

УДК 629.12.037.21

А.В. Малахов, профессор, д-р физ.-мат. наук,**А.В. Демидюк, доцент, канд. техн. наук,****О.С. Пучков, ассистент***Одесский национальный морской университет**ул. Мечникова, 34, г. Одесса, Украина, 65029,**E-mail: puchkovos@rambler.ru***МЕТОД РАСЧЕТА РАБОТЫ ГРЕБНОГО ВИНТА В СОСТАВЕ
ВИНТО-РУЛЕВОЙ КОЛОНКИ, РАБОТАЮЩЕЙ В КАЧЕСТВЕ
ДВИЖИТЕЛЬНО-РУЛЕВОГО КОМПЛЕКСА СУДНА**

Предложен метод расчета гребного винта в составе винто-рулевой колонки, работающей в качестве движительно-рулевого комплекса судна. Рассмотрено влияние работы пропульсивного комплекса на судно. Приведены зависимости для определения подведенной мощности к движителю.

Ключевые слова: *движительно-рулевой комплекс, кривые действия гребного винта, винто-рулевая колонка, поток жидкости, упор, момент, углы натекания.*

Одним из наиболее перспективных видов движителя в современном судостроении являются полноповоротные винто-рулевые колонки, которые работают в качестве судового движительно-рулевого комплекса. Суда, оснащенные такими устройствами, обладают улучшенными маневренными характеристиками по сравнению с судами, оборудованными классическими пропульсивными установками, благодаря созданию движущей силы в произвольном направлении по отношению к судну.

Анализ существующих исследований (Мюллер, Рейчел, Яковлев, Мохаммед и др.) в области полноповоротных колонок указал на недостатки расчетных методов работы актуального движителя. Был сделан вывод о необходимости разработки нового метода, который должен предоставлять для разработчика простой, удобный и в то же время надежный расчет гребного винта, работающего в потоке жидкости под различными углами натекания.

Разработан новый метод расчета гребного винта в составе винто-рулевой колонки, работающей в качестве движительно-рулевого комплекса. В его основе лежит удобная и функциональная форма расчета кривых действия гребного винта, работающего в косом потоке. Метод основан на одновременном использовании теоретических и экспериментальных данных [1] и может применяться как для некавитирующих, так и для кавитирующих гребных винтов путем введения дополнительных коэффициентов.

При определении основных параметров работы гребного винта в составе винто-рулевой колонки в косом потоке необходимо выполнить следующие основные этапы: произвести расчет динамических характеристик гребного винта в осевом потоке; рассчитать упор и момент движителя в скошенном потоке; определить баланс сил, возникающих при работе движительно-рулевого комплекса на судне; рассчитать величину необходимой подведенной мощности к движителю.

Для определения кривых действия гребного винта в осевом потоке был использован метод, который характеризуется как определение кривых действия гребного винта по условному элементу лопасти [2]. Он располагается на приведенном радиусе $R_0 = (0,6 \div 0,7) R$ и равен расстоянию от оси винта до центра тяжести спрямленной лопасти.

Ширина элемента принимается равной средней ширине лопасти $b = \frac{A}{z(R-r)}$, где z – число лопастей; r – радиус ступицы, м; A – спрямленная поверхность всех лопастей гребного винта, м².

Толщина элемента принимается наибольшей толщине элемента лопасти на радиусе R_0 .

Величина коэффициента упора, строится по скольжению относительного шага нулевого упора и определяется по формуле

$$K_1 = c' s_1 \frac{H_1}{D},$$

где c' – коэффициент пропорциональности; s_1 – скольжение относительно шага нулевого упора; H_1/D – шаговое отношение нулевого упора. Коэффициент момента определяется по формуле

$$K_2 = c'' s_2 \frac{H_2}{D} \frac{H_1}{D}, \quad (1)$$

где c'' – коэффициент пропорциональности, s_2 – скольжение относительно шага нулевого момента, H_2/D – шаговое отношение нулевого момента.

Скольжение относительно шага нулевого момента s_2 и сам шаг нулевого момента H_2 выражается из шага нулевого упора H_1 :

$$s_2 = \frac{H_2 - h_p}{H_1}, \quad s_1 = \frac{H_1 - h_p}{H_1}, \quad m = \frac{H_2 - H_1}{H_1}$$

где h_p – поступь гребного винта, м; m – коэффициент, учитывающий вредные потери [2].

С учетом введенных зависимостей формулу (1) можно записать в виде

$$K_2 = c''(s_1 + m) \left(\frac{H_1}{D} \right)^2.$$

Анализ полученного выражения показывает квадратичную зависимость тангенса угла наклона прямой K_2 от величины H_1/D . Эмпирические коэффициенты пропорциональности определяются

$$c' = C_1 \frac{\pi^2}{4} \frac{A}{A_d} \frac{R_0}{R}, \quad (2)$$

$$c'' = C_2 \frac{\pi}{8} \frac{A}{A_d} \frac{R_0}{R}, \quad (3)$$

где A_d – площадь диска винта, м²; C_1, C_2 – коэффициенты пропорциональности.

С помощью полученных коэффициентов (2), (3) определяется КПД винта

$$\eta_p = \frac{K_1}{K_2} \frac{\lambda_p}{2\pi} = k' \frac{s_1(1-s_1)}{s_1+m},$$

где k' – определяется по формуле $k' = \frac{c'}{2\pi c''}$.

Величина k' определяется по формуле $k' = nf$, где n – коэффициент, зависящий от относительной толщины профиля лопасти, можно записать $n = 0,78 + 2,05\sqrt{\delta + 0,002}$, где δ – относительная толщина профиля лопасти.

Для определения вспомогательной величины f необходимо воспользоваться зависимостью

$$1 \leq f = 0,02(\beta_2 - 1)^2 \leq 1,15.$$

Коэффициент β_2 определяется из соотношения числа лопастей и коэффициента β_1

$$\beta_2 = \beta_1 \sqrt{\frac{3}{z}},$$

где коэффициент β_1 определяется по формуле $\beta_1 = 2,025 \frac{R}{b} z' \sqrt{\frac{R_0}{R} \left(1 - \frac{R_0}{R} \right)}$.

Поправка на число лопастей z' определяется по формуле $z' = \sqrt{\frac{3}{z} (1,15 - 0,052)}$.

Вспомогательная величина c может быть выражена $c = \frac{0,473\beta_1}{1 + 0,12\beta_1}$.

Коэффициент пропорциональности C_1 рассчитывается по формуле $C_1 = c\sigma\chi\sqrt{1 - \frac{\delta}{\beta_2}}$, где χ как

функция $tg v_1$ определяется по формуле $\chi = \frac{1,67(tg v_1 - 0,1275)}{tg v_1 \sqrt{1,12 - (tg v_1 - 0,1275)^2}}$.

Величина σ , характеризующая конструктивные особенности лопасти, может быть выражена с помощью формулы

$$\sigma = 1 - \frac{0,3s_1^2 \left(\frac{R}{b} - 1 \right) (1 + tg^2 v_1)}{\frac{R}{b} + 0,5}.$$

Тангенсы углов конструктивного шага и шага нулевого упора гребного винта определяются

$$tg\nu = \frac{H}{2\pi R_0}, \quad tg\nu_1 = tg\nu(1 + \Delta H),$$

где изменение шага винта ΔH определяется по формуле

$$\Delta H = \frac{H_1 - H}{H} = \frac{0,46\delta(1,5 + ctgv\sqrt{\beta_2})}{1 + 3\delta}.$$

Величина вредных потерь m определяется из выражения

$$m = 0,21[\alpha + \delta(1 + 2,5\delta^2)](tg\nu'_1 + ctgv'_1)^2,$$

где $\alpha = 0,03$ и $tg\nu'_1$; $tg\nu'_1 = tg\nu_1 0,96(1 - 0,1\beta_2)\sqrt{\beta_2(1 - \delta)}$.

Используя полученные коэффициенты, были определены кривые действия гребного винта в осевом потоке K_{10} , K_{20} при соответствующих значениях относительной поступи λ_p . КПД изолированного винта определяется по формуле $\eta_p = \frac{K_{10} \lambda_p}{K_{20} 2\pi}$.

При осевом натекании потока жидкости коэффициент нагрузки гребного винта по упору будет

$$\sigma_{TO} = \left(\frac{8 K_{10}}{\pi \lambda_p^2} \right).$$

Следующим этапом после определения параметров работы гребного винта в осевом потоке была выполнена оценка влияния косоугольного обтекания характеристик винта. Для этой цели необходимо использовать зависимость результирующей силы движителя от угла натекания потока жидкости. Однако анализ зависимости угла результирующей силы к оси винта показал, что отклонение составляет 3-5° [3], что качественно не сказывается на продольной силе винта. В дальнейших расчетах учитывается упор, как суммарная продольная сила на движителе.

Пользуясь зависимостями рисунков 1 и 2, полученными по результатам экспериментальных исследований [1], задаются значениями: угла скоса потока жидкости, коэффициентов нагрузки по упору и моменту. С их помощью определяются величины коэффициента изменения упора гребного винта, коэффициента изменения момента.

Далее определяется упор и момент гребного винта. Упор винта при произвольном угле натекания был определен как произведение коэффициента изменения упора гребного винта на упор винта в осевом направлении $T = q_T T_0$, где T_0 – упор гребного винта в осевом потоке; q_T – коэффициент изменения упора гребного винта.

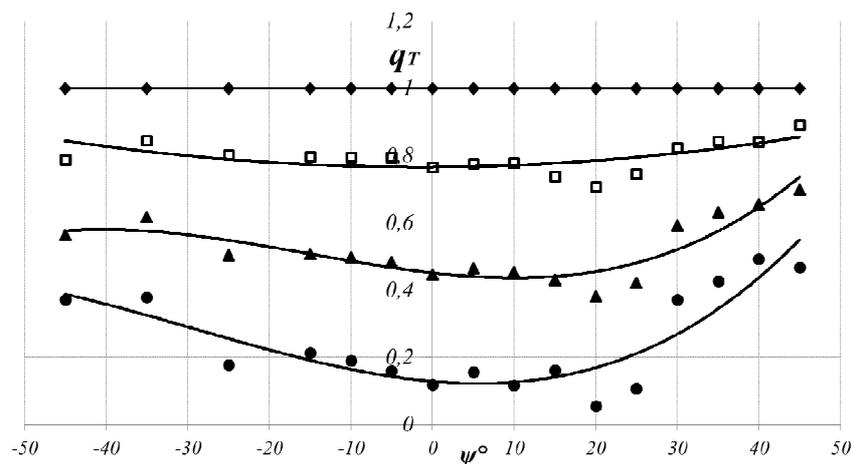


Рисунок 1 – Зависимость коэффициента изменения упора от угла натекания потока жидкости:

$$\blacklozenge \lambda_p = 0; \quad \square \lambda_p = 0,2; \quad \blacktriangle \lambda_p = 0,4; \quad \ominus \lambda_p = 0,6$$

Значение момента определяется аналогично $M = q_M M_0$, где M_0 – момент гребного винта в осевом потоке; q_M – коэффициент изменения момента гребного винта.

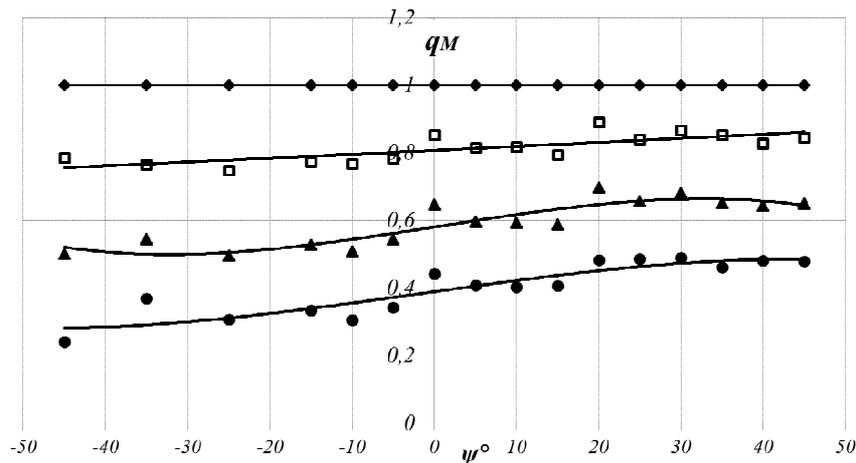


Рисунок 2 – Залежність коефіцієнта зміни моменту від кута навіювання потоку рідини:
 ◆ $\lambda_p = 0$; □ $\lambda_p = 0,2$; ▲ $\lambda_p = 0,4$; ○ $\lambda_p = 0,6$

Для знаходження параметрів винто-рулевої колонки в складі двигунно-рулевого комплексу необхідно визначати поперечну і продольну сили, що виникають на судні.

Схема сил і кутів гребного винта в складі винто-рулевої колонки, що працює в якості двигунно-рулевого комплексу судна, представлена на рисунку 3.

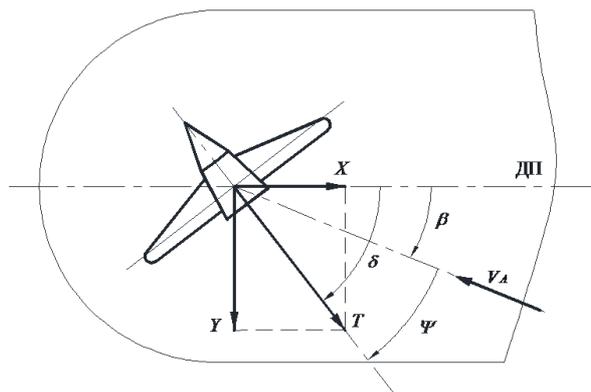


Рисунок 3 – Схема сил і кутів винто-рулевої колонки на судні

Кут навіювання потоку рідини згідно з схемою, наведеною на рисунку 3, визначається виразом $\Psi = \delta - \beta$.

Для оцінки взаємодії винто-рулевої колонки з корпусом судна були отримані залежності, для поперечної сили двигунно-рулевого комплексу

$$\left. \begin{aligned} Y_E &= q_T T_0 \sin \delta \\ \sigma_{yE} &= q_T \sigma_{T0} \sin \delta \end{aligned} \right\}$$

Для визначення продольної сили

$$\left. \begin{aligned} X &= q_T T_0 \cos \delta \\ \sigma_x &= q_T \sigma_{T0} \cos \delta \end{aligned} \right\}$$

Значення коефіцієнта зміни максимального моменту визначається за даними експериментальних досліджень [1] згідно з графіком, наведеному на рисунку 4.

За знайденою величиною коефіцієнта зміни максимального моменту і моменту при осевому русі судна визначається максимальний момент, що розвивається гребним винтом в складі поворотної колонки $M_{\max} = q_{M \max} M_0$.

Необхідна потужність для створення максимального моменту, згідно з [4], виражається за формулою $Ne_{\max} = 0,002\pi M_{\max} n$.

Момент, що виникає на валу винто-рулевої колонки відносно вертикальної осі, що проходить через диск гребного винта можна визначити $M_B = k_m \rho D^5 n^2$.

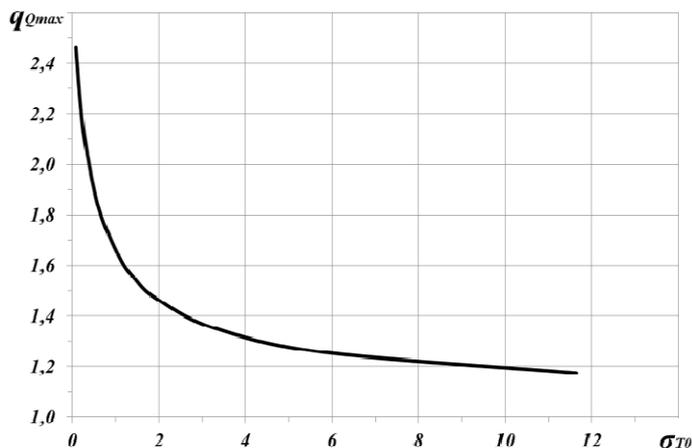


Рисунок 4 – Відношення максимального моменту на валу гребного винта до коефіцієнту навантаження по упору

Значення коефіцієнту навантаження різко зменшується, що призводить до зменшення поперечної сили двигателя. Такий режим роботи двигателя може привести до частинної або повної втрати управляемості і, як наслідок, до аварійної ситуації.

Висновки. Розроблено метод розрахунку гребного винта, що працює в складі винто-рульової колонки. Побудований на базі результатів обширних експериментальних досліджень даний метод може бути використаний для: визначення гідродинамічних характеристик гребного винта з урахуванням косої напівконики потоку рідини; визначення продольної і поперечної сили, що виникають на двигательно-рульовому комплексі судна; оцінки взаємодії винто-рульової колонки з головним двигателем судна.

Дальніші дослідження пов'язані з розробкою програмного продукту, що реалізує запропонований метод розрахунку гребного винта в складі винто-рульової колонки.

Бібліографічний список використаної літератури

1. Пучков О.С. Експериментальне дослідження роботи гребного винта в косому потоці / О.С. Пучков // Проблеми техніки: науково-виробничий журнал. — 2013. — № 3. — С. 125–132.
2. Жученко М.М. Судові двигатели / М.М. Жученко, В.М. Иванов. — Л.: Судпромгиз, 1956. — 344 с.
3. Гофман А.Д. Двигательно-рулевой комплекс и маневрирование судна. Справ. / А.Д. Гофман. — Л.: Судостроение, 1988. — 360 с.
4. Справочник по теории корабля. В 3-х т. Т. 1. / под ред. Я.И. Войткунского. — Л.: Судостроение, 1976. — 480 с.

Поступила в редакцію 16.01.2014 г.

Малахов О. В., Демідюк О. В., Пучков О.С. Метод розрахунку роботи гребних гвинтів у складі гвинто-рульової колонки, працюючої в якості рушійно-рульового комплексу судна

Запропоновано метод розрахунку гребного гвинта в складі гвинто-рульової колонки, що працює в якості рушійно-рульового комплексу судна. Розглянуто вплив роботи пропульсивного комплексу на судно. Наведено залежності для визначення необхідної підведеної потужності до рушія.

Ключові слова: рушійно-рульовий комплекс, криві дії гребного гвинта, гвинто-рульова колонка, потік рідини, упор, момент, кути натікання.

Malahov O.V., Demidiuk O.V., Puchkov O.S. Method for calculating propeller comprising screw-steering column, operating as propulsion vessel

A method of calculation of a screw-propeller offers in composition with full-turn rudder column operating as an incorporated propulsion-steering device. The influence of the propulsion system on the ship is considered. The relationships are presented for determining of required power brought to the propulsor.

Keywords: Propulsion-steering device, curves actions propeller, full-turn rudder column, flow of liquid, thrust, torque, angles leakage.