

УДК 519.8 : [629.5.035 : 629.563.3]

Математическое моделирование работы поворотной винтовой колонки бурового судна

Ю.И. Юдин

Судоводительский факультет МА МГТУ, кафедра судовождения

Аннотация. Статья посвящена разработке математической модели работы поворотной винтовой колонки бурового судна. Работа базируется на данных многочисленных модельных экспериментов, выполненных как в отечественных, так и в зарубежных опытовых бассейнах. Результаты модельных и натурных экспериментов подтверждают адекватность разработанной модели.

Abstract. The mathematical model of operation of azimuth thruster of drilling vessel has been worked out in the paper. The research has been based on data of numerous model experiments taken place both in domestic and foreign model tanks. Results of model and full-scale experiments have proved the adequacy of the model.

Ключевые слова: математическая модель, буровое судно, движительный комплекс
Key words: mathematical model, drill ship, propulsive system

1. Введение

Поворотная винтовая колонка (ПВК) – это наиболее эффективный тип движительно-рулевого комплекса для судов, основным видом работы которых является маневрирование на малых скоростях при высоких внешних нагрузках, когда движитель работает в швартовном или близком к нему режиме, что характерно для работы движительно-рулевого комплекса буровых судов при выполнении динамического позиционирования (ДП). Менее значимым, но также существенным преимуществом ПВК перед другими типами движительно-рулевых комплексов является низкая вероятность оголения гребного винта и, как следствие, частого резкого изменения его оборотов, при работе бурового судна в условиях волнения при повышенных нагрузках. Кроме того, при работе в ледовых условиях гребной винт относительно защищён от внешних воздействий.

2. Общие принципы формирования модели

Формирование математической модели, описывающей работу рассматриваемого движительно-рулевого комплекса, связано с определёнными сложностями, обусловленными рядом известных причин. К ним относятся, в частности, отсутствие общепринятого математического метода расчёта гидродинамических характеристик ПВК, работающей во взаимодействии с корпусом судна, с целью его использования в математическом моделировании движения судна; отсутствие единого подхода в методах получения, обработки, анализа и изучения данных, характеризующих динамические свойства комплекса "гребной винт – насадка – корпус судна"; и наконец, отсутствие достаточного количества экспериментального материала для получения достоверных значений параметров, определяющих характер работы рассматриваемого здесь движительно-рулевого комплекса во взаимодействии с корпусом судна, и адекватных теоретических зависимостей между этими параметрами.

В связи с этим для математического моделирования динамики работы ПВК при взаимодействии с корпусом бурового судна принят ряд допущений, позволяющих приближённо, но в пределах заданной точности определять значения параметров, характеризующих работу ПВК в режиме ДП.

Известны два способа, которые используются для математического моделирования работы движительно-рулевого комплекса при взаимодействии с корпусом судна. Первый способ основан на допущении, что движительно-рулевой комплекс является выступающей частью корпуса судна, а определение влияния корпуса судна на динамические характеристики движительно-рулевого комплекса производится с учётом геометрических особенностей корпуса в районе его установки. При этом взаимодействие ПВК с корпусом бурового судна может быть определено методами, достаточно хорошо описанными, например, в работах Л.С. Артюшкова (*Артюшков и др.*, 1988).

Второй способ математического моделирования работы движительно-рулевого комплекса основан на допущении, что он работает вблизи изолированного корпуса судна (*Басин, Миниович*, 1963).

При выборе способа математического моделирования работы ПВК во взаимодействии его с корпусом судна учитывалось наличие достаточного количества теоретического и экспериментального материала, необходимого, в конечном итоге, для получения общей математической модели бурового судна, адекватно описывающей динамику его движения при маневрировании в режиме ДП. Исходя из

этого, в данной работе использован второй из указанных выше способов математического моделирования работы ПВК во взаимодействии с корпусом бурового судна.

При разработке математической модели, описывающей динамику работы ПВК бурового судна, использованы основные геометрические параметры элементов его ПВК, показанные на рис. 1.

3. Математическое моделирование работы ПВК

В основу математического моделирования работы ПВК бурового судна положены результаты серии модельных экспериментов, выполненных как в отечественных (исследования В.К. Турбалла и Е.Н. Воеводской, Л.А. Эпштейна) (*Басин и др.*, 1958; *Руководство...*, 1977; *Басин*, 1977), так и в зарубежных (исследования Е. Мюллера, Ван-Манена и Суперина) (*Muller*, 1981; *Van Manen*, 1957; *Van Manen, Superina*, 1959) опытовых бассейнах. Оценка возможности использования результатов модельных экспериментов для математического моделирования работы ПВК бурового судна осуществлялась путём сопоставления значений основных геометрических параметров элементов ПВК бурового судна с аналогичными геометрическими параметрами элементов испытанных моделей движительно-рулевых комплексов. При этом рассматривались значения следующих геометрических параметров *насадки*:

$\alpha_e = F_e/F_n$ – коэффициент раствора насадки;

$\beta_a = F_a/F_n$ – коэффициент расширения насадки;

$l_n = l_n/D$ – относительная длина насадки;

$\bar{l}_a = l_a/l_n$ – относительная длина хвостовой части насадки;

$\bar{l}_e = l_e/l_n$ – относительная длина входной части насадки;

$\delta_n = e_n/b_n$ – относительная толщина профиля насадки;

$\delta_c = e_c/b_n$ – относительная стрелка прогиба средней линии кривизны профиля насадки,

и *гребного винта*:

z – количество лопастей;

Θ – дисковое отношение;

H/D – шаговое отношение;

d_0/D – относительный диаметр ступицы;

e_0/D – относительная толщина профиля лопасти у корня.

Здесь (рис. 1) D – диаметр винта; H – шаг винта; F_n – площадь рабочего сечения насадки; F_e – площадь входного отверстия насадки; F_a – площадь выходного отверстия насадки; l_n – длина насадки; l_e – длина входной части насадки; l_a – длина хвостовой части насадки; b_n – хорда профиля насадки; e_n – толщина профиля насадки; e_c – стрелка прогиба средней линии кривизны профиля насадки; d_0 – диаметр ступицы винта; e_0 – толщина профиля лопасти у корня.

В качестве кинематических параметров, определяющих динамические характеристики работы ПВК, приняты:

- скорость поступательного перемещения ПВК при работе за корпусом бурового судна

$$v_e = v(1 - \psi_f), \quad (1)$$

- относительные поступи:

$$\text{ПВК} \quad \lambda_e = v_e / Dn \quad (2)$$

$$\text{и гребного винта} \quad \lambda_p = v_p / Dn = \lambda_e \gamma_p, \quad (3)$$

где v – линейная скорость судна; ψ_f – коэффициент попутного потока трения, n – обороты гребного винта.

В выражение (3) входит параметр $\gamma_p = v_p/v_e = \lambda_p/\lambda_e$, характеризующий относительное увеличение скорости потока, обтекающего гребной винт, работающий в составе ПВК v_p , по сравнению с скоростью потока, обтекающего ПВК в целом v_e .

Коэффициент попутного потока трения при работе ПВК за корпусом бурового судна определяется по формуле, предложенной авторами работы (*Басин и др.*, 1958)

$$\psi_f = c_f \psi, \quad (4)$$

где ψ – коэффициент полного попутного потока, вычисляемый по эмпирической формуле, предложенной Э.Э. Папмелем

$$\psi = 0,165 C_b^2 \sqrt[3]{\sqrt{V} / D}, \quad (5)$$

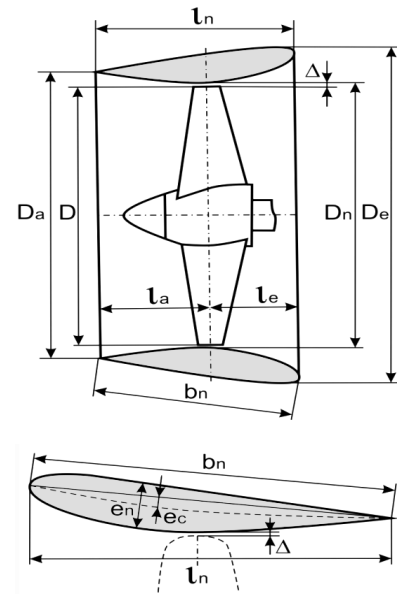


Рис. 1. Геометрические параметры ПВК

здесь V – объёмное водоизмещение судна; C_b – коэффициент общей полноты; c_f – множитель, величина которого принята для комплексов "винт – насадка", расположенных по бортам судна в соответствии с рекомендациями А.М. Басина (1958), $c_f = 0,6$.

При выполнении математического моделирования работы ПВК в качестве основных параметров, характеризующих динамику её работы в свободной воде (при отсутствии влияния корпуса судна) приняты: упор ПВК T_{np} ; упор гребного винта T_p ; упор направляющей насадки T_n .

Взаимодействие гребного винта с направляющей насадкой приводит обычно к тому, что большая часть упора, развиваемого ПВК, создается работой гребного винта, а меньшая его часть – за счёт обтекания насадки потоком, образуемым в результате этой работы.

Упор, образуемый работой ПВК, представлен в виде суммы упоров, образуемых работающим гребным винтом и насадкой

$$T_{np} = T_n + T_p = T_p(1 + t_n), \quad (6)$$

где величина

$$t_n = T_n/T_p \quad (7)$$

представляет собой отношение упора насадки к упору винта и называется *коэффициентом засасывания насадки*.

Упор насадки T_n представлен как разность между её идеальным упором T_{ni} , т.е. упором, который возник бы на насадке в идеальной жидкости без учёта сил вязкости, и сопротивлением насадки R_n

$$T_n = T_{ni} - R_n. \quad (8)$$

Профильное сопротивление насадки определяется в виде зависимости

$$R_n = 0.5 \zeta_n \rho v_e^2 F_n, \quad (9)$$

где ζ_n – безразмерный коэффициент сопротивления насадки.

Полезная тяга, или движущая сила, образуемая ПВК T_{enp} , меньше её упора T_{np} на величину силы засасывания ΔT , возникающей на корпусе бурового судна вследствие подсосывающего действия ПВК,

$$T_{enp} = T_{np} - \Delta T = T_p + T_n - \Delta T = T_p(1 + t_n - t). \quad (10)$$

Известно, что величина коэффициента засасывания определяется как отношение силы засасывания ΔT к упору винта T_p

$$t = \Delta T / T_p. \quad (11)$$

Результаты модельных экспериментов, выполненных в опытовых бассейнах с различными типами движителей, как правило, представляются в виде диаграмм, имеющих вид, разработанный Э.Э. Папмелем. Для использования результатов экспериментальных исследований, выполненных в опытовых бассейнах, в математическом моделировании работы ПВК её гидродинамические характеристики представлены известными в теории движителей безразмерными параметрами, а именно:

$$\text{коэффициентом упора } K_p \text{ гребного винта} \quad K_p = T_p / (\rho n^2 D^4), \quad (12)$$

$$\text{коэффициентом упора насадки} \quad K_n = T_n / (\rho n^2 D^4), \quad (13)$$

$$\text{коэффициентом упора комплекса винт – насадка} \quad K_{np} = T_{np} / (\rho n^2 D^4). \quad (14)$$

С учётом зависимости, представленной выражением (6), справедливо равенство

$$K_{np} = K_n + K_p. \quad (15)$$

Известно, что динамические свойства любого движительно-рулевого комплекса зависят от состояния его нагрузки. Состояние нагрузки ПВК определяется значениями:

коэффициента нагрузки гребного винта, работающего в составе ПВК, по упору σ_p

$$\sigma_p = 2T_p / (\rho F_p v_p^2) = 8K_p / (\pi \lambda_p^2) = \sigma_{np} / [(1 + t_n)(1 + \psi_{np})^2]; \quad (16)$$

коэффициента нагрузки ПВК по упору σ_{np}

$$\sigma_{np} = 2T_{np} / (\rho F_p v_e^2) = 8K_{np} / (\pi \lambda_e^2). \quad (17)$$

Из выражения (16) следует, что влияние насадки на состояние нагрузки гребного винта приближённо учитывается введением в рассмотрение расчётных значений коэффициента встречного потока ПВК ψ_{np} и коэффициента засасывания насадки t_n , зависящих только от коэффициента нагрузки работающего в насадке гребного винта по упору, т.е.

$$\psi_{np} = (v_e - v_e) / v_e = (\lambda_e - \lambda_e) / \lambda_e = f(\sigma_p). \quad (18)$$

Кроме того, для определения взаимного влияния между гидродинамическими характеристиками гребного винта, работающего в составе ПВК, и ПВК в целом использованы следующие зависимости:

$$K_{np} = K_p(1 + t_n), \quad (19)$$

$$\sigma_{np} = \sigma_p \gamma_p^2 (1 + t_n), \quad (20)$$

полученные с учётом выражений (6), (7), (12-15).

Следуя рекомендациям А.М. Басина и И.Я. Миниовича (1963), при моделировании примем $\psi_{np} = \psi_n, t_{np} = t_n$.

Значения коэффициента потенциального встречного потока насадки и коэффициента засасывания ПВК в первом приближении определяются в зависимости от конструктивных параметров насадки (Басин и др., 1958):

$$\psi_n = \beta_a - 1, \quad (21)$$

$$t_{np} = \alpha_e - 1. \quad (22)$$

При математическом моделировании работы ПВК с учётом влияния корпуса судна его тяговые характеристики определяются в соответствии с алгоритмом, полученным на основании расчётных методов определения ходкости судна, представленных в работах (Артюшков и др., 1988; Басин, Анфимов, 1961; Басин и др., 1958; Басин, Миниович, 1963; Басин, 1977).

Поскольку основным режимом работы ПВК бурового судна является швартовный режим, в математической модели использованы зависимости, характеризующие работу ПВК в указанном режиме.

Коэффициент засасывания ПВК при её работе в швартовном режиме (т.е., при коэффициенте нагрузки $\sigma_{np} \rightarrow \infty$) согласно данным, представленным в работах (Артюшков и др., 1988; Басин и др., 1958), определяется как сумма коэффициентов засасывания насадки t_{0n} и корпуса бурового судна t_0 при работе ПВК в швартовном режиме

$$t_{0np} = t_{0n} + t_0. \quad (23)$$

Величину коэффициента засасывания насадки при работе ПВК в швартовном режиме определяем по следующей приближенной эмпирической формуле, в которую входят только геометрические параметры насадки:

$$t_{0n} = 2,24t_n^2 \left[\sqrt{1 + 1/(1,29t_n^2)} - 1 \right] \sqrt{\alpha_e}. \quad (24)$$

Величину коэффициента засасывания корпуса судна при работе ПВК в швартовном режиме рассчитываем по формуле, представленной в работе (Басин и др., 1958)

$$t_0 = (1 - c_f) \psi. \quad (25)$$

Коэффициент засасывания корпуса судна при режимах работы ПВК, отличных от швартовного, т.е. при $0 \leq \sigma_{np} \leq \infty$, рассчитывается по формуле, предложенной А.М. Басиным (Гофман, 1988)

$$t = \left[2\psi + t_0 \left(\sqrt{1 + 2\sigma_{np} / \beta_a} - 1 \right) \right] / \left[2 + \left(\sqrt{1 + 2\sigma_{np} / \beta_a} - 1 \right) \right]. \quad (26)$$

Коэффициент засасывания ПВК для любого ходового режима t_{np} определяем по формуле

$$t_{np} = \left[\psi_n + 0,5t_{0np} (w_a / v_e) \right] / \left[1 + 0,5(w_a / v_e) \right], \quad (27)$$

где w_a – осевая скорость потока, вызванного работой гребного винта.

Значение отношения w_a/v_e , представленного в выражении (27), определяется в соответствии с зависимостью

$$(w_a / v_e) = \left[(1 + \psi_n) / (1 + t_{0np}) \right] \times \left\{ \sqrt{1 + \left[(1 + t_{0np}) \sigma_{enpi} / (1 + \psi_n)^2 \right]} - 1 \right\}, \quad (28)$$

где значение коэффициента нагрузки ПВК по тяге при работе в идеальной жидкости вычисляется с использованием известного соотношения

$$\sigma_{enpi} = 2T_{enpi} / (\rho F_p v_e^2), \quad (29)$$

в котором значение тяги ПВК при работе в идеальной жидкости определяется по формуле

$$T_{enpi} = K_p \rho n^2 D^4 (1 + t_{np}), \quad (30)$$

где K_p – коэффициент упора гребного винта при работе в свободной воде, рассчитанный с использованием аппроксимационной зависимости, полученной по результатам испытания гребных винтов серии В4-55 в Голландском опытовом бассейне (Руководство..., 1977)

$$K_p = \sum_{k=0}^{M_1} A_k \theta^{x_k} (H/D)^{y_k} \lambda_e^{z_k} \cdot \quad (31)$$

Значения входящих в выражение (31) коэффициентов A_k , x_k , y_k , z_k представлены в справочнике (Руководство..., 1977).

Для выполнения математического моделирования работы ПВК с использованием представленных выше зависимостей воспользуемся результатами систематических модельных испытаний, выполненных рядом исследователей.

Выражения для определения значений коэффициента упора ПВК, гребного винта и насадки представим в виде аналитических зависимостей $K_{np} = f(\lambda_e)$, $K_p = f(\lambda_e)$, $K_n = f(\lambda_e)$, с учётом геометрических параметров элементов ПВК бурового судна:

- по результатам исследований В.К. Турбала и Е.Н. Воеводской (Артюшков и др., 1988; Басин и др., 1958; Басин, 1977) (винт: серия "В", саблевидной формы с закруглёнными концами; $z = 4$; $\Theta = 0,58$; $H/D = 0,7 \div 1,5$; $e_0/D = 0,06$; $d_0/D = 0,18$, насадка: $\bar{l}_n = 0,6$; $\delta_n = 0,125$; $\alpha_e = 1,30$; $\beta_a = 1,12$; $\bar{l}_e = 0,35$):

$$K_{np} = -0.0792\lambda_e^2 - 0.4306\lambda_e + 0.4435, \quad (32)$$

ниже представлена зависимость коэффициента засасывания насадки t_n от относительной поступи λ_e , полученная по результатам данного эксперимента

$$t_n = -1.3 \lambda_e + 0.97. \quad (33)$$

Так как коэффициент упора гребного винта, работающего в ПВК, определяется с использованием известной зависимости, т.е.

$$K_p = K_{np}/(1 + t_n), \quad (34)$$

соответственно, $K_n = K_{np} - K_p$;

- по результатам исследований, выполненных Ван-Маненом в Вагенингенском опытовом бассейне (Van Manen, 1957) (винт: В4-55; $z = 4$; $\Theta = 0,55$; $H/D = 0,815 \div 1,221$, насадка: $b_n/D = 0,50$; $e_c/D = 0,034$):

$$K_n = [0.009 - 0.3\lambda_e + 0.227 (H/D)^2] / [1 + 0.467\lambda_e^2 - 0.438\lambda_e^2 - 0.315 (H/D)]; \quad (35)$$

$$K_{np} = -0.6511 \lambda_e^3 + 0.6178 \lambda_e^2 - 0.7124 \lambda_e + 0.5754; \quad (36)$$

$$K_p = K_{np} - K_n; \quad (37)$$

- по результатам испытаний, представленных в форме диаграмм Э.Э. Папмеля в работе (Артюшков и др., 1988) (винт: серия "В"; $z = 4$; $\Theta = 0,55$; $H/D = 0,8; 1,2$, насадка: $\bar{l}_n = 0,6$; $\alpha_e = 1,32$; $\beta_a = 1,12$):

$$K_p = 0.1896 \lambda_e^3 - 0.4694 \lambda_e^2 + 0.0061 \lambda_e + 0.2370; \quad (38)$$

$$K_n = 0.2041 \lambda_e^2 - 0.4135 \lambda_e + 0.2014; \quad (39)$$

$$K_{np} = 0.1445 \lambda_e^3 - 0.2132 \lambda_e^2 - 0.4250 \lambda_e + 0.4334; \quad (40)$$

- по результатам экспериментальных исследований серии гребных винтов В4-55 Вагенингенского бассейна в неподвижных по отношению к гребному винту насадках, выполненных Е. Мюллером (Muller, 1981), (винт: $z = 4$; $\theta = 0,571$; $H/D = 0,6; 0,8; 1,0$; насадка: $\bar{l}_n = 0,5$; $\delta_n = 0,125$; $\alpha_e = 1,40$; $\beta_a = 1,10$; $\bar{l}_e = 0,35$):

$$K_{np} = 0.1083 - 0.1923\lambda_e - 0.16166 (H/D) - 0.2832\lambda_e^2 - 0.6194(H/D)^2 + 0.0198 \lambda_e(H/D) + 0.0211\lambda_e^3 - 0.0968(H/D)^3 + 0.1703\lambda_e^2(H/D) - 0.2509\lambda_e(H/D)^2. \quad (41)$$

При математическом моделировании работы ПВК принят во внимание факт взаимного влияния гребного винта, насадки и корпуса колонки (гондолы и кронштейна) (Лебедев и др., 1969).

Это влияние приводит к росту упора гребного винта и уменьшению упора насадки, работающих в составе ПВК, по сравнению с значениями тех же параметров работы комплекса винт-насадка.

По данным, приведённым в работе (Лебедев и др., 1969), указанное взаимное влияние гребного винта и корпуса колонки характеризуется введением двух коэффициентов влияния, позволяющих учитывать:

- влияние неравномерности попутного потока на коэффициент упора гребного винта, работающего за гондолой и кронштейном

$$\kappa_p = K_{pn} / K_p, \quad (42)$$

- влияние сил засасывания и сопротивления гондолы и кронштейна ПВК на упор насадки

$$\kappa_n = K_{nn} / K_p. \quad (43)$$

В приведённых выше формулах K_{pn} , K_{nn} – соответственно, коэффициенты упора гребного винта и упора насадки при их работе в составе ПВК.

Коэффициенты κ_p и κ_n практически не зависят от величины нагрузки гребного винта по упору (Лебедев и др., 1969) и в пределах ($0 \leq \sigma_p \leq \infty$) могут быть приняты постоянными $\kappa_p = 1,12$; $\kappa_n = 0,70$.

Указанные значения коэффициентов влияния сохраняются для гребных винтов с шаговыми отношениями ($0,6 < H/D < 1,0$) и при геометрических параметрах направляющей насадки, находящихся в известных пределах: $\bar{t}_n = 0,5 \div 0,65$, $\alpha_e = 1,30 \div 1,35$, $\beta_a = 1,10 \div 1,13$.

Использование полученных коэффициентов позволяет рассчитывать гидродинамические характеристики работы ПВК по данным модельных испытаний комплекса "гребной винт – направляющая насадка".

Значение коэффициента упора ПВК с учётом влияния гондолы и кронштейна будет определяться выражением:

$$K_{npn} = \kappa_n K_n + \kappa_p K_p. \quad (44)$$

Анализ материалов модельных испытаний комплекса "гребной винт – направляющая насадка" показывает, что с достаточной для практики точностью расчёт винта, работающего в насадке, можно производить по диаграммам, полученным на основании результатов систематических серийных испытаний моделей винтов без насадок, т.е. изолированных, или открытых, винтов (Басин, Анфимов, 1958).

Применяя указанные диаграммы для расчёта гребных винтов, работающих в насадках, необходимо соблюдать следующие условия:

Во-первых, под скоростью поступательного перемещения винта в насадке при расчёте его элементов следует понимать величину $v_p = \gamma_p v_e$. Во-вторых, в величину коэффициента упора K_p вводится поправка k , учитывающая уменьшение концевых потерь при работе винта в насадке по сравнению с тем же винтом без насадки. Для определения указанной поправки, на основании данных, представленных в работах (Артюшков и др., 1988; Басин, Анфимов, 1958), получена зависимость, выражающая связь между значениями коэффициента нагрузки винта, работающего в насадке по упору σ_p и произведения $k\sigma_p$ (для изолированного винта) при постоянной величине относительной поступи λ_p , вычисленной для расчётной скорости винта в насадке v_p .

$$k\sigma_p = (-0,9022 + 1,4117\sigma_p + 2,9375\lambda_p - 1,6776\lambda_p^2)/(1 + 0,0266\sigma_p + 1,1155\lambda_p). \quad (45)$$

Расчётное значение коэффициента упора винта, определяемое по формуле

$$K_p = (\pi/8) (k\sigma_p) \lambda_p^2, \quad (46)$$

связано с фактическим упором, развиваемым винтом, работающим в насадке, следующей зависимостью:

$$K_p = kT_p / (\rho n^2 D^4). \quad (47)$$

Относительную расчётную скорость винта, работающего в насадке, определяем по формуле

$$\gamma_p = v_p / v_e = (1 + t_{np}) + \left\{ \left[(2 + t_{np}) t_{np} \right] / \left[2(1 + t_{np}) \right] \times \left[\sqrt{1 + \sigma_{enpi} / (1 + t_{np})} - 1 \right] \right\}. \quad (48)$$

Величину коэффициента сопротивления насадки ζ_n рассчитываем из отношения ζ_n / σ_{enpi} , значение которого определяется из выражения, полученного автором по данным, представленным в работе (Басин, Анфимов, 1958)

$$\zeta_n / \sigma_{enpi} = 0,077 \sigma_{enpi}^{-0,479}. \quad (49)$$

Коэффициент нагрузки ПВК по полезной тяге σ_{enp} определяется из соотношения

$$\sigma_{enp} = \sigma_{enpi} (1 - \zeta_n / \sigma_{enpi}), \quad (50)$$

а величина полезной тяги T_{enp} – по формуле:

$$T_{enp} = 0,5 \sigma_{enp} \rho F_p v_e^2 = 0,5 \rho F_p v_e^2 \sigma_{enpi} (1 - \zeta_n / \sigma_{enpi}). \quad (51)$$

Автором проведен ряд модельных экспериментов с использованием представленной здесь математической модели работы ПВК бурового судна с целью оценки её адекватности. Наиболее убедительным доказательством адекватности разработанной модели являются данные расчёта тяги ПВК на различных рабочих скоростях движения бурового судна, которые приведены на рис. 2. В частности, на указанном рисунке в форме диаграмм представлены значения тяги ПВК при различных значениях скорости судна и фиксированном значении оборотов винта, при этом расчёт тяги производился с использованием данных испытаний: 1 – В.К. Турбала, 2 – Ван-Манена, 3 – серии "В", 4 – Е. Мюллера. Кроме того здесь же представлена диаграмма изменения тяги ПВК бурового судна, полученная по результатам проведения ряда натуральных экспериментов на буровом судне.

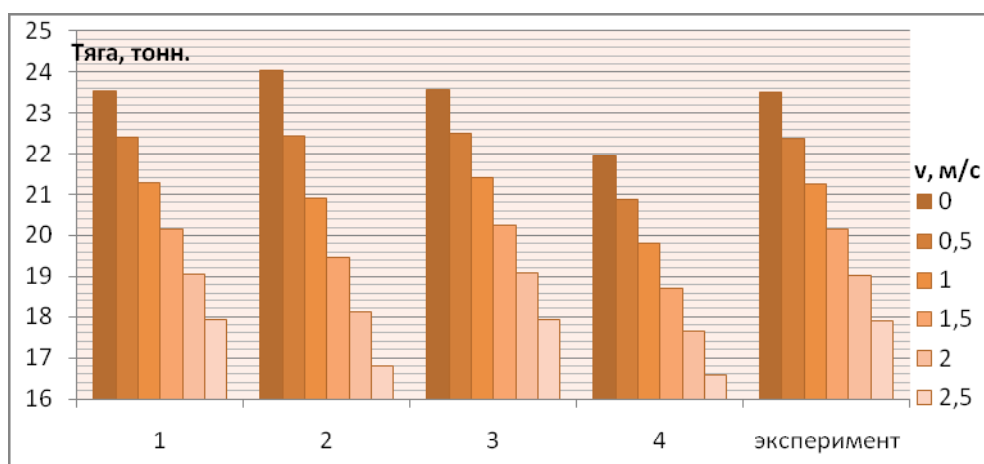


Рис. 2. Значения тяги ПВК при различных значениях скорости бурового судна и фиксированном значении оборотов винта, тяга рассчитана с использованием данных испытаний:
1 – В.К. Турбала, 2 – Ван-Манена, 3 – серии "В", 4 – Е. Мюллера.

4. Заключение

Разработанная математическая модель работы ПВК с использованием результатов экспериментальных исследований способствует созданию более сложных моделей, позволяющих компьютерными способами воспроизводить работу бурового и других аналогичных типов судов в режиме динамического позиционирования.

Литература

- Muller E.** Results of open water tests with ducted and no ducted propellers with angle of attack from 0 to 360°. *Polish Acad. of Sci., Proc. of Symposium "Advance in propeller research and design". Gdansk*, paper N 12, p.53-55, 1981.
- Van Manen J.D.** Neuere Fortschritte in der Forschung uber Dusenpropeller. *Schiff und Hafen*, N 2, S.171-176, 1957.
- Van Manen J.D., Superina A.** The design of screw-propellers in nozzles. *Screw-Propeller*, v.6, N 55, p.49-53, 1959.
- Артишков Л.С., Ачкинадзе А.Ш., Русецкий А.А.** Судовые движители. Учебник. Л., Судостроение, 296 с., 1988.
- Басин А.М.** Ходкость и управляемость судов. Учеб. пособие для вузов водн. трансп. М., Транспорт, 456 с., 1977.
- Басин А.М., Анфимов В.Н.** Гидродинамика судна. М., Речиздат, 215 с., 1961.
- Басин А.М., Анфимов В.Н., Мамонтов Ю.Н.** Расчёт и проектирование гребных винтов судов внутреннего плавания. *Труды ЦНИИРФ*, вып. XXXVII, с.40-44, 1958.
- Басин А.М., Миниович И.Я.** Теория и расчёт гребных винтов. Л., Судпромгиз, 760 с., 1963.
- Гофман А.Д.** Двигательно-рулевой комплекс и маневрирование судна. Справочник. Л., Судостроение, 360 с., 1988.
- Лебедев Э.П., Першиц Р.Я., Титов И.А.** Средства активного управления судами. Под ред. А.А. Русецкого. Л., Судостроение, 264 с., 1969.
- Руководство по расчёту и проектированию гребных винтов судов внутреннего плавания. Под ред. А.М. Басина и Е.И. Степаника. Л., Транспорт, 94 с., 1977.