

УДК 629.5.03
Б 28

ПОСТОЯННЫЕ И ПУЛЬСАЦИОННЫЕ НАГРУЗКИ НА ГРЕБНОМ ВИНТЕ В РАСЧЕТАХ ЦЕНТРОВКИ И КОЛЕБАНИЙ ВАЛОПРОВОДОВ

Ю. А. Батрак, канд. техн. наук, доц.¹;
В. П. Шестопад, канд. техн. наук, доц.²

¹ЧП «Интеллектуальные морские технологии», г. Николаев;

²Национальный университет кораблестроения, г. Николаев

Аннотация. Рассмотрены методы определения гидродинамических нагрузок на гребном винте в стационарном неоднородном потоке применительно к задачам расчета валопроводов морских транспортных судов. Проанализированы наиболее распространенные схемы определения нагрузок, реализованные авторами в рамках автоматизированной системы расчетов валопроводов *ShaftDesigner*. Предложены практические рекомендации по назначению величин гидродинамических нагрузок на винт в случае отсутствия исходной информации для выполнения расчетов.

Ключевые слова: гребной винт, гидродинамические нагрузки, расчеты валопровода.

Анотація. Розглянуто методи визначення гидродинамічних навантажень на гребному гвинті у стаціонарному неоднорідному потоці стосовно задач розрахунку валопроводів морських транспортних суден. Проаналізовано найбільш розповсюджені схеми визначення навантажень, що були реалізовані авторами під час розробки автоматизованої системи розрахунків валопроводів *ShaftDesigner*. Запропоновано практичні рекомендації щодо призначення величин гидродинамічних навантажень на гвинт у випадках, коли бракує достатньо інформації для виконання розрахунків.

Ключові слова: гребний гвинт, гидродинамічні навантаження, розрахунки валопроводу.

Abstract. The methods are discussed for estimation of propeller hydrodynamic loads in the stationary heterogeneous flow in relation to calculation tasks of cargo ship propulsion shafting. Widely used approaches for propeller loads estimation which were implemented by authors in *ShaftDesigner* software are analyzed. Practical recommendations for setting of propeller hydrodynamic loads in case of information lack for calculation are proposed.

Keywords: propeller, hydrodynamic loads, shafting calculations.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Многочисленные повреждения гребных валов, дейдвудных подшипников, подшипников главного двигателя и редукторов в свое время привели к выводу о необходимости учета гидродинамической нагрузки, действующей на гребной винт, в статических и динамических расчетах судовых валопроводов. В Правилах классификационных обществ даются прямые указания по этому поводу, а в отдельных случаях, например при расчете крутильных колебаний, даже приводятся рекомендации по выбору расчетных величин. Однако в остальных случаях проектировщик остается один на один с проблемой назначения гидродинамических нагрузок на винте. В связи с этим при создании программного комплекса *ShaftDesigner* [8] компанией «Интеллектуальные морские технологии» было принято решение о разработке и включении в состав комплекса модуля, позволяющего оценить гидродинамические нагрузки на винте в различных расчетных ситуациях, в зависимости от наличия или отсутствия необходимых исходных данных.

Расчет постоянных значений и пульсационных составляющих нагрузок на винте, работающем в неоднородном стационарном потоке, представляет собой сложную задачу, исчерпывающее решение которой

не получено до настоящего времени. Тем не менее к середине 80-х годов было разработано несколько практических расчетных методов для оценки нагрузок, действующих на винт.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ — проведение сопоставительного анализа существующих методов определения нагрузок на винте при его работе в неоднородном стационарном потоке и составление практических рекомендаций по определению нагрузок на винте в расчетах валопроводов. Представляется важным также выяснение предельных значений нагрузок, позволяющих выполнять оценочные расчеты валопроводов в случае отсутствия исходных данных, необходимых для непосредственного вычисления гидродинамических нагрузок на винте.

АНАЛИЗ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Известно [6, 9, 13], что вследствие неоднородности поля скоростей упор, развиваемый гребным винтом, действует не по оси вращения винта и, более того, линия его действия не параллельна оси вращения, в связи с чем гидродинамические нагрузки, возникающие на его лопастях, в общем случае приводятся к главному вектору \mathbf{P} и главному моменту \mathbf{M} :

$$\mathbf{P} = \{P_x, P_y, P_z\}, \quad \mathbf{M} = \{M_x, M_y, M_z\},$$

где P_x — упор; P_y, P_z — вертикальная и горизонтальная силы; M_x, M_y, M_z — соответственно крутящий, горизонтальный изгибающий и вертикальный изгибающий моменты — компоненты векторов \mathbf{P} и \mathbf{M} в системе координат $Oxyz$, связанной с судном (рис. 1).

Гидродинамическую нагрузку на винте принято представлять в виде суммы постоянной части (среднее значение) и периодически изменяющейся (пульсационной) составляющей. При этом частота пульсаций определяется по формуле

$$f = m\omega Z,$$

где ω — угловая скорость вращения винта; m — номер гармоники; Z — число лопастей винта.

Основная (первая лопастная) частота соответствует $m=1$. В спектре гидродинамических нагрузок могут присутствовать также гармоники более высоких порядков, но на практике, как правило, учитывается только вторая, соответствующая $m=2$.

В расчетах валопроводов компоненты главного вектора и главного момента гидродинамических сил обычно представляются в безразмерной форме:

$$\left. \begin{aligned} P'_x &= P'_{x0} + \sum_{m=1}^2 (P'_{xm}{}^C \cos mZ\theta + P'_{xm}{}^S \sin mZ\theta); \\ P'_y &= P'_{y0} + \sum_{m=1}^2 (P'_{ym}{}^C \cos mZ\theta + P'_{ym}{}^S \sin mZ\theta); \\ P'_z &= P'_{z0} + \sum_{m=1}^2 (P'_{zm}{}^C \cos mZ\theta + P'_{zm}{}^S \sin mZ\theta); \\ M'_x &= M'_{x0} + \sum_{m=1}^2 (M'_{xm}{}^C \cos mZ\theta + M'_{xm}{}^S \sin mZ\theta); \\ M'_y &= M'_{y0} + \sum_{m=1}^2 (M'_{ym}{}^C \cos mZ\theta + M'_{ym}{}^S \sin mZ\theta); \\ M'_z &= M'_{z0} + \sum_{m=1}^2 (M'_{zm}{}^C \cos mZ\theta + M'_{zm}{}^S \sin mZ\theta). \end{aligned} \right\}$$

Значения безразмерных компонент силы P' получают делением величин сил на произведение $\rho n^2 D^4$, а безразмерных компонент момента M' — делением величин

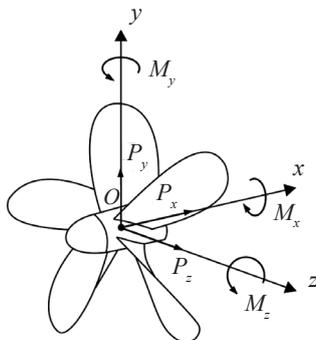


Рис. 1. Компоненты векторов гидродинамических нагрузок

моментов на произведение $\rho n^2 D^5$ (ρ — плотность воды; n, D — число оборотов и диаметр винта).

В приведенных выше формулах θ — угол поворота винта, а верхние индексы C и S обозначают амплитуды соответственно косинусной и синусной составляющих пульсационных нагрузок.

Две величины — средние значения упора P'_{x0} и момента M'_{x0} полагаются известными из расчета ходкости, остальные 10 подлежат определению. Их значения используются в качестве исходных данных для расчета изгиба и колебаний валопровода.

Первая отечественная расчетная методика определения компонент сил и моментов, созданная на основе вихревой теории гребного винта, а также пример расчета с ее применением опубликованы в справочнике [5]. В справочнике [6] данная методика названа «Схема Б». В ее основу положены следующие допущения.

1. При построении модели работы лопасти гребного винта предполагается допустимым использование гипотезы квазистационарности. Это означает, что величины сил и моментов, возникающих на элементе лопасти, в некоторый момент времени будут такими же, как и при стационарном обтекании элементарного сегмента лопасти со скоростью и углом атаки, характерными для данного момента времени.

2. Взаимодействие между элементарными сегментами лопасти винта, а также распределение нагрузки по радиусу учитываются на основании экспериментальных данных (функции f, c_1 и c_2).

3. Характеристики поля скоростей в диске гребного винта определяются по данным модельного эксперимента без учета возмущений, вызванных работой винта.

Для расчета составляющих нагрузок на элементы лопасти необходимо знать характеристики поля скоростей, а также обобщенные геометрические, кинематические и динамические параметры пропульсивного комплекса. К ним относятся: скорость хода V_s , число оборотов винта n , количество лопастей Z , диаметр D , дисковое θ и шаговое P/D отношения, коэффициенты упора K_T и момента винта K_Q на расчетном режиме. Такой набор исходных данных позволяет выполнять расчеты на ранних стадиях проектирования, а также при модернизации судов в случае, когда отсутствует теоретический чертеж гребного винта.

В основе уточненной методики, названной в [6] «Схемой А», лежит более сложная вихревая модель работы элемента лопасти, позволяющая учесть нестационарность обтекания, а также гидродинамическое взаимодействие между лопастями. Такой подход требует более подробного описания геометрии лопасти и введения дополнительных параметров, учитывающих особенности распределения нагрузки по хорде и радиусу лопасти. В частности, дополнительными геометрическими параметрами являются: ширина хорды лопасти на данном радиусе C , максимальная стрелка прогиба средней линии H_{\max} , максимальная толщина профиля T_{\max} , отстояние

максимальной стрелки прогиба от входящей кромки X_0 , саблевидность лопасти C_s . Эти параметры определяются теоретическим чертежом винта, их смысл поясняет рис 2. Задаются также значения переменного шага лопасти P/D по ее радиусу.

Влияние конечности числа лопастей на распределение циркуляции вдоль лопасти учитывается известной в теории гребного винта поправкой Прандтля–Гольдштейна, приведенной в отраслевом стандарте [2]. В том же стандарте даны примеры реализации алгоритма «Схемы А» для расчета на компьютере, а также применительно к ручным расчетам.

Следует отметить, что для реализации данной методики требуется значительно больший объем исходной информации, чем при расчете по «Схеме Б», необходимы также вспомогательные материалы, представленные графиками и таблицами. Кроме того, часто требуемые данные оказываются просто недоступными, что, несмотря на более высокую точность методики, снижает ее практическую ценность при определении гидродинамических нагрузок на винте в задаче расчета валопровода.

Для определения некоторых компонент нагрузки, а именно изгибающих моментов, действующих в вертикальной и горизонтальной плоскости винтов одновалных судов, была разработана полуэмпирическая методика [4], основанная на результатах натурных измерений напряжений в валах. Методика рекомендуется к применению для транспортных судов, коэффициент общей полноты которых $C_b = 0,6 \dots 0,8$, а параметр формы кормы $\tau = 0 \dots 0,6$. Достаточно простые расчетные зависимости позволяют найти только постоянную и пульсационную составляющие вертикальной и горизонтальной компонент изгибающего момента и поперечных сил. Точность определения постоянных составляющих моментов авторы методики оценивают как достаточно высокую, а пульсационных — как удовлетворительную, достаточную для начальных этапов проектирования.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

По всем рассмотренным методикам: по «полуэмпирической» методике, по «Схеме А» и «Схеме Б» — были разработаны расчетные модули, включенные в программный комплекс *ShaftDesigner*. Кроме того, для случая отсутствия поля скоростей судна разработан расчетный модуль, в котором используется информация из «Атласа полей», составленного авторами на основании экспериментальных данных [3, 7].

На рис. 3 и 4 показаны диалоговые окна исходных данных и результатов расчета нагрузок на винте упомянутого программного комплекса.

В табл. 1 приведены значения нагрузок (кН, кН·м) для крупнотоннажного танкера (длина $L = 213$ м, водоизмещение $\Delta = 84542$ т, диаметр винта $D = 6,7$ м, число лопастей $Z = 4$), рассчитанные по «Схеме А»

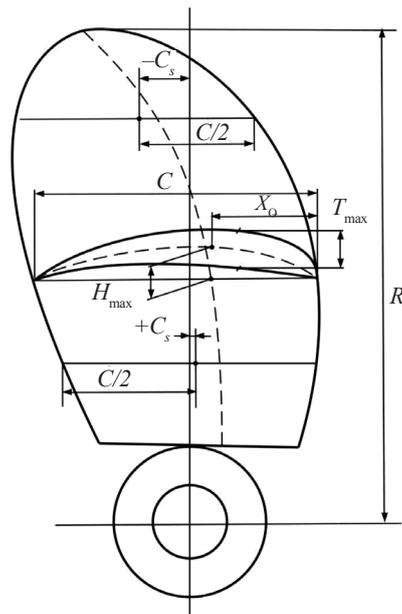


Рис. 2. Геометрические параметры лопасти винта

и «Схеме Б», а также коэффициенты K_i — отношения этих нагрузок. Здесь AM_p, AP_i — пульсации нагрузок; M_p, P_i — средние значения нагрузок.

На рис. 5 показаны кривые эксцентриситета упора, рассчитанные для четырехлопастного винта.

Сравнительный анализ результатов расчета по «Схеме А» и «Схеме Б» для рассматриваемого судна показал их хорошее качественное, а по некоторым компонентам нагрузок — удовлетворительное количественное согласование.

В связи с этим естественно представлялось получить статистическую оценку отличий результатов, даваемых «Схемой Б» и «Схемой А». Для этого были проведены вычисления для серии из 25 одновинтовых транспортных судов, по которым имелась надежная исходная информация о геометрии винта и параметрах формы корпуса.

Характеристики полей для указанных судов либо принимались по данным модельных испытаний, либо определялись по упомянутому выше «Атласу полей». В данном исследовании приближенность задания поля скоростей не играла решающей роли, так как в обеих схемах использовалось одно и то же поле, т. е. отличия в результатах вызывались только различием вычислительных моделей.

В результате статистической обработки результатов вычислений была получена таблица коэффициентов K_i для рассмотренной серии судов (табл. 2).

Как видно из таблицы, разброс коэффициентов относительного среднего значения весьма существенный, в связи с чем оказалось невозможным приблизить результаты расчета по «Схеме Б» к результатам по «Схеме А» простым введением поправочных коэффициентов.

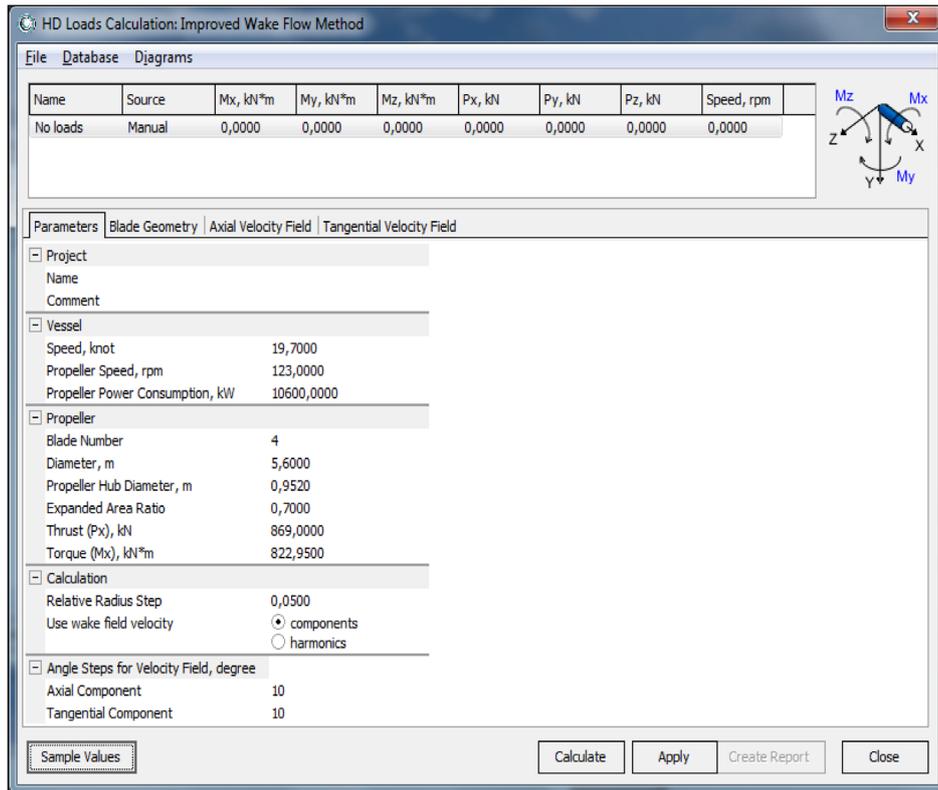


Рис. 3. Исходные данные для расчета нагрузок на винте

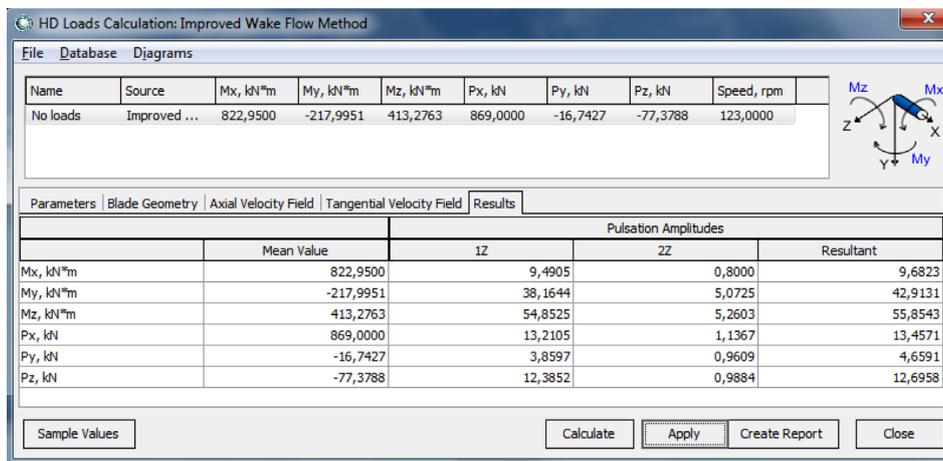


Рис. 4. Результаты расчета нагрузок на винте

Таблица 1. Сравнение нагрузок, определенных по «Схеме А» и «Схеме Б»

Нагрузки	AP_x	AM_x	P_y	AP_y	P_z	AP_z	M_y	AM_y	M_z	AM_z
«Схема А»	55,10	41,90	22,80	7,20	-42,50	11,60	234,80	58,30	-280,90	116,60
«Схема Б»	76,40	48,30	52,50	5,81	-28,20	6,50	310,40	32,30	-226,30	100,70
$K_i = P_i^A/P_i^B$	0,72	0,87	0,43	1,24	1,51	1,78	0,76	1,80	1,24	1,16

Таблица 2. Определение коэффициентов K_i

Компоненты нагрузки	AP_x	AM_x	P_y	AP_y	P_z	AP_z	M_y	AM_y	M_z	AM_z
Среднее значение $K_i = P_i^A/P_i^B$	0,77	1,01	0,51	1,07	1,41	1,06	0,84	1,30	1,22	0,91
Среднеквадратичное отклонение	0,11	0,41	0,14	0,42	0,46	0,49	0,20	0,57	0,27	0,19

На рис. 6, 7 в качестве примера показаны результаты расчетов коэффициентов K_i для пульсационных компонент упора, где разброс значений относительно небольшой, и для поперечной силы, где отклонения от среднего значения достигают порядка 100%.

Таким образом, на начальных стадия проектирования при отсутствии подробных данных о геометрии винта следует применять «Схему Б», рассматривая ее как средство приближенной оценки нагрузок. На последующих стадиях расчетов нагрузки могут быть уточнены с применением «Схемы А».

С использованием программного комплекса *ShaftDesigner* по известным компонентам полей скоростей морских транспортных судов была проведена серия расчетов нагрузок для четырех-, пяти- и шестилопастных винтов, интегральные геометрические характеристики которых принимались одинаковыми. Ввиду отсутствия теоретических чертежей винтов расчеты выполнялись по «Схеме Б».

В табл. 3–5 проведено сравнение результатов указанных расчетов с данными, полученными в разное время расчетами, модельными и натурными испытаниями [9, 13]. Для всех компонент нагрузок значения сил приведены в процентах от величины упора, а значения моментов — от величины крутящего момента на гребном винте.

Большинство выполненных ранее исследований было посвящено расчетам, модельным и натурным измерениям постоянных значений вертикального и горизонтального изгибающих моментов, как величин, существенно влияющих на технологические параметры центровки валопроводов. В табл. 6 приведено сравнение постоянных значений изгибающих моментов, определенных на основании различных методик и рекомендаций [2, 4, 11].

Основные результаты, полученные на основании анализа приведенных данных, сводятся к следующему.

1. Постоянные значения изгибающих моментов на винте, полученные с применением программы *ShaftDesigner*, ближе к результатам натурных испытаний (полуэмпирическая методика, 1973 г.), чем результаты, полученные Wereldsma [13] в модельных испытаниях (1964 г.). По пульсационным компонентам отличия в значениях существенно меньше.

2. Рекомендации по определению пульсационной компоненты упора P_x и крутящего момента M_x для четырехлопастных винтов у Carlton [9] и Wereldsma практически совпадают. *ShaftDesigner* дает результаты примерно в 2 раза ниже. Для пяти- и шестилопастных винтов результаты у всех авторов одного порядка.

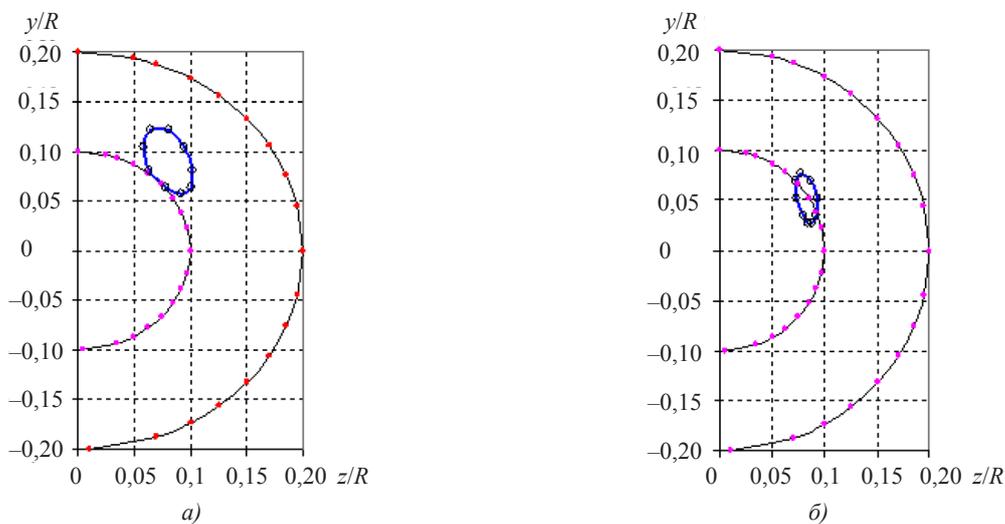


Рис. 5. Кривые эксцентриситета упора: а — «Схема А»; б — «Схема Б»

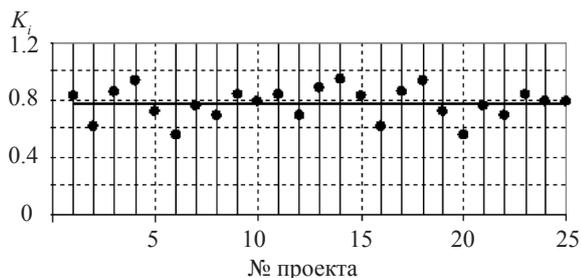


Рис. 6. Пульсации упора

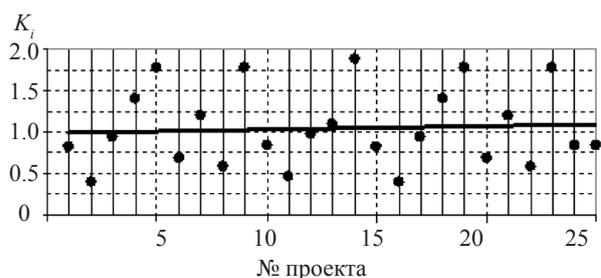


Рис. 7. Пульсации поперечной силы

Таблиця 3. Сводная таблица нагрузок на винте (в % к упору P_{x0} и моменту M_{x0}) при $Z=4$

Нагрузка	Carlton		Wereldsma		ShaftDesigner	
	Среднее значение	Диапазон (\pm)	Среднее значение	Диапазон (\pm)	Среднее значение	Диапазон (\pm)
Средние значения нагрузок						
Вертикальная сила P_y	Нет данных		1,37	2,00	4,74	3,10
Поперечная сила P_z			-2,69	2,00	-5,02	1,80
Горизонтальный изгибающий момент M_y			3,29	2,00	28,35	7,80
Вертикальный изгибающий момент M_z			-14,93	2,00	-33,57	6,80
Амплитуды 1-й и 2-й гармоник пульсаций						
AP_{x1}	8,40	3,10	10,00	2,00	3,37	1,90
AP_{x2}	2,20	0,40			0,42	0,30
AP_{y1}	0,80	0,40	1,63	2,00	0,71	0,30
AP_{y2}	0,80	0,40			0,09	0,00
AP_{z1}	1,20	1,10	1,62	2,00	1,34	0,60
AP_{z2}	0,10	0,10			0,13	0,10
AM_{x1}	6,20	2,50	7,00	2,00	2,67	1,60
AM_{x2}	1,60	1,30			0,36	0,30
AM_{y1}	13,80	9,00	3,81	2,00	6,06	2,40
AM_{y2}	4,00	3,60			0,73	0,40
AM_{z1}	7,50	5,00	5,72	2,00	8,83	2,90
AM_{z2}	1,90	1,30			0,95	0,40

Таблиця 4. Сводная таблица нагрузок на винте (в % к упору P_{x0} и моменту M_{x0}) при $Z=5$

Нагрузка	Carlton		Wereldsma		ShaftDesigner	
	Среднее значение	Диапазон (\pm)	Среднее значение	Диапазон (\pm)	Среднее значение	Диапазон (\pm)
Средние значения нагрузок						
Вертикальная сила P_y	Нет данных		1,37	2,00	4,74	3,10
Поперечная сила P_z			-2,69	2,00	-5,02	1,80
Горизонтальный изгибающий момент M_y			3,29	2,00	28,35	7,80
Вертикальный изгибающий момент M_z			-14,93	2,00	-33,57	6,80
Амплитуды 1-й и 2-й гармоник пульсаций						
AP_x	2,00	0,60	3,50	2,00	2,46	1,50
AP_{x2}	1,70	0,30			0,48	0,60
AP_{y1}	1,10	0,90	2,78	2,00	0,26	0,20
AP_{y2}	0,20	0,20			0,08	0,10
AP_{z1}	2,10	1,60	3,29	2,00	1,00	0,60
AP_{z2}	0,60	0,30			0,31	0,20
AM_{x1}	0,10	0,02	2,50	2,00	1,87	1,00
AM_{x2}	0,14	0,80			0,35	0,40
AM_{y1}	13,80	9,00	9,07	2,00	2,24	1,60
AM_{y2}	4,00	3,60			0,59	0,70
AM_{z1}	12,50	8,50	5,30	2,00	7,04	3,90
AM_{z2}	8,00	4,00			1,98	1,90

Таблица 5. Сводная таблица нагрузок на винте (в % к упору P_{x0} и моменту M_{x0}) при $Z=6$

Нагрузка	Carlton		Wereldsma		ShaftDesigner	
	Среднее значение	Диапазон (\pm)	Среднее значение	Диапазон (\pm)	Среднее значение	Диапазон (\pm)
Средние значения нагрузок						
Вертикальная сила P_y	Нет данных		Нет данных		4,74	3,10
Поперечная сила P_z					-5,04	1,80
Горизонтальный изгибающий момент M_y					28,35	7,80
Вертикальный изгибающий момент M_z					-33,57	6,80
Амплитуды 1-й и 2-й гармоник пульсаций						
AP_{x1}	3,60	0,24	Нет данных		2,16	1,10
AP_{x2}	1,50	0,20			0,70	0,50
AP_{y1}	0,30	0,20			0,35	0,20
AP_{y2}	0,10	0,10			0,08	0,10
AP_{z1}	0,90	0,40			0,59	0,30
AP_{z2}	0,30	0,10			0,19	0,10
AM_{x1}	3,00	2,00			1,68	0,70
AM_{x2}	0,10	0,20			0,55	0,40
AM_{y1}	7,30	6,20			1,91	1,30
AM_{y2}	1,50	0,20			0,30	0,50
AM_{z1}	4,00	1,50			4,21	2,30
AM_{z2}	0,70	0,20			1,42	0,70

Таблица 6. Изгибающие моменты на винте (в % от M_{x0})

Число лопастей	ОСТ 5	Полуэмпирический метод	DNV	Shaft Designer
Вертикальный изгибающий момент M_z				
$Z = 4$	-35,00	-33,10	-40,00	-42,66
$Z = 5$	-35,00	-25,60	-40,00	-39,21
$Z = 6$	-35,00	-	40,00	-39,23
Горизонтальный изгибающий момент M_y				
$Z = 4$	-	30,10	-	23,51
$Z = 5$	-	31,10	-	22,93
$Z = 6$	-	-	-	23,12

3. Характеристики пульсаций вертикальной P_y и поперечной P_z сил достаточно близки по всем методикам и для всех винтов.

4. К настоящему времени не существует методики, которой можно было бы отдать предпочтение, а простое арифметическое осреднение результатов, получаемых по разным методикам, не сможет обеспечить объективность оценок.

С учетом всех изложенных соображений, а также в связи с отсутствием систематизированных данных о возможных значениях нагрузок авторами на основании собственных исследований и анализа результатов, полученных другими авторами, выработаны практические рекомендации (табл. 7), позволяющие

назначать расчетные нагрузки, не прибегая к каким-либо расчетам.

Данная таблица может использоваться как на начальных этапах проектирования валопровода, так и для расчета валопроводов существующих судов в случае отсутствия данных, необходимых для вычисления гидродинамических нагрузок.

Направления дальнейших исследований. Предлагаемые рекомендации, будучи составленными при использовании разнородных источников, открыты для критики и дальнейших уточнений.

Определенные надежды в отношении уточнений возлагаются на методы вычислительной гидромеханики (Computational Fluid Dynamics)

Таблиця 7. Рекомендации по расчетным нагрузкам на валопроводы одновинтовых морских транспортных судов (в % к упору P_{x0} и моменту M_{x0})

Нагрузка	Z = 4		Z = 5		Z = 6	
	Среднее значение	Диапазон (\pm)	Среднее значение	Диапазон (\pm)	Среднее значение	Диапазон (\pm)
Средние значения нагрузок						
Вертикальная сила P_y	4,80	3,10	4,80	3,10	4,80	3,10
Поперечная сила P_z	-5,00	2,00	-5,00	2,00	-5,00	2,00
Горизонтальный изгибающий момент M_y	28,40	7,80	28,40	7,80	28,40	7,80
Вертикальный изгибающий момент M_z	-35,00	10,00	-35,00	10,00	-35,00	10,00
Амплитуды 1-й и 2-й гармоник пульсаций						
AP_{x1}	3,50	2,00	2,50	1,50	2,50	1,00
AP_{x2}	0,50	0,30	1,00	0,50	1,00	0,30
AP_{y1}	1,00	0,30	1,00	0,30	0,35	0,20
AP_{y2}	0,20	0,10	0,20	0,10	0,10	0,10
AP_{z1}	1,30	1,00	1,50	1,00	0,70	0,30
AP_{z2}	0,10	0,10	0,30	0,20	0,20	0,10
AM_{x1}	2,70	2,00	2,00	1,00	2,00	1,00
AM_{x2}	0,90	0,30	0,50	0,40	0,50	0,40
AM_{y1}	6,00	2,50	2,20	1,60	1,90	1,30
AM_{y2}	1,00	0,50	0,60	0,50	0,30	0,20
AM_{z1}	8,80	3,00	7,00	3,90	4,50	2,30
AM_{z2}	1,00	0,50	2,00	1,90	1,50	0,70

и на современные средства проведения модельных и натурных испытаний [1, 10, 12].

Важными остаются вопросы учета реальной структуры поля скоростей в диске гребного винта, учета влияния качки и движения судна по криволинейной траектории, учета особенностей гидродинамики двухвинтовых судов, судов с нетрадиционными формами обводов корпуса и новыми типами движителей. Особому рассмотрению подлежат также режимы работы при торможении и реверсе.

ВЫВОДЫ

1. На начальных стадиях проектирования, а также в процессе модернизации судов, когда отсутствует необходимая информация по корпусу и винту, при назначении расчетных нагрузок на валопровод

следует использовать рекомендации, приведенные в табл. 7.

2. Выполненный численный анализ показал, что геометрия лопасти винта и форма обводов кормы существенно влияют на величины всех компонент главного вектора и главного момента гидродинамических нагрузок. Поэтому при наличии всей необходимой информации по винту и корпусу необходимо применять «Схему А», а при отсутствии теоретического чертежа винта – «Схему Б».

3. Полученные результаты открыты для критики и дальнейших уточнений на основании экспериментальных исследований и анализа с применением современных численных методов. В первую очередь это касается влияния работы гребного винта на поле скоростей набегающего потока.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Егоров, Г. В. Опыт использования CFD-моделирования при проектировании пропульсивного комплекса судна [Текст] / Г. В. Егоров, Б. Н. Станков, А. В. Печенюк // 36. наук. праць НУК. — 2008. — № 2 (413). — С. 3–11.
- [2] ОСТ 5. 4268–78. Винты гребные. Методика расчета гидродинамических усилий на гребных винтах, работающих в неравномерном потоке за корпусом судна [Текст]. — Дейст. с 01.07.1979. — М.: Изд-во стандартов, 1978. — 159 с.
- [3] Проектирование обводов и движителей морских транспортных судов [Текст] / В. К. Турбал [и др.]. — Л.: Судостроение, 1983. — 302 с.

- [4] Разработка полуэмпирической методики определения гидродинамических изгибающих моментов, действующих на валопроводы одновальных судов с традиционной формой кормовой оконечности [Текст] : технический отчет / ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова. — М., 1973. — Вып. 16077. — 126 с.
- [5] Справочник по теории корабля [Текст] / Я. И. Войткунский [и др.]. — Л. : Судпромгиз, 1973. — 511 с.
- [6] Справочник по теории корабля [Текст] : в 3 т. / под ред. Я. И. Войткунского. — Л. : Судостроение, 1985. — Т. 1. — 768 с.
- [7] **Шпаков, В. С.** Физические особенности и закономерности, определяющие кинематические характеристики потока в диске гребного винта [Текст] / В. С. Шпаков // Проблемы прикладной гидродинамики судна : сб. / под ред. И. А. Титова. — Л. : Судостроение, 1975. — С. 248–273.
- [8] **Batrak, Y.** New CAE Package For Propulsion Train Calculation RINA [Text] / Y. Batrak // Papers of International Conference on Computer Application in Shipbuilding. — Shanghai, 2009. — Nr II. — P.187–192.
- [9] **Carlton, J. S.** Marine Propellers and Propulsion [Text] / J. S. Carlton. — 2nd edition. — Butterworth–Heinemann, Jordan Hill, Oxford, USA, 2007. — 525 p.
- [10] CFD prediction of unsteady forces on marine propellers [Text] // Ocean Engineering. — 2011. — 38 p.
- [11] Det Norske Veritas Rules for Ships. High Speed, Light Crafts and Naval Surface Craft [Text]. — 2011. — Pt. 4, Ch 4 Sec. — 33 p.
- [12] **Koronowicz, T.** Computer System for the Complete Design of Ship Propeller [Text] / T. Koronowicz, J. Szantur, P. A. Chaja // Polish Maritime Research. — 2007. — Vol. 14, nr 1.
- [13] **Wereldsma, R.** Propeller Excited Shaft and Hull Vibrations of Single Screw Ships / R. Wereldsma // International Shipbuilding Progress. — 1964. — 11 (124). — P. 547–553.

© Ю. А. Батрак, В. П. Шестопад

Надійшла до редколегії 18.04.2012

Статтю рекомендує до друку член редколегії Вісника НУК
д-р техн. наук, проф. *В. О. Некрасов*

Статтю розміщено у Віснику НУК № 3, 2012