

МЕТОД АНАЛИТИЧЕСКОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ СКОРОСТИ СУДНА НА УСТАНОВИВШЕЙСЯ ЦИРКУЛЯЦИИ

Бажанкин Ю.В.

ФБОУ ВПО «Волжская государственная академия водного транспорта», Нижний Новгород, Россия (603950, Нижний Новгород, ул. Нестерова, 5А), e-mail: seaman77@mail.ru

В настоящей статье описан метод аналитического определения скорости судна на установившейся циркуляции. Рассмотрено первое уравнение системы уравнений движения судна и величины, в него входящие. Приведено выражение для определения продольных усилий, развиваемых движительно-рулевым комплексом, состоящим из открытого гребного винта и расположенного за ним руля. Входящий в это выражение коэффициент засасывания является величиной постоянной, зависящей только от геометрических характеристик корпуса судна в районе выхода гребного вала.

На основе аппроксимации кривых действия винта в свободной воде получено выражение для определения полезной тяги винта. Продольное сопротивление воды движению судна получено по выражениям, разработанным В.И. Тихоновым. С учетом полученных выражений было выведено квадратное уравнение, устанавливающее связь между частотой вращения гребного винта и линейной скоростью судна на установившейся циркуляции. Для определения частоты вращения гребного винта использовано уравнение моментов, полученное В.И. Тихоновым. С целью проверки корректности предлагаемой методики были выполнены расчёты относительной скорости и параметров работы винтового движителя на установившихся циркуляциях для десяти судов речного флота. При этом величины радиусов циркуляции и углов дрейфа были взяты из результатов натурных испытаний судов.

Анализ расчетных и экспериментальных значений величины относительной скорости позволяет сделать вывод о том, что предлагаемый способ аналитического определения скорости судна на установившейся циркуляции достаточно корректен.

Ключевые слова: циркуляция судна, тяга винта, скорость движения судна, расчетный метод.

METHOD FOR ANALYTIC CALCULATION OF SHIP'S SPEED ON IT'S STEADY TURN MOTION

Bazhankin Y.V.

Volzhskaya state academy of water transport, Nizhniy Novgorod, Russia. (603950 Nizhniy Novgorod, street Nesterova, 5a), e-mail: seaman77@mail.ru

This article describes analytic method for ship's speed calculation. For this purpose the first equation of ship motion was analyzed. Its components, including propeller's thrust, water resistance were considered. It is noted that suction coefficient, which affects on efficient thrust, has constant value and only depends on shape of aft part of ship's hull. Expression for efficient thrust is approximated from propeller's work curves. Expressions for longitudinal water resistance were taken from research of V.I. Tikhonov. On basis of described expressions equation determining association between propeller's revolutions and ship's speed was obtained. For determination of propeller's revolutions equation of moment, obtained by V.I. Tikhonov was used. For verification of presented method calculations of relative ship's speed and propeller performance were made. As test ship ten river vessels were chosen. Steady turn radius and drift angle were taken from trials results. Analysis of calculated and measured values of ship's relative speed allows deducing that analytic method for ship's speed calculation is correct enough.

Key words: ship's turning circle, propeller's thrust, ship's speed, calculation method.

Введение

Для качественной подготовки судоводителей на специализированных тренажерах необходимы основанные на уравнениях движения судна математические модели, адекватно отражающие процессы динамического взаимодействия судового корпуса с окружающей его водой и с движительно-рулевым комплексом (ДРК). Стоит отметить, что задачи математического моделирования работы ДРК при маневрировании судна остаются до сих пор нерешёнными.

Разработка метода

Уравнение продольных сил, действующих на судно при установившемся циркуляционном движении, имеет следующий вид [5]:

$$mv\omega \sin \beta = X_p - X_\Gamma, \quad (1)$$

где m – масса судна;

v – линейная скорость центра масс (ЦМ) судна;

ω – угловая скорость вращения судна относительно вертикальной оси z , проходящей через его ЦМ;

β – угол дрейфа судна;

X_p – продольная составляющая силы, развиваемой движительно-рулевым комплексом (ДРК);

X_Γ – продольная составляющая сопротивления воды движению корпуса судна.

Сила X_p , которую развивает ДРК, состоящий из открытого гребного винта и установленного за ним руля, может быть представлена выражением:

$$X_p = z_b P_e (1 - \sin^2 \delta_r) = z_b P (1 - t_{\text{зас}}) (1 - \sin^2 \delta_r). \quad (2)$$

Здесь z_b – число винтов;

P_e – полезная тяга двигателя;

δ_r – угол перекладки руля;

P – упор двигателя;

$t_{\text{зас}}$ – коэффициент засасывания.

Коэффициент засасывания $t_{\text{зас}}$ может считаться величиной постоянной, зависящей лишь от геометрических характеристик кормовой оконечности судового корпуса в районе выхода гребного вала. Поэтому при известном значении сопротивления воды прямолинейному движению судна коэффициент засасывания может быть подсчитан по формуле:

$$t_{\text{зас}} = 1 - \frac{C_{x_0} L T v_0^2}{2z_B K_{1_0} n_0^2 D_B^4},$$

где C_{x_0} – коэффициент общего сопротивления воды прямолинейному движению судна;

L, T – расчётные длина и осадка судна;

v_0 – скорость прямолинейного движения судна, соответствующая частоте вращения винтов n_0 ;

K_{1_0} – коэффициент упора винта при относительной поступи

$$\lambda_{p_0} = v_0(1 - \psi_0) / n_0 D_B;$$

D_B – диаметр винта;

ψ_0 – расчётное значение коэффициента попутного потока, определяемое по данным работы [1].

Следовательно, полезная тяга винта в зависимости от его относительной поступи λ_p может быть представлена в виде

$$P_e = K_1(1 - t_{\text{зас}}) \rho n^2 D_B^4 = (A_e - B_e \lambda_p - C_e \lambda_p^2) \rho n^2 D_B^4. \quad (3)$$

В выражении (3) обозначено:

A_e, B_e, C_e – коэффициенты аппроксимации, получаемые при обработке диаграмм для расчёта открытых гребных винтов [2];

ρ – массовая плотность воды;

n – частота вращения винта.

Относительная поступь гребного винта λ_p рассчитывается следующим образом:

$$\lambda_p = \frac{v_x(1 - \psi_0)}{n D_B}. \quad (4)$$

Здесь v_x – продольная составляющая вектора линейной скорости судна.

Сила сопротивления воды продольному движению судна может быть подсчитана по выражению:

$$X_\Gamma = 0,5 C_{x_\Gamma} \rho L T v^2, \quad (5)$$

где C_{x_Γ} – коэффициент сопротивления воды продольному перемещению корпуса судна.

Для приближённых вычислений можно положить [5]

$$C_{x_\Gamma} \approx C_{x_0} \cos^2 \beta - \frac{2\delta B}{R} k'_{22} \sin \beta \quad (6)$$

В формуле (6) обозначено:

δ – коэффициент полноты водоизмещения судна;

B – ширина судна;

R – радиус установившейся циркуляции при переключке руля на угол δ_r .

k'_{22} – коэффициент, подсчитываемый по данным работы [5].

С учётом изложенного уравнение (1) представим в виде

$$\begin{aligned} \frac{2\delta B}{R}(1-k'_{22})\frac{tg\beta}{\cos\beta} + C_{x_0} = \\ = \frac{2z_e(A_e - B_e\lambda_p - C_e\lambda_p^2)(1 - \sin^2\delta_r)n^2D_e^4}{LTV_x^2}. \end{aligned} \quad (7)$$

Введём следующие обозначения:

$$\left. \begin{aligned} 2z_eD_e^4(1 - \sin^2\delta_r)/LT = \bar{S}; \quad A_e\bar{S} = A_S; \\ B_e(1 - \psi_0)\bar{S}/D_e = B_S; \quad C_e(1 - \psi_0)^2\bar{S}/D_e^2 = C_S. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Подставив выражения (8) в равенство (7), получим:

$$\frac{2\delta B}{R}(1-k'_{22})\frac{tg\beta}{\cos\beta} + C_{x_0} = A_S\left(\frac{n}{v_x}\right)^2 - B_S\frac{n}{v_x} - C_S, \quad (9)$$

откуда

$$\left(\frac{v_x}{n}\right)^2 + 2b\frac{v_x}{n} - a = 0. \quad (10)$$

В уравнении (10) обозначено:

$$\begin{aligned} b = \frac{B_S}{2\left[\frac{2\delta B}{R}(1-k'_{22}) + C_{x_0} + C_S\right]}; \\ a = \frac{A_S}{\frac{2\delta B}{R}(1-k'_{22}) + C_{x_0} + C_S}. \end{aligned}$$

Выражение (10) позволяет найти соотношение между продольной составляющей скорости судна на установившейся циркуляции и частотой вращения винтов, то есть

$$\frac{v_x}{n} = \sqrt{b^2 + a} - b. \quad (11)$$

Для определения частоты вращения винтов воспользуемся полученным в [5] уравнением моментов:

$$M_{дв} = M_c(1 + \theta_r \sin^2\delta_r). \quad (12)$$

Здесь $M_{дв}$ – крутящий момент на валу гребного винта;

M_c – момент сопротивления жидкости вращению винта;

$\theta_r = F_\delta / F_p$ – коэффициент, учитывающий отношение площади диска винта, перекрываемой рулём при гипотетической перекладке последнего на 90° , ко всей площади диска.

Момент сопротивления M_c определяется известной формулой

$$M_c = K_2 \rho n^2 D_B^5, \quad (13)$$

а коэффициент момента K_2 с использованием диаграмм для расчёта открытых гребных винтов [2] может быть представлен в виде

$$K_2 = A_2 - B_2 \lambda_p - C_2 \lambda_p^2. \quad (14)$$

Для приближённых расчётов крутящий момент $M_{дв}$ с учётом работы регулятора частоты вращения винта может быть представлен следующим образом:

$$M_{дв} = M_{c_0} (1,1 - 0,02\bar{n} - 0,08\bar{n}^2), \quad (15)$$

где

$$M_{c_0} = K_{2_0} \rho n_0^2 D_B^5; \quad \bar{n} = n / n_0.$$

Очевидно, что

$$K_{2_0} = A_2 - B_2 \lambda_{p_0} - C_2 \lambda_{p_0}^2. \quad (16)$$

Подставив формулы (13)–(15) в уравнение (12), получим:

$$\bar{n}^2 + 2p\bar{n} - q = 0, \quad (17)$$

где

$$p = 0,01K_{2_0} / A_K; \quad q = 1,1K_{2_0} / A_K;$$

$$A_K = K_2 (1 + \theta_r \sin^2 \delta_r) + 0,08K_{2_0}.$$

Таким образом, выражения (11) и (17) позволяют определить значения продольной составляющей скорости судна и частоты вращения винтов на установившейся циркуляции.

Проверка корректности метода

Для проверки корректности предлагаемой методики были выполнены расчёты относительной скорости

$$\bar{v} = \frac{v_x}{v_0 \cos \beta}$$

и параметров работы винтового движителя для десяти судов, оборудованных различными ДРК: три с открытыми винтами и расположенными за ними рулями; два с винтами в направляющей насадке и расположенными за ними рулями; три с винтами в поворотной

насадке и два с винтами в поворотной насадке со стабилизатором. При этом использовались результаты натуральных циркуляционных испытаний [4].

Полученные значения относительной скорости \bar{v} точками показаны на рис. 1. Для сравнительной оценки результатов расчёта с результатами, получающимися путём вычислений по эмпирическим формулам, на рис. 1. представлены кривые вида $\bar{v} = f(\bar{\omega})$, где $\bar{\omega} = L/R$, построенные с использованием следующих выражений [3]:

1) по Г.А. Фирсову

$$\bar{v} = \tanh(0,408/\bar{\omega}); \quad (18)$$

2) по Р.Я. Першицу

$$\bar{v} = 1/(1+1,9\bar{\omega}^2); \quad (19)$$

3) по А.М. Басину

$$\bar{v} = 1/\sqrt{1+3,9\bar{\omega}^2}; \quad (20)$$

4) по А.Д. Гофману и В.И. Когану

$$\bar{v} = 1 - 0,7\bar{\omega} + 0,122\bar{\omega}^{2,6}; \quad (21)$$

5) по О.И. Гордееву и В.Г. Павленко

$$\bar{v} = 1/(1+2,7\bar{\omega}^2)^{2/3}; \quad (22)$$

6) по Ю.М. Мاستушкину

$$\bar{v} = 1/(1+2,7\bar{\omega}^2). \quad (23)$$

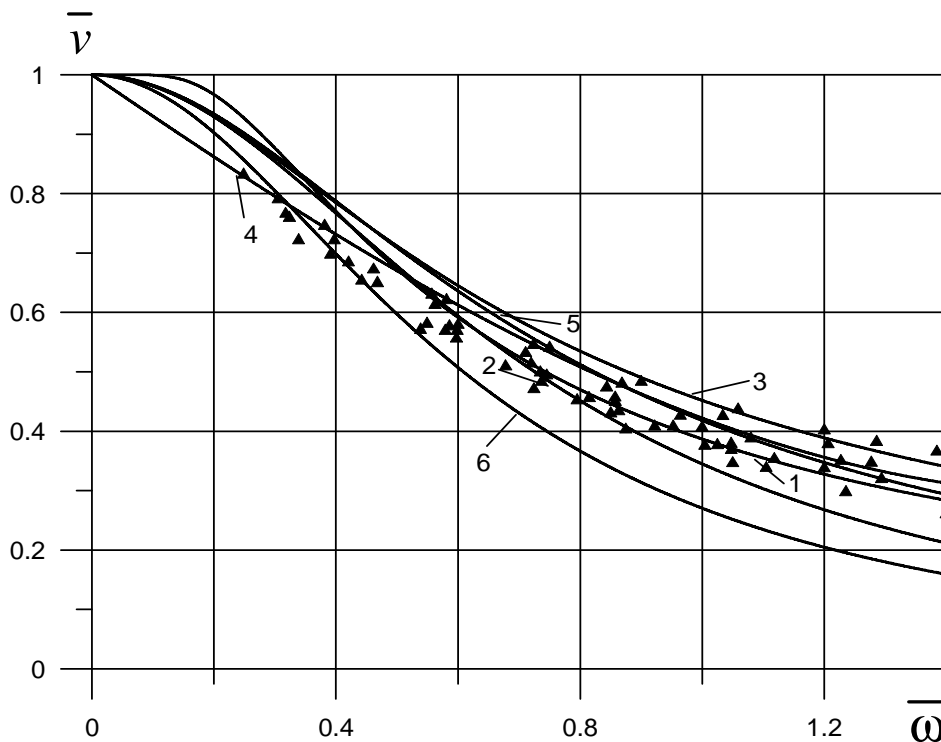


Рис. 1. Результаты расчётов падения линейной скорости на циркуляции.

Вывод

Удовлетворительная сходимость расчётных и экспериментальных значений величины \bar{v} позволяет сделать вывод о том, что предлагаемый способ аналитического определения скорости судна на установившейся циркуляции достаточно корректен. Следует отметить, что инерционность гребного винта пренебрежимо мала по сравнению с инерционностью судна. Поэтому в любой момент времени параметры работы винтового движителя будут определяться мгновенными значениями характеристик движения судна. Следовательно, разработанный автором метод может быть использован для моделирования работы винтового движителя при неустановившемся криволинейном движении судна.

Список литературы

1. Басин А.М. Ходкость и управляемость судов. – М. : Транспорт, 1977. – 456 с.
2. Басин А.М., Степанюк Е.И. Руководство по расчёту и проектированию гребных винтов судов внутреннего плавания. – Л. : Транспорт, 1981. – 352 с.
3. Гофман А.Д. Движительно-рулевой комплекс и маневрирование судна. Справочник. – Л. : Судостроение, 1988. – 360 с.
4. Справочник маневренных характеристик судов. – М. : Изд. МРФ РСФСР, 1989. – 319 с.
5. Тихонов В.И. Основы теории динамической системы судно – жидкость. – Н. Новгород : ФГОУ ВПО ВГАВТ, 2007. – 262 с.

Рецензенты:

Клементьев А.Н., д.т.н., профессор, зав. кафедрой судовождения и безопасности судоходства ФБОУ ВПО «Волжская государственная академия водного транспорта», г. Нижний Новгород.

Тихонов В.И., д.т.н., профессор кафедры судовождения и безопасности судоходства ФБОУ ВПО «Волжская государственная академия водного транспорта», г. Нижний Новгород.