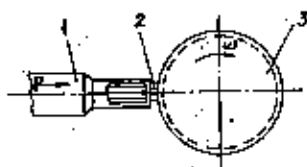


Рис.4. Схема упрочнения наплавленных образцов: 1-магнитоотрицательный преобразователь; 2-иглы-ударники; 3- цилиндрический образец с наплавкой

Способ упрочнения наплавленных гребных валов с использованием ультразвука одобрен Морским Регистром и применяется на предприятиях при упрочнении гребных валов, баллеров, других ответственных судовых деталей типа валов, работающих в условиях циклического нагружения.

Вторым важным направлением возможного применения ультразвуковой обработки является повышение несущей способности судовых сварных конструкций.

Как известно, сварные конструкции всегда имеют пониженное сопротивление усталости за счет неблагоприятных остаточных напряжений, формирующихся в процессе наплавки. Для снятия остаточных напряжений при-

меняется множество способов: термообработка, вибрация, температурный нагрев околошовной зоны автономными источниками тепла и др. Существенное повышение несущей способности сварных конструкций может быть достигнуто применением упрочняющей ультразвуковой ударной обработки. Высокую эффективность такой обработки подтвердили исследования, выполненные в ИЭС им. Е.О. Патона [6, 7] и МВТУ им. Н.Э. Баумана [8, 9].

Высокая эффективность способа достигнута в случае применения инструмента с подвижными ударными элементами (иглами-ударниками) [6], которые не связаны с волноводом и совершают свободные высокочастотные колебания между торцом волновода и обрабатываемой поверхностью. Проведенные авторами [8 - 10] исследования показали, что ультразвуковая ударная обработка является эффективным средством снижения остаточных напряжений и деформаций в сварных конструкциях. Предполагается, что увеличением мощности источника ультразвуковых колебаний можно добиться существенного снижения уровня остаточных напряжений вследствие более полного протекания релаксационных процессов [10]. Использование в качестве бойков игл-ударников диаметром 3 - 4 мм позволяет полностью снять неблагоприятные остаточные растягивающие напряжения.

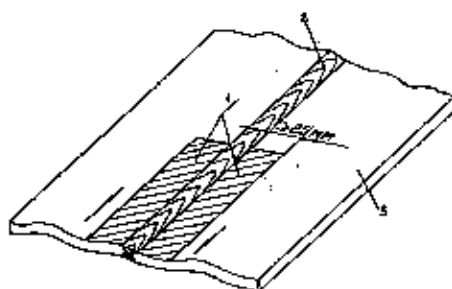


Рис.5. Схема упрочнения стыковых сварных швов:

1-зона упрочнения;

2-ударник;

3- лист металлоконструкции

На рис. 5 - 8 показаны схемы расположения зон, подвергающиеся обработке ударным инструментом. Обычно воздействию игл-ударников подвергается околошовная зона на ширине не менее 25 мм и расстоянии от кромки шва не более 3 мм. Ультразвуковая обработка проводится с двух сторон шва.

Ширина зоны обработки угловых и тавровых соединений со стороны сварного шва не менее 25 мм от кромки сварного шва. Обработка угловых швов в зоне приварки набора производится со стороны сварного шва поло-

сой, параллельной кромке шва. Оптимальное усилие прижатия инструмента к обрабатываемой поверхности не превышает 80 Н, оптимальная скорость перемещения инструмента по обрабатываемой поверхности в пределах 0,6–1,5 см/с. Обработка производится до полного насыщения обрабатываемой поверхности отпечатками (кратерами) игл-ударников.

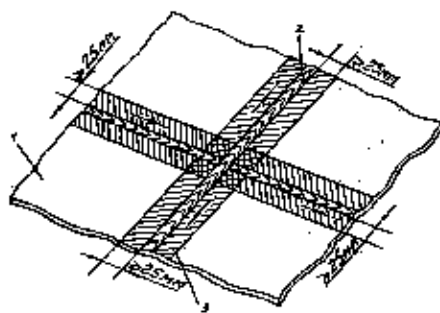


Рис.6. Схема упрочнения крестообразных сварных соединений:

1-лист металлоконструкции;

2-сварной шов;

3-зона упрочнения

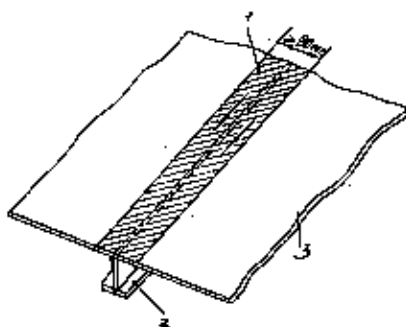


Рис.7. Схема упрочнения околошовной зоны с противоположной стороны приварки тавровой балки:

1-зона упрочнения;

2-тавровая балка;

3-лист металлоконструкции

Для повышения эффективности обработки толстолистовых конструкций рекомендуется применять температурную ультразвуковую ударную обработку. Для стыковых сварных соединений она проводится с одной стороны

полотнища с предварительным подогревом околошовной зоны шириной 20 мм от кромки сварного шва.

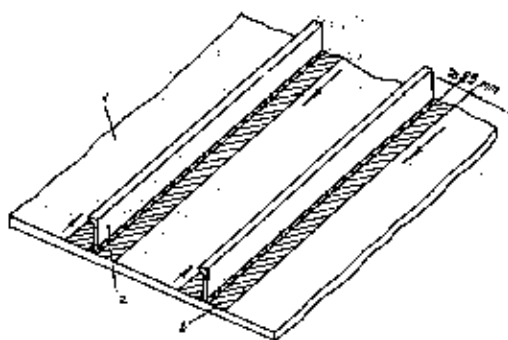


Рис.8. Схема упрочнения околошовной зоны приварки набора к полотнищу секции корпуса судна:

- 1- лист наружной обшивки судна;
- 2-ребро жесткости;
- 3,4-зоны упрочнения

Энергию ультразвуковых колебаний используют также для очистки и расконсервации изделий, а также профильного и листового проката из алюминиевых сплавов. Эта область применения ультразвука наиболее изучена.

Традиционные методы очистки мытьем и струйной очисткой не позволяют качественно очистить поверхность ввиду высокой адгезии консервирующих смазок. Использование ультразвуковых колебаний для этих целей способствует отрыву загрязнений за счет кавитации. Преимущество ультразвуковой очистки заключается в повышении производительности процесса и улучшении качества очистки загрязненной поверхности.

При холодном прессовании металла наложение ультразвуковых колебаний позволяет повысить его пластичность. Это дает возможность уменьшить усилие прессования, особенно при производстве изделий из медных сплавов.

Ультразвуковые колебания используют также и для очистки сварочной проволоки от ржавчины, масел и загрязнений [11]. Созданные линии позволяют в непрерывном режиме производить правку, промывку, сушку и намотку сварочной проволоки в кассеты. На заводах используются также технологии очистки внутренней поверхности труб судовых систем диаметром от 6 до 90 мм, обеспечивая при этом производительность очистки до 24 м³/час. Очистка труб основана на принудительной знакопеременной циркуляции моющих растворов [11].

В настоящее время при восстановлении бронзовых облицовок приме-

няется напыление. Для обеспечения качественного сцепления покрытия с основной производят проточку резцом поверхности с целью обеспечения шероховатости. Наиболее просто для этой цели применять ультразвуковую ударную обработку.

Процесс формирования шероховатости производится ударными элементами магнотристора. Изменением формы концевой части иглы можно регулировать форму деформированной шероховатости (сферическая форма, «ласточкин хвост» и др.).

Преимуществом данного способа подготовки поверхности бронзовой облицовки под напыление является то, что при ударном методе исключается возможность образования трещин.

Глубину и рельеф шероховатости можно регулировать с изменением диаметра иглы, усилия прижатия инструмента к поверхности облицовки, частоты ультразвуковых колебаний волновода магнотристора.

Другим примером практического применения ультразвука является обработка сварочных швов при сварке стыков и пазов бронзовых облицовок.

Известно, что при сварке бронзовых облицовок очень часто образуются в сварных швах трещины. Это требует повторной проточки либо вырубки швов.

Трещины в сварных швах образуются как в процессе сварки, так и в процессе эксплуатации гребных валов. Причиной этому является действие остаточных растягивающих напряжений, возникающих при сварке. Применение ультразвуковой ударной обработки, совмещаемой с периодом процесса сварки, позволяет на этой стадии понизить уровень остаточных напряжений и предотвратить образование трещин в облицовках как при их сварке, так и в процессе эксплуатации.

Такой процесс легко механизуется. Рабочий инструмент с набором игл-ударников закрепляется на суппорте плавочной установки (либо токарно-винторезного станка) так, чтобы иглы-ударники располагались в непосредственной близости к сварочной ванне.

В момент возбуждения сварочной дуги включается в работу магнотристор и процесс обработки производится одновременно с наложением сварного шва.

Эффективной является технология снятия остаточных напряжений при ремонте сваркой лопастей гребных винтов. Обработка сварных швов лопастей производится в зоне термического влияния, где концентрируются наиболее неблагоприятные остаточные растягивающие напряжения.

Эффективность обработки сварных швов лопастей гребных винтов из цветных сплавов проверялась испытаниями плоских образцов на усталость. Во всех случаях после ультразвуковой ударной обработки разрушение образцов происходило вне зоны сварки, т.е. по основному металлу.

Изложенный выше перечень возможных вариантов применения ультразвуковых технологий не ограничивается приведенными примерами. Об-

ласть применения ультразвука в перспективе может быть значительно расширена как при строительстве, так и при ремонте судов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Муханов И.И. Ультразвуковая упрочняюще-чистовая обработка стали и чугуна // *Вестник машиностроения*, 1968, № 6.
2. Kravtsov T.G., Stalnichenko O.I. *Fourth International Symposium on Practical Design of Ships and Mobile Units, 23 – 28 October, Varna, Bulgaria, 1989.*
3. Кравцов Т.Г., Рыжов Н.Ф., Статников Е.Ш. и др. Повышение сопротивления усталости наплавленных валов ультразвуковой ударной обработкой. // *Автоматическая сварка*, 1981, № 10.
4. Кравцов Т.Г., Рыжов Н.Ф., Михеев П.П., Статников Е.Ш. Выбор способа упрочнения наплавленного гребного вала. // *Автоматическая сварка*, 1982, № 6.
5. Махненко В.И., Кравцов Т.Г. Толщина пластически деформированного слоя при ультразвуковой ударной обработке наплавленных изделий. // *Автоматическая сварка*, 1986, № 8.
6. Труфянов В.И., Михеев П.П., Статников Е.Ш. и др. Повышение сопротивления усталости сварных соединений металлоконструкций ультразвуковой ударной обработкой. – *Информационное письмо ИЭС им. Патона*, 1989, № 32.
7. Михеев П.П., Гарф Э.Ф., Кузьменко А.З. и др. Повышение сопротивления усталости сварных узлов из труб ультразвуковой ударной обработкой. // *Автоматическая сварка*, 1992, № 11 – 12.
8. Янченко Ю.А. Ультразвуковая обработка сварных соединений из высокопрочных сталей. – *Технология, организация и механизация сварочного производства. Реферативный сборник НИИИФОРМТЯЖМАШ, М., 1978, № 10-78-13.*
9. Янченко Ю.А. Устранение остаточных сварочных деформаций ультразвуковой обработкой. – *Технология, организация и механизация сварочного производства. Реферативный сборник НИИИФОРМТЯЖМАШ, М., 1978, № 10-78-13.*
10. Янченко Ю.А., Сагалевиц В.М. Влияние ультразвуковой обработки на снижение остаточных напряжений и деформаций сварных соединений из высокопрочных сталей. // *Вестник машиностроения*, 1978, № 11.
11. Забоев В.К. Опыт внедрения ультразвуковой технологии в судостроении. // *Технология судостроения*, 1989, № 6.

ОБОБЩЕННЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА ПУСКА СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ

А.Р.Меркт, И.В.Колесов

Существуют различные методы расчета кривой разгона коленчатого вала дизеля [1, 2, 3, 4, 5]. Однако, расчетные кривые разгона двигателя, полученные по ним, удовлетворительно согласуются с опытными лишь при разгоне на воздухе. Что же касается расчета периода пуска двигателя на топливе, то в существующих методах очень ориентировочно оценивают влияние топливоподачи на разгон двигателя и, вообще, пренебрегают учетом работы регулятора частоты вращения. Последнее приводит к большим ошибкам в расчетах при установке на двигателе всережимного регулятора, который во время пуска непрерывно изменяет положение рейки топливного насоса высокого давления (ТНВД). В связи с изложенным в методе расчета пуска двигателя необходимо увязать его динамику с рабочим процессом, рабочий процесс с топливоподачей, а топливоподачу с положением регулирующего органа регулятора.

Разработку математической модели пуска дизеля проведем для более общего случая, а именно для судового комплекса, когда между двигателем и гребным винтом установлен редуктор с муфтой. Тогда уравнение движения системы «двигатель – муфта – редуктор – гребной винт» запишется

$$I \frac{d\omega}{dt} = T_i - T_{\text{мех}} - (T_{\text{тр.р}} + T_{\text{тр.в}} + T_c) / i_p, \quad (1)$$

где I – приведенный к валу двигателя момент инерции подвижных звеньев механизма двигателя, муфты, редуктора, валопровода и гребного винта с учетом увлекаемой им массы воды;

ω – угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя;

t – время;

T_i – суммарный движущий момент, создаваемый давлением газов на поршни двигателя;

$T_{\text{мех}}$ – момент от сил механических потерь в двигателе и потерь на привод навесных механизмов;

$T_{\text{тр.р}}$ – момент от сил механических потерь в муфте и редукторе;

$T_{\text{тр.в}}$ – момент от сил механических потерь в валопроводе (от двигателя до гребного винта);

T_c – момент сопротивления вращению гребного винта;

i_p – передаточное отношение редуктора.

Для многоцилиндрового двигателя I можно принять постоянным [6], тогда

$$I = 0.25 m_m D_m^2,$$

где m_m – масса маховика, приведенная к центру массы его обода;

D_m – диаметр маховика, проходящий через центр массы обода.

Движущий момент от давления газов выразим через среднее индикаторное давление p_{mi} , которое будет зависеть от цикловой подачи топлива b_c в цилиндр двигателя, т.е. от положения рейки ТНВД, связанной с регулятором. Так как

$$T_i = P_i / \omega, \quad b_c = b_i P_i / (60 n z i_c), \quad n = 30 \omega / \pi, \quad b_i = 3600 / (\eta_i Q_n),$$

то

$$T_i = b_n \eta_i Q_n z i_c / (2 \pi),$$

где P_i – индикаторная мощность;

b_i – удельный индикаторный расход топлива;

n – частота вращения коленчатого вала;

z – тактность дизеля, равная $z = 0.5$ для четырехтактного двигателя, и

$z = 1$ – для двухтактного;

i_c – число цилиндров двигателя;

η_i – индикаторный КПД;

Q_n – низшая теплота сгорания топлива.

Учитывая, что $b_c \eta_i Q_n = V_s p_{mi}$ (V_s – рабочий объем цилиндра), получаем

$$T_i = a p_{mi}, \quad (2)$$

где $a = 0.125 d^2 s z i_c$;

d – диаметр цилиндра, м;

s – ход поршня, м;

p_{mi} – среднее индикаторное давление, кПа.

Момент $T_{мех}$ определяется механическим КПД η_M и равен

$$T_{мех} = (1 - \eta_M) P_i / \omega. \quad (3)$$

Механический КПД зависит от режима работы двигателя и для любого режима справедливо равенство

$$\frac{1 - \eta_M}{1 - \eta_{M ном}} = \frac{P_{мех} / P_i}{P_{мех ном} / P_{i ном}},$$

где $P_{мех}$ – мощность механических потерь двигателя; значок «ном» соответствует номинальному режиму.

Если принять $P_{мех} / P_{мех ном} = (n / n_{ном})^b$, то

$$\eta_M = 1 - \frac{P_{i_{ном}}}{P_i} \left(\frac{n}{n_{ном}} \right)^\beta (1 - \eta_{M_{ном}}),$$

где β можно определить по формуле [7]

$$\beta = 1 + \frac{\lg(0.333 + 0.667 n/n_{ном})}{\lg(n/n_{ном})}.$$

Момент $T_{тр,p}$ равен

$$T_{тр,p} = P_{тр,p} / \omega_B = (1 - \eta_p) P_c i_p / \omega,$$

т.е.

$$T_{тр,p} = (1 - \eta_p) P_i \eta_M i_p / \omega, \quad (4)$$

где $P_{тр,p}$ — мощность механических потерь в муфте и редукторе;

$\omega_B = \omega / i_p$ — частота вращения гребного вала;

η_p — КПД муфты и редуктора.

Момент $T_{тр,в}$ равен

$$T_{тр,в} = P_{тр,в} / \omega_B = (1 - \eta_B) P_p i_p / \omega = (1 - \eta_B) P_c \eta_p i_p / \omega,$$

т.е.

$$T_{тр,в} = (1 - \eta_B) P_i \eta_M \eta_p i_p / \omega, \quad (5)$$

где $P_{тр,в}$ — мощность механических потерь на трение в подшипниках валопровода;

η_B — КПД валопровода;

P_p — мощность после редуктора.

Момент T_c можно выразить по формуле [2]

$$T_c = c_2 \omega_B^2 = c_2 (\omega / i_p) = c \omega^2, \quad (6)$$

Коэффициент «с» вычислим, воспользовавшись параметрами номинального режима, для которого момент $T_{в,ном}$, подведенный к винту, равен моменту $T_{с,ном}$.

Тогда

$$T_{в,ном} = \frac{P_{в,ном}}{\omega_{в,ном}} = \frac{P_{i,ном} \eta_{M,ном} \eta_p i_p}{\omega_{ном}} = c \omega_{ном}^2,$$

откуда

$$c = P_{i,ном} \eta_{M,ном} \eta_p \eta_B i_p / \omega_{ном}^3.$$

После подстановки в уравнение (1) значений моментов T_i , $T_{мех}$, $T_{тр,p}$, $T_{тр,в}$ и T_c , определенных по формулам (2), (3), (4), (5) и (6) и преобразований получим

$$\frac{d\omega}{dt} = a_0 - \frac{a_1}{\omega} - c_1 \omega^2, \quad (7)$$

где $a_0 = a p_{mi} / I$;

$$a_1 = P_i (1 - \eta_M \eta_P \eta_n) / I;$$

$$c_1 = c / (I i).$$

Если двигатель непосредственно соединен с гребным винтом, то необходимо принять $\eta_P = 1$; $\eta_n = 1$. При пуске дизеля без нагрузки (дизель-генератора, при отключении муфты) в уравнении (7) следует принять $c_1 = 0$.

При разгоне двигателя регулятор непрерывно воздействует на рейку топливного насоса, тем самым изменяя угол отсечки подачи топлива, а следовательно, и цикловую подачу. Поэтому для того, чтобы замкнуть систему уравнений, описывающих весь комплекс процессов, которые происходят во время разгона двигателя, необходимо найти взаимосвязь между положением рейки ТНВД и частотой вращения двигателя. Эту взаимосвязь получим на примере установки всережимного регулятора с силовой изодромной обратной связью, получившего широкое распространение в дизелях. Указанный тип регулятора описывается следующим уравнением [8]:

$$A_2 m'' + A_1 m' + m = k_1 n + k_2 n' + C, \quad (8)$$

где m - регулирующее воздействие, т.е. положение рейки ТНВД;

n - регулируемая величина - частота вращения колесчатого вала;

m'' , m' , n' - соответственно, вторая и первые производные по времени;

A_1 , A_2 , k_1 и k_2 - коэффициенты;

C - постоянная интегрирования.

Коэффициенты уравнения (8) с достаточной степенью достоверности могут быть обобщены для конкретного типа регулятора. При обработке опытных данных, полученных при испытании всережимного регулятора ВРН-30, было получено:

- на первом этапе пуска ($t < 1.2$ с)

$$0.002m'' + 0.1m' + m = 0.22n, \quad (9)$$

- на втором этапе пуска ($t \geq 1.2$ с)

$$0.05m'' + 0.75m' + m = -0.197n + 63.7. \quad (10)$$

Таким образом, в процессе разгона для любого момента времени по текущему значению « n » можно найти положение рейки ТНВД, т.е. угол отсечки подачи топлива.

Расчет разгона дизеля рекомендуется проводить в следующей последовательности.

1. Определяют угол начала подачи топлива в цилиндр, в котором ТНВД начинает первым подавать топливо. Проводят расчет разгона двигателя на воздухе (например, по методике [5]) до момента достижения угловой скорости, при которой будет обеспечено самовоспламенение топлива в рабочем цилиндре двигателя. Находят число пропусков вспышек топлива.

2. По значению достигнутой угловой скорости проводят расчет регулятора с нахождением положения рейки ТНВД, а, следовательно, угла отсечки подачи топлива.

3. Рассчитывают процесс впрыскивания топлива, в результате чего находят цикловую подачу топлива и массу топлива, впрыснутого за период задержки самовоспламенения топлива.

4. Рассчитывают рабочий процесс, в результате чего будет определено среднее индикаторное давление, а, следовательно, и движущий момент T_i .

5. Рассчитывают разгон двигателя с учетом полученного T_i до угла поворота коленчатого вала, соответствующего впрыскиванию топлива в следующем по порядку работы цилиндре двигателя.

6. Расчет по п.п.2...5 осуществляют до момента достижения значения минимально устойчивой частоты вращения коленчатого вала, так как в заключительной фазе пуска двигателя очень часто наблюдается «заброс» этой частоты.

Описанный метод был реализован в виде программы расчета на ПЭВМ. Сравнение расчетной кривой с опытной (см. рис.1) показало удовлетворительное их совпадение. Опытная кривая получена на дизеле 6ЧН 25/34, на котором установлен регулятор ВРН-30.

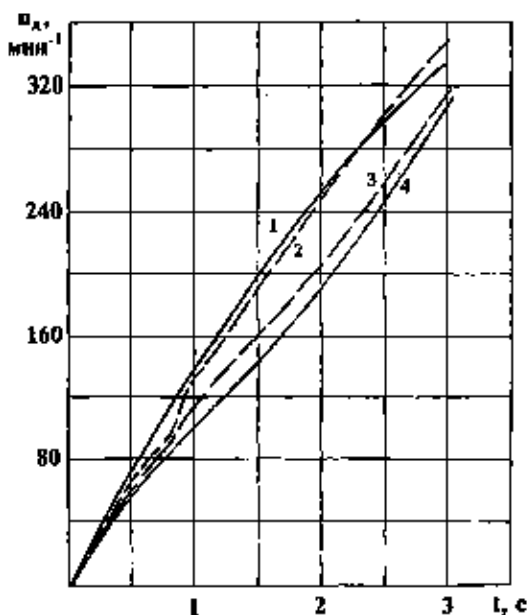


Рис.1. Кривые разгона двигателя:

«горячий» двигатель: 1 – эксперимент, 2 – расчет;

«холодный» двигатель: 3 – расчет, 4 – эксперимент

ЛИТЕРАТУРА

1. Ваншейдт В.А. Пусковые процессы судовых двигателей Дизеля // *Дизелестроение*. – 1933. – №3. – С. 12-13.
2. Петровский В.Н. Режимы работы судовых двигателей. – М.-Л.: *Морской транспорт*, 1953. – 186 с.
3. Небеснов В.И. К теории пуска главных судовых дизелей // *Тр. Одесского ин-та инж. мор. флота*. – 1949. – Вып. УШ. – С. 42-46.
4. Семенов В.С., Горяинов И.П. Методика расчета кривой разгона судового малооборотного дизеля // – *Судовые машины и механизмы*. – Одесса: ОИИМФ. – 1968. – Вып. 2. – С. 148-163.
5. Конаков А.Г. Разгон двигателя при пуске сжатым воздухом // – *Судовое энергомашиностроение: Сб. науч. тр. / НКИ. Николаев*. – 1983. – С. 73-78.
6. Волошенко В.П. Маховики двигателей внутреннего сгорания. – М.-Киев: *Машиз, Украинское отделение*, 1955. – 52 с.
7. Брук М.А., Рихтер А.А. Режим работы судовых дизелей. – Л.: *Судпромгиз*, 1963. – 484 с.
8. Крутов В.И., Спорыш И.П., Юношев В.Д. Основы теории автоматического регулирования. – М.: *Машиностроение*, 1969. – 360 с.

ОПЫТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ШТАТНОЙ СИСТЕМЫ ВИБРОКОНТРОЛЯ ДЛЯ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ РОТОРНЫХ МАШИН

С.Я.Соломатин, Б.М.Бурачков

Диагностика роторных машин по вибрационному состоянию является основным элементом современных систем технической диагностики. В 60 - 70-х годах десятки отечественных судов были оснащены бортовыми системами АКТ-4 ОИИМФ, обеспечивавшими вибрационный контроль по общему уровню, а также контроль теплового состояния главных паровых турбин. Это существенным образом повлияло на снижение аварийных ситуаций, способствовало повышению надежности СЭУ. Система АКТ-4 ОИИМФ была разработана и изготовлена в лаборатории турбин кафедры "Судовые энергетические установки" ОГМУ под руководством профессора М.И.Лаппа.

В 80-х годах суда всех типов стали оснащаться переносными виброметрами общего уровня, которые отличались простотой применения и компактностью. Такие виброметры обеспечивают только определение категории технического состояния судового оборудования без идентификации значений частот колебаний элементов механизмов и протекающих в них рабочих процессов.

Повысить качество диагностирования роторных механизмов позволяет метод узкополосного анализа вибрации, который может быть реализован как с помощью переносных виброметров-анализаторов и вибродиагностических систем, так и штатными диагностическими системами. Использование современных аналого-цифровых систем анализа вибросигналов позволяет повысить эффективность и скорость диагностических обследований механизмов.

В настоящей работе изложен опыт определения источников повышенной вибрации турбокомпрессора цеха перегрузки аммиака Одесского припортового завода, выполненный на основе анализа параметров вибрации, полученных с помощью штатной диагностической системы BENTLY NEVADA и переносной вибродиагностической системы VIBROPORT 30 фирмы SCHENCK. Рассматриваемый метод диагностирования турбокомпрессора в полной мере может быть использован и для судовых турбомашин.

В цехе перегрузки аммиака ОПЗ центробежные компрессоры имеют газотурбинный привод. Схема устройства турбокомпрессора С-1А приведена на рис.1. Компрессор содержит корпус высокого давления КВД, корпус низко-

го давления КНД и силовую турбину - газовую турбину, которая приводит с номинальной частотой вращения $n = 4750$ об/мин непосредственно ротор КНД. Ротор КВД соединен с ротором КНД через повышающий редуктор с передаточным числом $i = 1,245$ и вращается с $n = 5915$ об/мин.

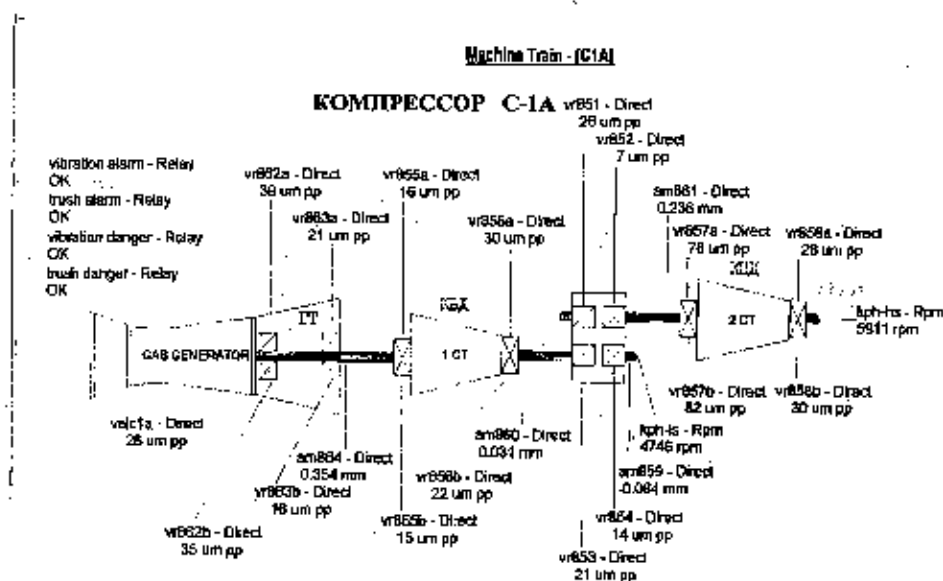


Рис. 1. Схема устройства турбокомпрессора C-1A

Со времени постройки завода и до 1998 года для контроля вибросостояния турбокомпрессоров в цехе перестружки аммиака применялась система фирмы Bentley Nevada, использовавшая в качестве штатных виброобразователей для измерения виброперемещения роторов токовихревые датчики дроссельного типа. Виброперемещение роторов измерялось относительно вкладышей опорных подшипников. На каждом опорном подшипнике для измерения виброперемещения ротора устанавливались по два датчика под углом 90 градусов по отношению друг к другу. Показания вибрации от датчиков считывались операторами в ЦПУ со стрелочных указателей. С помощью этих датчиков регистрировалось виброперемещение роторов – двойная амплитуда 2A (размах), которая представляет собой суммарную (общую) вибрацию. При этом анализ спектра вибрации не производился, что, безусловно, снижало возможности получения достаточной информации для полного определения вибросостояния турбоагрегатов. Частичная компенсация указанного недостатка выполнялась применением переносного виброизмерительного прибора VIBROPORT 30 фирмы SCHENCK, датчик которого устанавливался на

корпусе соответствующего подшипника. В этом случае измерялись виброперемещение, виброскорость и виброускорение с частотным анализом спектра колебаний. Однако применение прибора VIBROPORT 30 было, как правило, эпизодическим, только в отдельных случаях при возникновении повышенной вибрации у некоторых составных частей турбокомпрессорного агрегата. При работе турбокомпрессорных агрегатов на переменных режимах, в частности при пусках, при аварийных остановках, может быть получено наибольшее количество информации об источниках повышенной вибрации, но при этом применение прибора VIBROPORT 30 оказывается затруднительным, так как эти процессы являются быстротекущими.

В прошедшем десятилетии различными фирмами, в том числе и фирмами BENTLY NEVADA, SCHENCK, разработаны и активно внедряются новые системы на основе компьютерной технологии для диагностирования, состоящие из систем мониторинга, диагностирования и прогнозирования технического состояния турбокомпрессорных агрегатов.

В 1998 году Одесский припортовый завод установил на турбокомпрессорах цеха перегрузки аммиака систему мониторинга фирмы BENTLY NEVADA. Эта система мониторинга по сравнению с применявшейся ранее системой виброконтроля значительно повысила оперативность и информативность контроля технического состояния турбокомпрессоров.

Измеряемые параметры накапливаются в памяти компьютера за длительный период и в любое время могут быть распечатаны для использования при анализе. Установленная система мониторинга позволяет одновременно отслеживать и в любой момент времени зафиксировать перечисленные ниже параметры: частоту вращения роторов, температуру и давление масла в подшипниках, осевой сдвиг ротора, суммарную вибрацию роторов относительно корпусов подшипников. Кроме этого система позволяет в реальном масштабе времени оперативно определять следующие параметры: размах колебаний ротора на первой (основной) гармонике, соответствующей частоте вращения ротора, (1X A_{mp}); фазу колебаний 1-ой гармоники (1X Phase); размах колебаний 2-ой гармоники (2X A_{mp}); фазу колебаний 2-ой гармоники (2X Phase); суммарный уровень колебаний всех составляющих спектра без 1-ой гармоники (Not 1X A_{mp}); величину всплытия цапфы ротора (Gap); максимальное виброперемещение ротора при вибрации (S Max).

Информация о текущих значениях перечисленных выше параметров может быть получена на любой момент времени и представлена в виде, приведенном на рисунках 2 и 3.

Перечисленные диагностические параметры для определения технического состояния основных частей турбоагрегата содержат следующую информацию.

Суммарная (основная) вибрация - DIRECT. Этот параметр является основным для нормирования вибрации /3, 4/ применительно к рассматриваем-

мой машине. Наибольшая допустимая суммарная вибрация составляет 75 мкм. По значению суммарной вибрации оценивается возможность касания цапфы ротора о вкладыши подшипника, а также задевания ротора в лабиринтовых уплотнениях. Суммарная вибрация информативна с точки зрения факта вибрации, но не раскрывает источников вибрации.

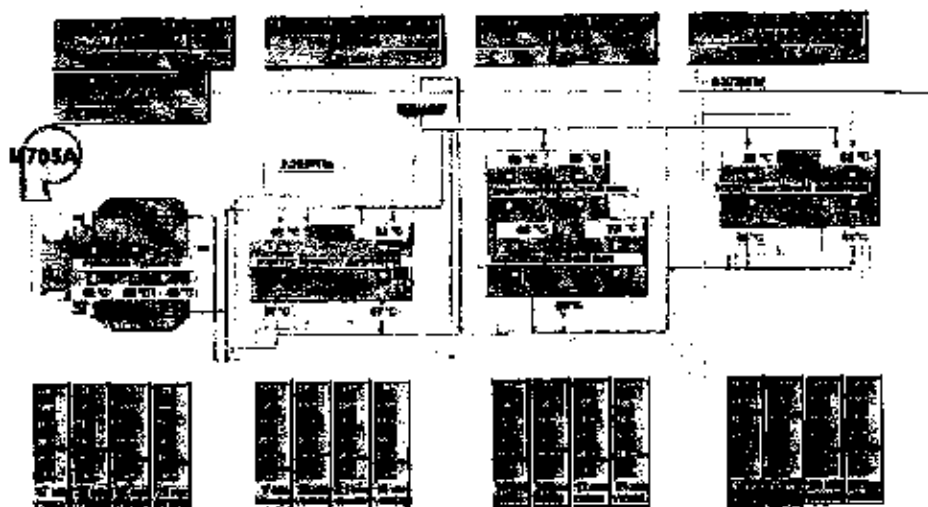


Рис.2. Текущие параметры, представленные на мониторе системы BENTLY NEVADA

Уровень ($1X \text{ Amp}$) и фаза ($1X \text{ Phase}$) колебаний первой гармоники. Обычно при увеличении дисбаланса ротора увеличивается уровень колебаний 1-ой гармоники. При прохождении зоны критических оборотов фаза колебаний обычно изменяется теоретически на $180^\circ / 1, 2 /$. В реальных машинах при прохождении $n_{кр}$ изменение фазы может составлять менее 180° . Увеличение амплитуды 1-ой гармоники колебаний и изменение фазы колебаний свидетельствует о наличии $n_{кр}$.

Выявление фактических собственных частот системы $n_{кр}$ является первым и основным этапом анализа вибросостояния турбокомпрессорного агрегата.

Известны три аспекта состояния роторных машин:

- структурное состояние - определяется величиной структурных параметров (зазоры, дисбаланс, соосность и др.);

-функциональное состояние - определяется состоянием регулирующих органов;

- вибрационное состояние - возможно, что структурное и функциональное состояния удовлетворительны, а уровень вибрации неудовлетворительный, что может быть следствием работы агрегата в резонансных зонах.

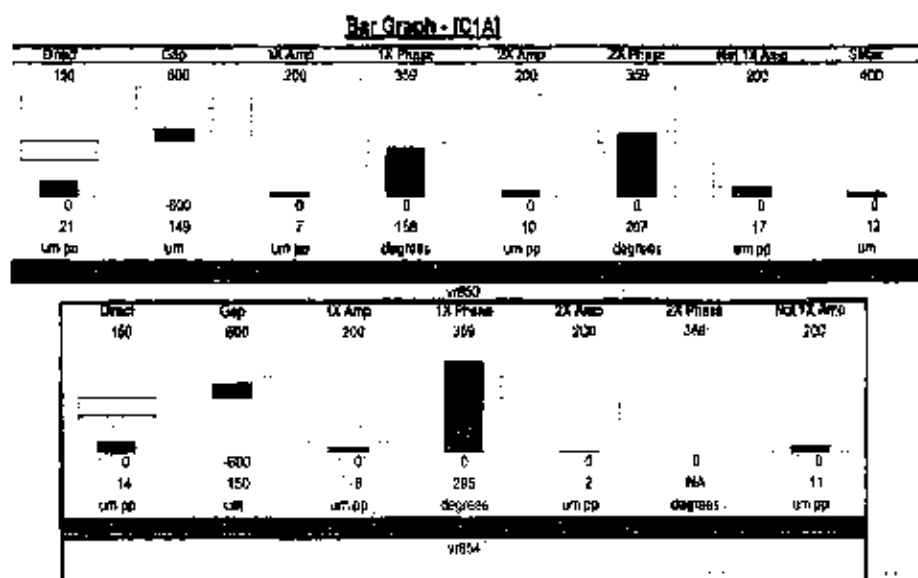


Рис.3. Параметры вибросостояния опор низкооборотного вала мультипликатора. Уровень (2X Amp) и фаза (2X Phase) колебаний 2-ой гармоники. Повышение уровня колебаний 2-ой гармоники может явиться следствием эллиптичности цапфы ротора, увеличением расцентровки валов, появлением и развитием трещины вала ротора и другими причинами

При работе турбокомпрессора С-1А на пусковых режимах 22 мая 1998 года была зафиксирована повышенная вибрация подшипниковых опор VR853 и VR854 мультипликатора. Характерными этапами режима пуска являлись следующие: режим прогрева при $n = 2000$ об/мин; режим ожидания нагружения при $n = 3300$ об/мин; номинальный режим работы под нагрузкой $n = 4500$ об/мин. Скорость вращения ротора КВД при этом составляет $n_{\text{вал}} = 1,245 n_{\text{вал}}$. Работа ТК в режиме ожидания сопровождалась крайне неустойчивой вибрацией в точке VR853, достигавшей 70 мкм (рис.4).

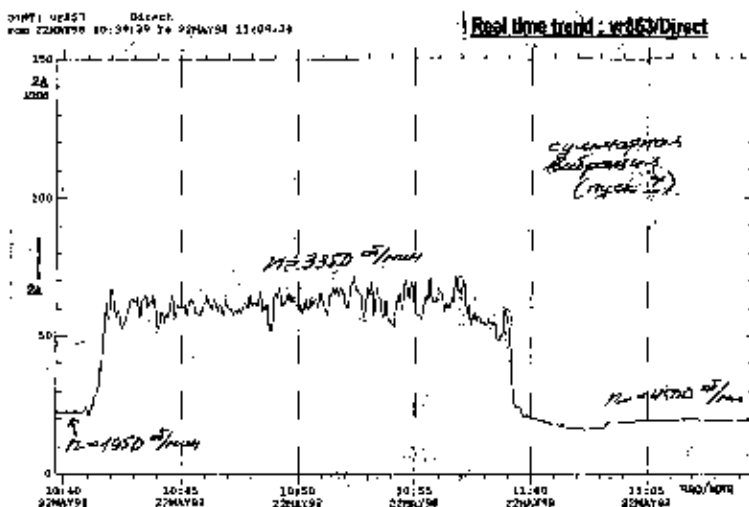


Рис.4. Суммарная вибрация опоры VR853 при пуске

Для выявления причины неустойчивой вибрации подшипника VR853 были выполнены следующие измерения. Во-первых, были определены собственные частоты системы ротор - статор - опоры при наборе скорости и при выбеге. Так, зафиксированы следующие значения критических частот:

$$n_{кр}^1 = 120 \text{ об/мин}; n_{кр}^2 = 400 \text{ об/мин}; n_{кр}^3 = 850 \text{ об/мин};$$

$$n_{кр}^4 = 1700(1800) \text{ об/мин}; n_{кр}^5 = 2300 \text{ об/мин}; n_{кр}^6 = 3600 \text{ об/мин}.$$

Особо следует отметить, что $n_{кр}^6 = 2 n_{кр}^4$, то есть $n_{кр}^6$ является удвоенной собственной частотой, которая составляет величину $n_{кр}^4 = 1700$ об/мин при выбеге и 1800 об/мин при увеличении скорости вращения.

На рисунках 5 и 6 для опоры VR853 приведены данные об уровнях колебаний 1-ой и 2-ой гармоник, а также фаз колебаний, соответственно, при работе на режимах ожидания нагружения. Как видно из приведенных данных, колебания 1-ой и 2-ой гармоник не имеют такой неустойчивости, как суммарная вибрация. Следовательно, неустойчивость вибрации в точке VR853 определяется не первыми двумя гармониками, а другими гармониками или субгармониками.

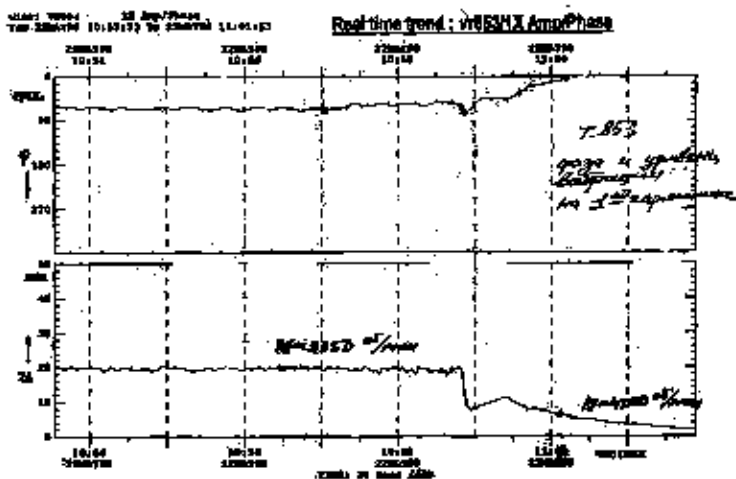


Рис. 5. Изменение фазы и уровня вибраций 1-ой гармонике при пуске

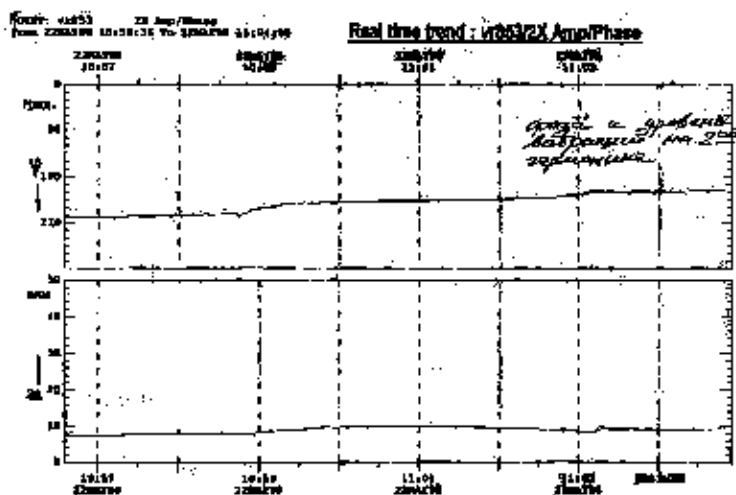


Рис.6. Изменение фазы и уровня вибраций 1-ой гармонике при пуске

Для выяснения причины неустойчивости в виде суммарной вибрации опоры VR853 были выполнены измерения вибрации корпусов подшипников мультипликатора прибором VIBROPORT 30.

Как видно из приведенной виброграммы (рис.7) в спектре вибрации опоры VR853 наряду с основной частотой колебаний f_0 присутствуют субгармоники с частотами $f_{\text{сб}} = 23$ Гц и $f_{\text{суб}} = 28$ Гц.

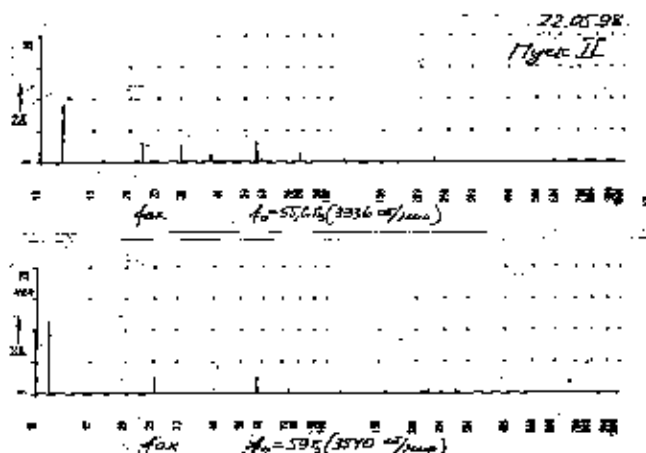


Рис.7. Спектры колебаний на корпусе подшипника VR853 компрессора С-1А

Присутствие субгармонических колебаний $f_{суб}$ можно объяснить следующим. Критическая $n_{кр}^4 = 1800$ об/мин может являться первой критической скоростью системы ротор-статор-опора, определяемой собственной частотой ротора. А критическая скорость $n_{кр}^6$ - второй собственной частотой системы, определяемой собственной частотой ротора. При прохождении второй собственной частоты системы обычно возбуждаются субгармонические колебания с половинной частотой, то есть $f_{суб} = 0,5 f_о$.

Возникновение колебаний с частотой $f_{ор} = 23$ Гц можно объяснить наличием автоколебаний ротора на масляной пленке, которые могут возникать в подшипниках скольжения в виде самовозбуждающихся колебаний при определенных значениях масляных зазоров, вязкости смазочного масла, удельных нагрузок и конструктивных особенностей подшипника.

Для устранения возможности возникновения этого вида автоколебаний применяют сегментные подшипники скольжения, в каждом из которых содержится 4 или 5 сегментов опорных вкладышей. Роторы рассматриваемых компрессоров КНД и КВД вращаются в сегментных подшипниках, а валы мультипликатора - в подшипниках скольжения, содержащих два опорных вкладыша и потому склонных к возбуждению автоколебаний на масляной пленке. Уровень автоколебаний на масляной пленке $f_{ор}$ и уровень субгармонических колебаний $f_{суб}$ в отдельности могут и не быть значительными, однако при наличии двух компонент вибрации с близкими частотами (в данном случае $f_{ор}$ и $f_{суб}$) возникают биения, то есть неустойчивая вибрация. При этом амплитуды компонент во времени то складываются, то вычитаются. Такой вид виб-

рации и наблюдался на подшипнике VR853 при частоте вращения вала $n = 3350$ об/мин во время пусков. При дальнейшем увеличении частоты вращения при переходе в режим нагружения ротор мультипликатора проходил зону $n_{кр}^6$, субгармонические колебания $f_{суб}$ исчезли и, в результате, биение и суммарный уровень вибрации существенно уменьшились.

Таким образом, зафиксированная повышенная вибрация подшипника VR853 мультипликатора объясняется, с одной стороны, наличием автоколебаний на масляной пленке с частотой $f_{ск}$, существующими в широком диапазоне скоростей вращения, в том числе и при номинальной частоте вращения.

Субгармонические колебания $f_{суб}$ проявляются в зоне критической частоты вращения, поэтому, чтобы уменьшить вибрацию при работе турбокомпрессора в режиме ожидания нагружения, обслуживающему персоналу было рекомендовано изменить частоту вращения ротора на этом режиме от частоты $n = 3350$ об/мин до $n = 3100$ об/мин и, таким образом, удалиться от критической зоны $n_{кр} = 3600$ об/мин. Указанные рекомендации были приняты и при последующих пусках ТК на режиме ожидания нагрузки частота вращения ротора поддерживалась в диапазоне от $n = 3000$ об/мин до $n = 3100$ об/мин при устойчивой вибрации с допустимым уровнем.

Таким образом, основными источниками повышенной вибрации в обследуемом агрегате явились резонансные явления и масляная вибрация в подшипниках скольжения мультипликатора. Аналогичные явления часто имеют место и в судовых роторных машинах. Применявшиеся ранее системы виброконтроля по общей вибрации не позволяли в полной мере оценить конкретные причины повышенной вибрации, в то время как современные диагностические системы на основе компьютерных технологий позволяют выявить действительные источники вибрации.

Литература

1. Рунов В.Т. Исследование и устранение вибрации паровых турбоагрегатов. - М.: Энергоиздат, 1982. - 352 с.
2. Лаппа М.И. Гибкие роторы судовых турбин. - Л.: Судостроение, 1969. - 156 с.
3. ДСТУ 3160 - 95. Компрессорное оборудование. Определение вибрационных характеристик. Общие требования.
4. ДСТУ 3161 - 95. Компрессорное оборудование. Определение вибрационных характеристик центробежных компрессоров и нормы вибрации.

РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКИХ КОЭФФИЦИЕНТОВ ЖЕСТКОСТЕЙ ОПОР СКОЛЬЖЕНИЯ ПРИ УЧЕТЕ СМАЗОЧНОГО СЛОЯ

Н.М. Тхыонг

С целью решения задачи колебаний валопровода определение реакций подшипников автор предположил в работе [1] вести методом последовательных приближений, исходя из допущения о том, что колебания цапфы в опоре подчиняются законам

$$\begin{aligned} X &= X_0 + \sum (a_{x,k} \cos k\omega t + b_{x,k} \sin k\omega t), \\ Y &= Y_0 + \sum (a_{y,k} \cos k\omega t + b_{y,k} \sin k\omega t). \end{aligned} \quad (1)$$

Решая гидродинамическую задачу для этого случая, можно определить гидродинамическое давление на цапфу в течение периода T , которое можно представить в виде

$$\begin{aligned} P_x &= P_{x0} + \sum (p_{x,k}^c \cos k\omega t + p_{x,k}^s \sin k\omega t), \\ P_y &= P_{y0} + \sum (p_{y,k}^c \cos k\omega t + p_{y,k}^s \sin k\omega t). \end{aligned} \quad (2)$$

Процесс расчета ведется до тех пор, пока не будет достигнуто совпадение (с достаточной точностью) двух соседних значений $a_{x,k}$, $b_{x,k}$, $a_{y,k}$ и $b_{y,k}$.

Если бы удалось получить быструю сходимость, можно было бы решить задачу колебаний без допущения о их малости. Однако, вследствие сложности системы, содержащей многоопорный валопровод, желаемая сходимость достигается очень трудно. Для валопровода с главным двигателем внутреннего сгорания можно допустить, что в связи с низкими частотами вращения поперечные колебания малы. Поэтому для задачи колебаний судового валопровода удобно выразить реакции опор в виде коэффициентов жесткости

$$K_{bear} = \begin{vmatrix} k_{yy} & k_{yx} & k_{y\dot{x}} & k_{y\dot{y}} \\ k_{xy} & k_{xx} & k_{x\dot{y}} & k_{x\dot{x}} \end{vmatrix}, \quad (3)$$

где индексы x, y, \dot{x}, \dot{y} - координаты перемещений и скорости вала по вертикальному и горизонтальному направлениям.

Задача решена по методу, предлагаемому Кодниром Д.С. в его работах [2,3]. Рассмотрим плоскую нестационарную изотермическую эласто-гидродинамическую задачу для находящейся в ньютоновском состоянии жидкости при больших давлениях в смазочном слое.

В связи с тем, что между поверхностями возникает смазочный слой, толщина которого обычно измеряется долями микрона, силы инерции масла будут весьма малы по сравнению с гидродинамическими давлениями в слое, и ими можно пренебречь. Таким образом, поставленная задача сводится к квазистатической, и требуется решить контактно-гидродинамическую задачу в параметрическом виде, где параметром является скорость удаления друг от друга трущихся поверхностей - V_0 .

Для нестационарной контактно-гидродинамической задачи используется приближенное решение. Поставленная задача сводится к системе уравнений

$$\frac{dk_0}{dx} = \frac{6\mu(U_a + U_b)(h_0 - h)}{h^3} - 12 \frac{\mu V_0(x - x_0)}{h^3},$$

$$h(x) = h_1(x) + v_1(x). \quad (4)$$

Применяя гипотезу Винклера -Циммермана

$$v_1(x) = A' \frac{k_0(x)}{E},$$

где

A' - коэффициент пропорциональности между прогибами поверхности и отношением гидродинамического давления к модулю упругости;

E - приведенный, или эффективный модуль упругости трущихся поверхностей, кгс/м²;

$$E = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right].$$

Зазор $h_1(x)$ до деформации между двумя цилиндрическими поверхностями можно приближено описать в виде

$$h_1(x) = \delta + \delta \chi \cos\left(\frac{x}{R} - \beta\right),$$

$$\delta = R - r_0.$$

$$\chi = \frac{e}{\delta} \quad - \text{относительный эксцентриситет},$$

β - угол, образуемый линией центров и вертикалью (рис.1).

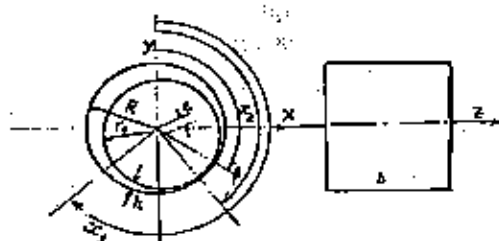


Рис.1. Положение цапфы в подшипнике

В качестве граничных условий примем, что:

1) концом области трения является точка с координатой α_2 , где давление и градиент давления равны нулю ($k=0 \cdot \frac{dk}{d\alpha} = 0$);

2) началом области трения является точка с координатой α_1 , где давление, асимптотически приближающееся к нулю, может с практически допустимой степенью точности быть принято равным нулю.

Эти граничные условия в гидродинамической теории смазки в настоящее время общеприняты.

Во всех случаях решение начинают проводить с точки обрыва смазочного слоя ($\alpha=\alpha_2$) вдоль оси α , в сторону роста координаты α (к месту начала области трения). Такое направление интегрирования вызвано стремлением уменьшить погрешности решения, которые постепенно накапливаются. Вместе с тем, очевидно, что погрешности в зоне малых толщин смазочного слоя оказывают большее влияние на точность решения.

Большие трудности представляет определение места обрыва ($\alpha=\alpha_2$) и начала области трения ($\alpha=\alpha_1$). При решении нестационарной контактно-гидродинамической задачи эта проблема до сих пор остается нерешенной. Поэтому здесь принимается гипотеза о том, что место обрыва изменяется при движении вала в подшипнике, и диапазон от пика давления до места обрыва составляет 25° . Это основано на предположении о том, что давление масла в месте минимального зазора равно нулю (в стационарном режиме). Но, оче-

видно, из (4) следует, что $\frac{dk}{d\alpha}$ зависит еще от параметра V , т.е. скорости

движения вала в подшипнике. Такое предположение, хотя и не доказано теоретически, может быть принято на основании обобщения результатов предыдущих исследований.

В этой работе автор предлагает сначала выполнить предварительный рас-

чет координат места, где $\frac{dk}{d\alpha} = 0$, а затем начинать интегрировать от угла $\alpha_2 = \alpha + \gamma$, причем значение γ задается заранее ($\gamma = 0 + 25^\circ$).

После предварительного нахождения приближенной эпюры давления масла $k(\alpha)$, определяется гидродинамическая сила поддержания по формуле

$$K_o = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} k_o(\alpha) d\alpha.$$

Решив систему (4) по методу Рунге-Кутты для различных комбинаций рабочих параметров системы, получим зависимости коэффициента поддерживающей силы от перемещений и скоростей цапфы в опоре.

На рис.2 изображено распределение масляного давления при различных значениях относительного эксцентриситета вала, на рис.3-зависимость поддерживающей силы опоры от эксцентриситета вала при $m=0.45$; $E=10^4 \text{ кгс/см}^2$; $\pi=0.00069 \text{ см}^2/\text{кгс}$; $\mu=0.000122 \times 10^{-4} \text{ кгс.с/см}^2$; $R=10.05 \text{ см}$; $r_o=10 \text{ см}$.

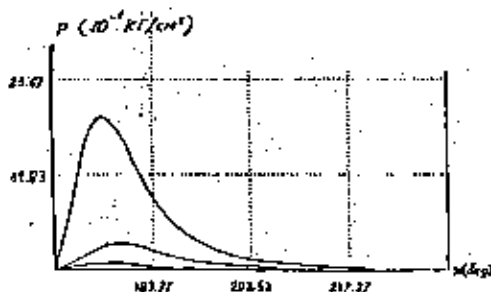


Рис.2. Распределение давления в масляном слое при $\epsilon=0.9; 0.95; 0.99$ и $w=350 \text{ об/м}$.

Определены и другие зависимости коэффициента поддерживающей силы от скоростей движений цапфы и других параметров таких, как вязкость и зазор между цапфой и опорой и т.д.

Если известно положение цапфы в подшипнике, то матрица жесткости, соответствующая этому положению, имеет вид

$$K = T \times K_{bear} \times T^{-1},$$

где T и T^{-1} -матрицы преобразования из одной системы координат в другую.

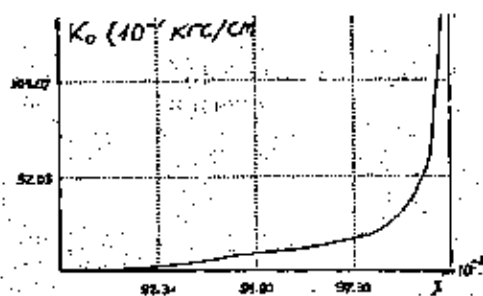


Рис.3. Зависимость коэффициента поддерживающей силы от относительного эксцентриситета при $\omega=350$ об/м.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тхьонг Н.М. Расчет упругости опор скольжений с учетом масляной пленки в изучении вынужденных вибрации валопроводов : Сб Научн.тр.- Одесса ОГМУ , 1998.-3 с.
2. Коднир Д.С., Жильников Е.И., Байбородов Ю.И. Эластогидродинамический расчет деталей машин.- М.: Машиностроение,1988.
3. Коднир Д.С. Контактная гидродинамика.-М.: Машиностроение, 1976.

РАСЧЕТ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАЧЕСТВА РАБОТЫ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ ПРОПУЛЬСИВНОГО КОМПЛЕКСА ЭЛЕКТРОХОДА НА ЦИРКУЛЯЦИИ

В.А. Яровенко

К основным показателям качества выполнения маневров пропульсивными комплексами электроходов при циркуляционном движении можно отнести [1,2]:

$\Delta \omega_1$, $\Delta \omega_2$ - относительное снижение угловой скорости вращения внешнего и внутреннего (относительно центра циркуляции) гребных электродвигателей и гребных винтов

$$\Delta \omega_1 = \frac{|\omega_1 - \omega_0|}{\omega_0}; \quad \Delta \omega_2 = \frac{|\omega_2 - \omega_0|}{\omega_0};$$

ΔP_{D1} , ΔP_{D2} - относительное приращение мощности первичных двигателей, соответственно, внешнего и внутреннего контуров электродвижения

$$\Delta P_{D1} = \frac{|P_{D1} - P_{D0}|}{P_{D0}}; \quad \Delta P_{D2} = \frac{|P_{D2} - P_{D0}|}{P_{D0}};$$

ΔI_1 , ΔI_2 - относительное приращение тока электродвигателя (ГЭД) внешнего и внутреннего контуров электродвижения

$$\Delta I_1 = \frac{|I_1 - I_0|}{I_0}; \quad \Delta I_2 = \frac{|I_2 - I_0|}{I_0};$$

ΔM_1 , ΔM_2 - относительное изменение вращающего момента гребных электродвигателей внешнего и внутреннего контуров

$$\Delta M_1 = \frac{|M_1 - M_0|}{M_0}; \quad \Delta M_2 = \frac{|M_2 - M_0|}{M_0};$$

$W_{\text{ман}}$ - затраты энергии (топлива) на выполнение маневра (полного оборота);

$T_{\text{об}}$ - продолжительность эволюционного периода маневра;

$T_{\text{ман}}$ - продолжительность маневра;

Ω_z - относительная угловая скорость вращения судна вокруг оси Z;

Δv - относительное снижение скорости движения судна на установившейся циркуляции

$$\Delta v = \frac{v_{\text{ст}} - v_0}{v_0};$$

$D_{\text{ст}}$ - относительный диаметр установившейся циркуляции;

L_1, L_2 - выдвиг и прямое смещение электрохода.

Оценить эти показатели можно лишь в результате полного расчета циркуляционного движения электрохода. При этом, судовая силовая установка должна рассматриваться в единстве со всеми остальными элементами пропульсивного комплекса судна.

Анализ маневренных режимов может быть проведен на базе предложенной в работе [3] обобщенной математической модели переходных и установившихся режимов работы системы "первичные двигатели - гребная электрическая установка - винты - корпус электрохода". Ниже, на Рис.1, представлен, в качестве примера один из вариантов расчета законов изменения режимных показателей пропульсивного комплекса при выходе судна на циркуляцию.

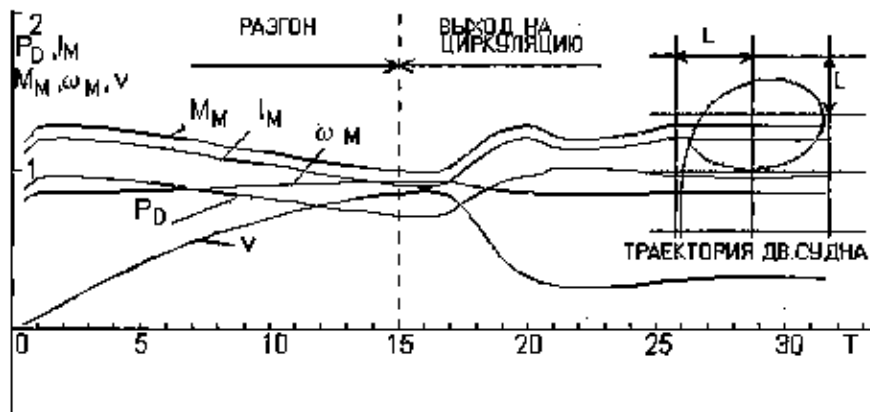


Рис.1. Законы изменения режимных показателей при выходе электрохода на циркуляционное движение

Рисунок иллюстрирует возможность использования для исследования маневренных качеств электроходов разработанной [3] математической модели.

На поведение судовых пропульсивных комплексов на маневрах, а следовательно и на показатели качества их выполнения, влияет огромное число параметров, что существенно усложняет анализ переходных режимов работы. Для выхода из сложившейся ситуации необходимо выявить параметры (факторы) существенно влияющие на выбранные показатели качества. Иными словами, необходимо выделить из множества факторов $q_i, i=1, \dots, n$ под-

множество факторов $q_j, j=1, \dots, p$ ($p < n$), отклонение которых от расчетных значений Δq_j определяет основную часть приращения показателя $J(\Delta q) \approx J(\Delta q)$. Разброс остальных $s=n-p$ факторов не оказывает существенного влияния на исследуемые показатели и изменения их значений можно не учитывать.

Решение этой задачи осуществлялось одним из методов отсеивающих экспериментов – методом случайного баланса (использование его целесообразно, когда число факторов исчисляется несколькими десятками – как и в исследуемой системе). В соответствии с этим методом:

- разработана специальная матрица планирования (своеобразный план проведения) экспериментов;
- проведены численные эксперименты;
- выполнена необходимая статистическая обработка их результатов;
- выявлены по каждому показателю качества существенные факторы и существенные эффекты взаимодействий факторов.

Количественная оценка влияния факторов на исследуемые показатели качества позволила проранжировать существенные факторы и эффекты взаимодействий по их вкладам в каждый показатель. Результаты отсеивающих экспериментов, применительно к электроходам с перспективной системой электродвижения – на базе частотно управляемых асинхронных ГЭД – приведены в табл.1, где показаны вклады (в %) существенных факторов в каждый показатель качества.

Таблица 1. Степень влияния параметров пропульсивных комплексов на показатели качества выполнения маневра

Показатель	N_x	C_{M16}	C_{M24}	C_{21}	C_{65}	C_{61}	$C_{\lambda 21}$	C_{RY}	C_{22}
$\Delta \omega$	52,2	32,2	32,2	-	-	3,4	5,1	3,4	-
ΔP_D	31,0	41,2	41,2	17,6	1,6	0,8	1,8	3,2	0,8
ΔI	43,6	37,7	37,7	-	3,2	3	3,4	-	3
ΔM	37,7	46,3	46,3	-	3,5	2,8	3,2	-	3,4
T_{Σ}	50,8	32,4	32,4	-	-	5,3	-	-	10,6
$T_{\text{ман}}$	38,4	23	23	-	8,5	12,4	9,8	7,5	-
$W_{\text{ман}}$	29,6	18,3	18,3	-	8,2	10,9	10,7	7,5	-
Δv	68,6	-	-	-	8,4	4,6	17,4	-	-
Ω	42,5	21,5	21,5	-	10,8	8,3	16,2	-	-
$D_{\text{ц}}$	49,4	-	-	-	7,8	10,8	16,7	7,1	-
L_j	51,4	8,9	8,9	-	-	22,1	16,6	-	-
I_c	44,8	16,9	16,9	-	-	-	-	18	11,1

Как показали отсеивающие эксперименты, существенными факторами оказались:

$$N_x = \frac{P_e \cdot L}{(m + \lambda_{11}) \cdot v_0^2};$$

$$C_{M16} = \frac{\beta_0}{r_2} \left[(b^2 + c^2 \alpha_0^2) + (d^2 + \alpha_0^2) \frac{r_2^2}{\beta_0^2} + 2r_1 \alpha_0 \frac{r_2}{\beta_0} \right];$$

$$C_{M24} = \sqrt{C_{M17} + C_{M18} + \frac{C_{M21}}{\beta_0^2} + \frac{C_{M22}}{\beta_0^2} + \frac{C_{M23}}{\beta_0}}; \quad C_{M17} = \frac{b^2}{r_2};$$

$$C_{21} = \frac{0,5 \cdot C_r \frac{\rho}{2} v_0^2 F_d}{P_e}; \quad C_{M18} = \frac{c^2}{r_2} \alpha_0^2; \quad C_{22} = \frac{c_2 \frac{\rho}{2} v_0^2 F_d}{P_e};$$

$$C_{M21} = d^2; \quad C_{M22} = e^2 \alpha_0^2; \quad C_{M23} = 2 \frac{r_1}{r_2};$$

$$C_{61} = \frac{2m_1 \frac{\rho}{2} v_0^2 F_d}{P_e}; \quad C_{65} = \frac{2 \left[0,739 + 8,7 \frac{T}{L} \right] C_{a0} \frac{\rho}{2} v_0^2 F_d}{P_e};$$

$$C_{37} = \frac{\mu_k \frac{\rho}{2} v_0^2 S_{\pi} (1 - \psi)^2}{P_e}; \quad C_{\lambda 21} = \frac{2(\lambda_{22} - \lambda_{11})}{m + \lambda_{11}};$$

где

P_e - суммарный полезный упор гребных винтов;

L - длина судна;

m - масса судна;

λ_{11} - присоединенные массы воды вдоль продольной оси;

v_0 - скорость движения судна;

β_0 - абсолютное скольжение ротора асинхронного ГЭД;

r_2 - приведенное активное сопротивление ротора ГЭД;

r_1 - активное сопротивление статора ГЭД;

α_0 - относительная частота питающего асинхронный электродвигатель напряжения;

b, c, d и e - постоянные параметры частотно управляемого ГЭД;

ρ - удельная плотность воды;

F_d - приведенная площадь погруженной части диаметральной плоскости

судна;

T - средняя осадка судна;

λ_{22} - присоединенные массы воды вдоль поперечной оси;

$C_{y^{\theta}}$ - коэффициент нормальной силы корпуса;

$C_{m\dot{y}^{\omega}}$ - коэффициент демпфирующего момента;

m_1 - коэффициент позиционного момента;

μ_k - коэффициент боковой силы руля;

S_{π} - приведенная площадь руля;

Ψ - среднее значение коэффициента попутного потока в месте расположения руля.

(Индекс "0" означает, что данный параметр относится к установившемуся режиму работы комплекса на спокойной глубокой воде при движении по прямолинейной траектории с номинальной мощностью двигателей).

Диапазоны изменения значений существенных параметров приведены в таблице 2.

Таблица 2. Диапазоны изменения значений существенных параметров

Значения параметра	П а р а м е т р ы								
	N_x	C_{M16}	C_{M24}	C_{21}	C_{65}	C_{81}	C_{A21}	$C_{\pi y}$	C_{22}
Миним.	0,05	4,16	3,22	0,6	4	2	0,65	1	20
Среднес.	0,13	7,15	5,348	0,75	4,5	5	0,95	1,25	30
Максим.	0,20	14,05	11,85	0,9	5	8	1,25	1,5	40

Таким образом, в результате проведенных исследований, по каждому показателю качества выполнения маневра были выявлены значимые параметры, оценены вклады параметров в соответствующий показатель и найдены диапазоны изменения их значений.

При анализе маневренных характеристик электроходов на заключительных стадиях проектирования необходимо пользоваться полной математической моделью переходных режимов, предложенной в работе [3]. Она позволяет в достаточно полной мере учесть (применительно к динамическим режимам работы) влияние всех факторов на поведение каждого элемента пропульсивного комплекса.

На ранних же стадиях проектирования, при экспресс - анализах, в ходе прогнозирования поведения электроходов на маневрах в большей степени приемлемы более простые, наглядные, не требующие громоздких вычислительных

процессов, математические модели показателей качества. Таким образом, возникает задача построения аналитических моделей показателей, которые будут представлять собой приближенные зависимости показателей качества от существенных (см. табл.1) параметров комплексов.

При установлении связей показателей качества J с факторами q_i используется прием адекватного представления $J=J(q_1, q_2, \dots, q_n)$ некоторой приближенной аналитической моделью $J^*=J^*(q_1, q_2, \dots, q_n)$. Наибольшее применение при построении аналитических моделей показателей качества получило многочленное приближение $J^*(B, q)$, где B - вектор коэффициентов приближенного полинома. Коэффициенты B определяются с помощью метода наименьших квадратов

$$\sum_{r=1}^N (J_r - J_r^*(B', q))^2 = \min_{\{B\}} \sum_{r=1}^N (J_r - J_r^*(B, q))^2.$$

Чаще всего для анализа судовых электромеханических систем достаточно ограничиться представлением J^* полиномами не выше второго порядка

$$J^* = \sum_{i=0}^n b_i \cdot q_i + \sum_{i=2}^n \sum_{j=1}^{i-1} b_{ij} \cdot q_i \cdot q_j, \quad i \neq j \quad (1)$$

или

$$J^* = \sum_{i=0}^n b_i \cdot q_i + \sum_{i=1}^n b_{ii} \cdot q_i^2 + \sum_{i=2}^n \sum_{j=1}^{i-1} b_{ij} \cdot q_i \cdot q_j. \quad (2)$$

Коэффициенты моделей вычисляются после формирования соответствующих матриц наблюдений. Как правило, в ходе планирования экспериментов сначала выдвигается гипотеза представления $J(q)$ моделью менее высокого порядка, затем, если в результате проверки на адекватность выясняется необходимость перехода к более сложным моделям, осуществляется последовательное ее усложнение.

На первом этапе анализа достаточно ограничиться представлением показателей качества полиномами первого порядка - (1). Для построения аналитических моделей этого типа широко используется метод полного факторного эксперимента (ПФЭ). Варьирование параметров в методе ПФЭ производится на двух уровнях. Нормирование параметров производится следующим образом:

$$q_i^* = \frac{q_i - q_{i0}}{\Delta q_i},$$

где q_{i0} - среднее значение i -го параметра;

$\Delta q_i = q_{i, \max} - q_{i, \min} = q_{i0} - q_{i, \min}$ - интервал изменения i -го параметра.

Нормированные таким образом (необходимые для этого данные имеются в табл.2) максимальные и минимальные значения параметров равны, соответственно, +1 и -1, а средние значения равны нулю.

Матрица планирования ПФЭ при девяти значимых факторах предполагает выполнение $N=2^9=512$ вариантов расчетов по каждому показателю. Для сокращения их числа:

- учтем, что параметры C_{M16} и C_{M24} , как показывает анализ математической модели, в определенной степени взаимосвязаны и будем оперировать одним из них – C_{M16} ;

- параметру C_{RY} приравняем эффект взаимодействия $C_{M16} * C_{21}$;

- параметру C_{22} приравняем эффект взаимодействия $C_{M16} * C_{65}$.

Указанные эффекты ничтожно малы и нет необходимости разделения эффектов взаимодействий от соответствующих параметров.

Строки матрицы планирования представляют не что иное, как планы проведения экспериментов. Расчеты режимов работы силовой установки на циркуляционном движении электроходов выполнялись по полной математической модели, представленной в работе [3]. В результате реализации схем планирования были найдены вектора-столбцы значений показателей J_i . Расчеты коэффициентов аппроксимирующих полиномов производятся по формулам:

$$b_0 = \frac{\sum_{r=1}^N J_r}{N}; \quad (3)$$

$$b_i = \frac{\sum_{r=1}^N q_{ir} J_r}{N}; \quad (4)$$

$$b_{ij} = \frac{\sum q_{ir} q_{jr} J_r}{N}; \quad (5)$$

Оценка адекватности аналитической модели показателей качества в случае, как в решаемой задаче детерминированных значений показателей, производится путем сопоставления значений коэффициентов b_0 со значениями показателей J_i , найденными при средних значениях факторов. Величины b_0 и J_i не должны существенно отличаться.

Обработка результатов расчетов по формулам (3) – (5) позволила получить приближенные аналитические модели рассмотренных показателей качества. Некоторые из них приведены ниже. С учетом параметров и эффектов с уровнем значимости не менее 5%:

а) показатели внешнего по отношению к центру циркуляции контура электродвижения:

- относительное снижение угловой скорости вращения ГЭД и гребного винта

$$\Delta \omega_i = 0,0763 - 0,0512 * N_x - 0,0289 * C_{M16} - 0,0039 * C_{61} + 0,0058 * C_{\lambda 21} + 0,0039 * C_{RY} + 0,0160 * N_x * C_{M16};$$

- относительное приращение мощности первичного двигателя

$$\Delta P_{D1} = 0,227 - 0,129 * N_X + 0,131 * C_{M16} - 0,026 * C_{22} - 0,118 * N_X C_{M16} - 0,026 * C_{M16} C_{65} - 0,02 * C_{M16} C_{61} + 0,014 * C_{21} C_{65} + 0,015 * C_{21} C_{61} - 0,015 * C_{21} C_{\lambda 21} + 0,016 * C_{65} C_{61} - 0,014 * C_{65} C_{\lambda 21} - 0,014 * C_{61} C_{\lambda 21};$$

- относительное приращение тока статора гребного электродвигателя

$$\Delta I_1 = 0,205 - 0,138 * N_X + 0,116 * C_{M16} - 0,012 * C_{65} - 0,011 * C_{61} - 0,013 * C_{\lambda 21} - 0,09 * N_X C_{M16} - 0,011 * C_{22};$$

- относительное изменение вращающего момента гребного электродвигателя

$$\Delta M_1 = 0,147 - 0,097 * N_X + 0,121 * C_{M16} - 0,01 * C_{65} - 0,008 * C_{61} + 0,009 * C_{\lambda 21} - 0,01 * C_{22} - 0,088 * N_X C_{M16};$$

б) показатели качества пропульсивного комплекса электрохода в целом:

- продолжительность эволюционного периода маневра $T_{ЭВ}$

$$T_{ЭВ} = 14,578 - 5,875 * N_X - 2,469 * C_{M16} - 0,782 * C_{61} + 1,141 * N_X C_{M16} - 1,106 * C_{22};$$

- продолжительность выполнения маневра (полного оборота электрохода)

$$T_{ман} = 36,672 + 13,094 * N_X - 7,375 * C_{M16} + 3,484 * C_{65} + 4,563 * C_{61} - 4,344 * C_{\lambda 21} - 1,891 * N_X C_{M16} + 2,281 * N_X C_{65} + 3,953 * N_X C_{61} - 3,234 * N_X C_{\lambda 21} - 3,265 * C_{RY} + 1,867 * C_{M16} C_{\lambda 21};$$

- затраты энергии на выполнение маневра:

$$W_{ман} = 43,141 + 11,019 * N_X - 6,725 * C_{M16} + 3,533 * C_{65} + 4,693 * C_{61} - 4,636 * C_{\lambda 21} - 3,25 * C_{RY} - 2,848 * N_X C_{M16} + 2,3 * N_X C_{65} + 4,038 * N_X C_{61} - 3,138 * N_X C_{\lambda 21};$$

- угловая скорость вращения судна вокруг оси Z

$$\Omega_Z = 0,210 - 0,067 * N_X + 0,046 * C_{M16} - 0,013 * C_{65} - 0,017 * C_{61} + 0,021 C_{\lambda 21} - 0,019 * N_X C_{M16};$$

- относительное снижение величины скорости движения судна

$$\Delta v = 0,375 - 0,296 * N_X - 0,019 * C_{65} - 0,021 * C_{61} - 0,03 C_{\lambda 21};$$

- относительный диаметр циркуляции, выдвиг и прямое смещение судна

$$D_{ц} = 6,81 + 4,909 * N_X + 0,885 * C_{65} + 1,224 * C_{61} - 1,21 * C_{\lambda 21} - 0,806 * C_{RY} + 0,69 * N_X C_{65} + 1,045 * N_X C_{61} - 0,815 * N_X C_{\lambda 21} - 0,422 * C_{M16} C_{\lambda 21};$$

$$L_1 = 1,170 - 0,507 * N_X - 0,07 * C_{61} + 0,128 * C_{\lambda 21} - 0,095 * N_X C_{\lambda 21};$$

$$L_2 = 0,351 + 0,052 * N_X - 0,016 * C_{M16} - 0,018 * C_{RY} + 0,022 * C_{22};$$

Анализ полученных аналитических зависимостей показывает, что основными параметрами, влияющими на показатели качества работы пропульсивного комплекса, являются энерговооруженность N_X (27 – 67 % вклада) и коэффициент вращающего момента гребного электродвигателя C_{M16} (18 – 83 % вклада). Помимо них существенное влияние оказывают параметры, определя-

емые коэффициентами гидродинамических сил и моментов сопротивления воды C_{22} , C_{61} и C_{65} . Показатели качества работы ГЭД в основном линейно зависят от параметров комплексов, а показатели первичных двигателей ΔP_D и комплекса в целом — $T_{\text{мощ}}$ и $W_{\text{мощ}}$ — зависят (и достаточно существенно) еще и от эффектов взаимодействий параметров.

Влияние параметров пропульсивных комплексов на некоторые из рассмотренных показателей качества выполнения циркуляционного движения показано на рис. 2 и на рис. 3.

На рис. 2 приведены зависимости относительного снижения угловой скорости вращения ГЭД и гребных винтов $\Delta \omega_M$ и относительного приращения мощности первичных двигателей ΔP_D от безразмерного параметра C_{M16} .

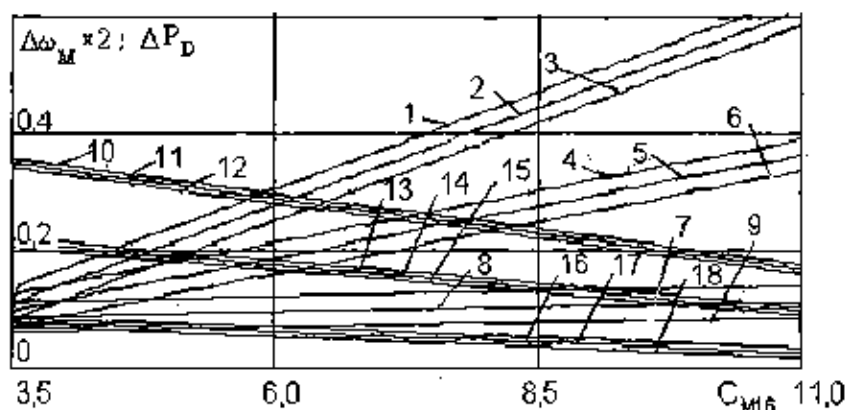


Рис. 2. Влияние безразмерных параметров комплексов на $\Delta \omega_M$ и ΔP_D

Зависимости относительного прироста мощности первичных двигателей ΔP_D от параметра C_{M16} , построенные на рис. 2, соответствуют: 1- $N_X=0,07; C_{22}=15$; 2- $N_X=0,07; C_{22}=30$; 3- $N_X=0,07; C_{22}=45$; 4- $N_X=0,12; C_{22}=15$; 5- $N_X=0,2; C_{22}=30$; 6- $N_X=0,12; C_{22}=45$; 7- $N_X=0,2; C_{22}=15$; 8- $N_X=0,2; C_{22}=30$; 9- $N_X=0,2; C_{22}=45$.

Относительное снижение угловой скорости вращения гребных электродвигателей $\Delta \omega_M$ представлено в функции параметра C_{M16} при следующих сочетаниях остальных значимых параметров комплексов: 10- $N_X=0,07; C_{RY}=1$; 11- $N_X=0,07; C_{RY}=1,25$; 12- $N_X=0,07; C_{RY}=1,5$; 13- $N_X=0,12; C_{RY}=1$; 14- $N_X=0,12; C_{RY}=1,25$; 15- $N_X=0,12; C_{RY}=1,5$; 16- $N_X=0,2; C_{RY}=1$; 17- $N_X=0,2; C_{RY}=1,25$; 18- $N_X=0,2; C_{RY}=1,5$.

На рис. 3 показаны зависимости продолжительности выполнения судном

полного оборота $T_{\text{ц}}$ и продолжительности эволюционного периода циркуляции $T_{\text{эв}}$ в функции энерговооруженности электрохода N_x .

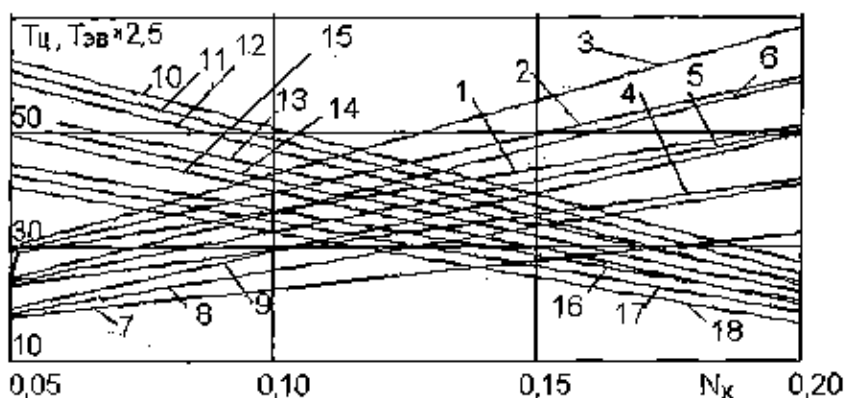


Рис. 3. Влияние безразмерных параметров комплексов на $T_{\text{эв}}$ и $T_{\text{ман}} (T_{\text{ц}})$

Приведенные на рис.3 диаграммы для оценки времени выполнения маневра $T_{\text{ман}}$ (1 - 9) и продолжительности его эволюционного периода $T_{\text{эв}}$ (10 - 18) в зависимости от энерговооруженности электрохода N_x , соответствуют: 1 и 10 - $C_{M16}=4$; $C_{61}=1,9$; 2 и 11 - $C_{M16}=4$; $C_{61}=2,4$; 3 и 12 - $C_{M16}=4$; $C_{61}=2,9$; 4 и 13 - $C_{M16}=8$; $C_{61}=1,9$; 5 и 14 - $C_{M16}=8$; $C_{61}=2,4$; 6 и 15 - $C_{M16}=8$; $C_{61}=2,9$; 7 и 16 - $C_{M16}=12$; $C_{61}=1,9$; 8 и 17 - $C_{M16}=12$; $C_{61}=2,4$; 9 и 18 - $C_{M16}=12$; $C_{61}=2,9$.

Предлагаемый способ расчета основных показателей качества силовых установок электроходов в составе судовых пропульсивных комплексов позволяет достаточно быстро оценить в первом приближении маневренные характеристики судов и отдельные показатели управляемости. Для этого достаточно подставить в соответствующие уравнения значения безразмерных параметров (в нормированном виде), либо "снять" эти показатели с соответствующих диаграмм.

Каждое из уравнений наглядно показывает, в какую сторону и на сколько следует изменять параметры комплекса с целью улучшения тех или иных показателей маневренных режимов.

При возникновении необходимости уточнения каких либо показателей, можно воспользоваться приведенной в [3] полной математической моделью.

ЛИТЕРАТУРА

1. Васильев А.В. Управляемость судов: Учеб. пособие. - Л.:

Судостроение, 1989. – 328 с.

2. *Гребные электрические установки: Справочник/Е.Б.Айзенштадт, Ю.М.Гилерович, Б.А.Горбунов, В.В.Серожантов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Судостроение, 1985. – 304 с.*
3. *Яровенко В.А. Математическая модель переходных режимов электроэнергетических установок электроходов с асинхронными гребными электродвигателями // Придніпровський науковий вісник. – 1998.- №27,- С.22-29.*

Содержание

СУДОСТРОЕНИЕ

- Ю.А. Воробьев**
ПОТЕНЦИАЛ СКОРОСТЕЙ ПРИ ВЕРТИКАЛЬНОЙ
КАЧКЕ ПЛОСКОГО СУДНА, ПЛАВАЮЩЕГО БЕЗ ХОДА
НА ГЛУБОКОЙ ВОДЕ.....3
- В.Г. Сизов**
К ТЕОРИИ ВОЛНОВОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ СУДНА НА
РЕГУЛЯРНОМ ВОЛНЕНИИ.....20
- Н.В. Ефремова**
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗМУЩАЮЩИХ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ
НА МАЛЫЙ ПЛАВУЧИЙ ОБЪЕКТ ВБЛИЗИ БОЛЬШОГО
СУДНА НА РЕЙДОВОЙ СТОЯНКЕ.....39
- Ю.А. Воробьев**
ОСОБЕННОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ
ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА
СУДНО ПРИ КАЧКЕ.....47
- В.Г.Сизов**
О ВЛИЯНИИ ДЕФОРМИРУЕМОСТИ ПЕРЕВОЗИМЫХ
ГРУЗОВ НА ОСТОЙЧИВОСТЬ СУДНА.....59
- А.Е. Нильва**
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЛНОВОЙ
ВОЗМУЩАЮЩЕЙ НАГРУЗКИ ДЛЯ СУДНА НА
МЕЛИ.....66
- В.В. Челабчи**
О ВЫЧИСЛЕНИИ НЕКОТОРЫХ ИНТЕГРАЛОВ,
ИСПОЛЗУЕМЫХ В АСИМПТОТИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ
КАЧКИ.....73
- Ю.Д. Жуков**
КРИТЕРИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ОПТИМИЗАЦИИ
МОРЕХОДНЫХ КАЧЕСТВ МАЛОТОННАЖНЫХ
СУДОВ.....78
- Нгуен Хай Ань, Ю. Ларкин**
ОБВОДЫ КОРПУСА И СКОРОСТЬ МАЛОТОННАЖНЫХ
СУДОВ СМЕШАННОГО ПЛАВАНИЯ (МССП).....94

В.В. Козляков, В.М. Кудашов ВОПРОСЫ РЕКЛАССИФИКАЦИИ СУДОВ СМЕШАННОГО ПЛАВАНИЯ.....	97
Ю.Д. Жуков ВЛИЯНИЕ ПРОЕКТНЫХ КРИТЕРИЕВ НА КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ УСТРОЙСТВ КОНТРОЛЯ БЕЗОПАСНОСТИ	107
В.В. Козляков ОБ УЧЕТЕ ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ ВОЛНОВЫХ НАГРУЗОК ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ СУДОВЫХ КОРПУСОВ.....	119

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

А.А. Вассерман, Д.В. Фоминский ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ХЛАДАГЕНТА R125.....	134
Т.А. Длденко ОПРЕДЕЛЕНИЕ БАЗОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СУДОВЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ ИСПАРИТЕЛЬНОГО ТИПА.....	145
В.Г. Ивановский, Ларби Мохаммед ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ И АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ГИДРОПЛОТНОСТИ ПОСАДКИ КОРПУСА ВСАСЫВАЮЩЕГО КЛАПАНА ТНВД НА ВПРЫСКИВАНИЕ ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЯХ.....	150
Т.Г. Кравцов, О.И. Стальниченко, В.В. Севрюков ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ И ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ УЛЬТРАЗВУКА ПРИ СТРОИТЕЛЬСТВЕ И РЕМОНТЕ СУДОВ.....	156
А.Р. Меркт, И.В. Колесов ОБЩЕННЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА ПУСКА СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ.....	165
С.Я. Соломатин, Б.М. Бурачков ОПЫТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ШТАТНОЙ СИСТЕМЫ ВИБРОКОНТРОЛЯ ДЛЯ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ РОТОРНЫХ МАШИН.....	171
Н.М. Тхыонг РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКИХ КОЭФФИЦИЕНТОВ ЖЕСТКОСТЕЙ ОПОР СКОЛЬЖЕНИЯ ПРИ УЧЕТЕ	

СМАЗОЧНОГО СЛОЯ.....180

В.А. Яровенко

РАСЧЕТ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАЧЕСТВА РАБОТЫ
СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ ПРОПУЛЬСИВНОГО
КОМПЛЕКСА ЭЛЕКТРОХОДА НА ЦИРКУЛЯЦИИ.....185

УДК 62-50
62-50.01

ИНЖЕНЕРИНГОВЫЕ И КОНСАЛТИНГОВЫЕ УСЛУГИ В ПОРТОВОЙ И БЕРЕГОВОЙ ГИДРОТЕХНИКЕ

Ведущие ученые и специалисты Одесского государственного морского университета, имеющие многолетний опыт, как в теоретических, так и в прикладных исследованиях, выполняют по Вашим заказам проектные, конструкторские, исследовательские, аналитические и прочие работы в сфере портовой и береговой гидротехники.

Мы можем:

- Выполнить оценку современного технического состояния гидротехнического и берегового сооружения высокоточными аэробированными методами (натурные измерения и обследования, численное моделирование и расчеты).
- Разработать проектные решения по строительству, реконструкции, модернизации, усилению или ремонту сооружения.
- Дать высококвалифицированную экспертную оценку проекту, конструктивному или технологическому решению.
- Обеспечить квалифицированную консультацию инженерам - производителям и другим желающим.
- Разработать необходимую для заказчика компьютерную базу данных по соответствующему направлению
- Провести маркетинговое исследование в интересующем Вас направлении (технологии и оборудование, строительные материалы и изделия).

По всем интересующим Вас вопросам просим обращаться к докт. техн.наук Дубровскому М.П. - профессору кафедры «Морские и речные порты, водные пути и их техническая эксплуатация» ОІМУ.

Тел.: (0482)395369, (0482)235211.

Факс.: (0482)236033, (0482)235211.

E-mail: doubr@doubr.fm.odessa.ua

Наукове видання

ВІСНИК

**ОДЕСЬКОГО ДЕРЖАВНОГО
МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

Випуск 3

***Актуальні проблеми теорії корабля.
Проектування суден та їх конструкції***

Збірник наукових праць

*Українською, російською
та англійською мовами*

Комп'ютерну верстку та розробку оригінал-макету збірника
було здійснено на ІОЦ ОДМУ

Т. Д. Панченко, В. М. Савченко, В. Н. Мамінін

Підписано до друку 20.05.99. Формат 70х108/16.
Папір офсетний. Гарнітура "Times". Друк офсетний.
Ум. друк. арк. 17,50. Обл.-вид. арк. 15,18. Тираж 300 прим. Зам. № 371.

Видавництво і друкарня НВФ "Астропринт"
270026, м. Одеса, вул. Преображенська, 24.
Тел. (0482) 26-98-82, 26-96-82, 69-77-33