

DOI: 10.24937/2542-2324-2022-4-402-49-64  
УДК 629.5.035-581+629.5.017.3

К.Е. Сазонов<sup>1, 2</sup> , Г.И. Каневский<sup>1</sup> , А.М. Клубничкин<sup>1</sup>, А.А. Добродеев<sup>1, 2</sup> 

<sup>1</sup> ФГУП «Крыловский государственный научный центр», Санкт-Петербург, Россия

<sup>2</sup> ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный морской технический университет», Санкт-Петербург, Россия

## АКТУАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ИЗУЧЕНИЯ РЕВЕРСА ДВИЖИТЕЛЕЙ

**Объект и цель научной работы.** Объектом исследования является процесс реверса движителей судна. Цель – рассмотрение ряда актуальных вопросов, относящихся к этому процессу: уточнение методов расчета выбега судна при реверсе; уточнение условий, для которых необходимо выполнять проверку прочности гребных винтов при реверсе; определение параметров работы и алгоритмов систем автоматического управления энергетическими установками при реверсе.

**Материалы и методы.** Материалом для разработки служат данные модельных квазиреверсивных экспериментов, а также ранее опубликованные работы, посвященные изучению движения судна и работе его движительно-го комплекса при выполнении реверса.

**Основные результаты.** Для уточнения расчетов выбега предложено использовать альтернативную (швартовную) систему коэффициентов взаимодействия движителя с корпусом судна при реверсе. Предложено проводить проверку прочности гребных винтов при реверсе не только для режима с максимальной гидродинамической нагрузкой, но и для момента изменения направления вращения движителя, т.к. в этот момент могут возникнуть значительные инерционные нагрузки. Показано, что применение модельного эксперимента для определения параметров работы и алгоритмов систем автоматического управления энергетическими установками неэффективно по причине практической невозможности моделирования валолинии. Данные характеристики могут быть определены расчетным путем, однако для этого необходимо уточнить расчетные зависимости для нахождения моментов трения валолинии.

**Закключение.** В работе указаны актуальные на современном этапе задачи теории реверса движителей судна. Предложены возможные подходы к их решению.

**Ключевые слова:** реверс, движитель, гребной винт, коэффициенты взаимодействия, прочность, сила инерции, модельный эксперимент.

*Авторы заявляют об отсутствии возможных конфликтов интересов.*

DOI: 10.24937/2542-2324-2022-4-402-49-64  
UDC 629.5.035-581+629.5.017.3

К.Е. Sazonov<sup>1, 2</sup> , G.I. Kanevsky<sup>1</sup> , A.M. Klubnichkin<sup>1</sup>, A.A. Dobrodeev<sup>1, 2</sup> 

<sup>1</sup> Krylov State Research Centre, St. Petersburg, Russia

<sup>2</sup> St. Petersburg State Marine Technical University, St. Petersburg, Russia

## RELEVANT CHALLENGES IN CRASH-STOP STUDIES

**Object and purpose of research.** This paper discusses crash-stop of ship propellers. The purpose of the study was to investigate a number of relevant challenges in this process, i.e. to refine the methods of crash-stop distance calculation, to update the scenarios for which crash-stop strength of propeller blades has to be verified, as well as to determine operational parameters and algorithms for automatic control systems of electric power plants in crash-stop conditions.

**Materials and methods.** The study was based on the results of quasi-crash-stop model tests, as well as on previous publications about crash-stop maneuvers of ships and operations of their propulsion systems in these conditions.

**Main results.** To obtain more accurate crash-stop distance estimates, it was suggested to use an alternative, bollard-pull system of propeller-hull interaction coefficients for crash-stop conditions. It was also suggested to perform crash-stop strength

*Для цитирования:* Сазонов К.Е., Каневский Г.И., Клубничкин А.М., Добродеев А.А. Актуальные вопросы изучения реверса движителей. Труды Крыловского государственного научного центра. 2022; 4(402): 49–64.

*For citations:* Sazonov K.E., Kanevsky G.I., Klubnichkin A.M., Dobrodeev A.A. Relevant challenges in crash-stop studies. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2022; 4(402): 49–64 (in Russian).

check of propellers not only for the scenarios with maximum hydrodynamic load, but also for the moment of propeller rotation direction reversal because it might be accompanied by considerable inertial loads. It is shown that model testing is not helpful in determination of operational parameters and automatic control system algorithms for electric power plants because shaft lines cannot be simulated correctly. These parameters can be obtained through calculations, but this will require more refined expressions for shaft line friction moments.

**Conclusion.** The actual problems of ship reverse propulsion theory is presented in the paper. The possible approaches to their solution are proposed.

**Keywords:** crash-stop, propulsor, propeller, interaction coefficient, strength, inertia, model test.

*The authors declare no conflicts of interest.*

## Введение

### Introduction

Реверс – это процесс изменения направления движения судна, который обеспечивается изменением направления упора движительного комплекса на противоположное. Как следует из приведенного определения, реверс обеспечивает смену направления движения судна, таким образом, его можно рассматривать как процесс, обеспечивающий выполнение судном эксплуатационных функций.

Так, наиболее часто реверс используется различными вспомогательными судами, а также ледоколами и судами ледового плавания при движении во льдах. Для любого судна операция экстренного реверса является основой безопасности. По указанным причинам изучение процесса реверса является актуальной задачей теории корабля.

Основные положения теории реверса, а также методы его экспериментального исследования были разработаны во второй половине XX в. Наиболее полное изложение полученных результатов содержится в классической монографии А.М. Басина и И.Я. Миниовича [1]. В большинстве последующих обобщающих публикаций [2, 3] и др. в основном пересказываются результаты работы [1].

В указанных публикациях основное внимание уделено разработке методики расчета параметров движения судна при реверсе, основанной на решении системы дифференциальных уравнений движения судна и вращения движителей. Для решения этой системы уравнений вводился целый ряд довольно сильных допущений, связанных, главным образом, с малой изученностью гидродинамики движителя, работающего за корпусом в этих сложных условиях. Во многом эти допущения используются и сейчас. Дальнейшее развитие этого направления теории реверса связано с распространением методики расчета на иные условия, например, для судов, оборудованных несколькими различными типами движителей [4, 5], или на ледовые условия [6, 7].

Другим постоянно развивающимся направлением исследований стало изучение прочности лопастей гребных винтов (ГВ) при реверсе. Появление ГВ с новой геометрией [8] вызвало необходимость использования более точных методов расчета прочности [9], чем применявшаяся ранее балочная теория, например МКЭ [10]. Однако основные трудности расчета прочности заключаются в определении гидродинамической нагрузки на лопасть при реверсе [11].

Из вышеописанного следует, что в той или иной степени процесс реверса постоянно находится в сфере научных интересов исследователей. В каждый новый период развития судостроения возникает необходимость пересмотра и уточнения известных методик применительно к судам и движителям новых типов. По мнению авторов данной работы, в настоящее время назрела необходимость уточнения методов исследования и расчета реверса.

## Актуальные вопросы исследования реверса

### Relevant challenges in crash-stop studies

Прежде чем сформулировать актуальные, по мнению авторов, вопросы исследования реверса, следует классифицировать процессы, относящиеся к реверсу движителей. В данный момент к реверсу относят следующие процессы, которые имеют существенные различия в гидродинамических условиях обтекания движителей, а также в алгоритмах осуществления.

*Реверс винтов фиксированного шага (ВФШ), не обладающих возможностью изменения своего положения в пространстве.* Это классический вариант реверса, который осуществляется изменением направления вращения гребного вала. Такой процесс обычно состоит из нескольких этапов. Первый – от подачи команды на реверсирование до отключения энергетической установки. Второй – от отключения двигателей до остановки гребного винта. Третий – от подключения двигателей и начала вращения движи-

теля в обратную сторону до остановки судна. Четвертый – движение судна кормой вперед.

*Реверс винтов регулируемого шага (ВРШ), также не обладающих возможностью изменения своего положения в пространстве.* В этом случае реверс выполняется путем изменения шага винта, которое обычно осуществляется при снижении частоты вращения вала без изменения направления вращения.

*Реверс винторулевой колонки (ВРК), оборудованной ВФШ.* ВРК реверсируют путем их поворота на 180° без изменения направления вращения винта.

*Реверс ВРК, оборудованной ВРШ.* Такой движитель может быть отнесен к разряду экзотических, однако он иногда используется, например, на буксирах типа «Рюрик» [12]. Судоводители высоко оценивают маневренные качества этих буксиров, которые существенно расширяют возможности выполнения сложных технологических операций в порту в любых условиях (включая ледовые). Для такого движителя существует как минимум две стратегии выполнения реверса, указанные во втором и третьем вариантах процессов.

Теперь можно сформулировать основные вопросы, стоящие перед исследователями реверса. Необходимо отметить, что большинство из них не являются новыми. Актуальность их современного рассмотрения основывается на постоянно изменяющихся требованиях к безопасности мореплавания, а также в изменениях габаритов, энерговооруженности и состава движительно-рулевых комплексов судов.

1. Как и раньше, серьезной остается проблема расчета движения судна при реверсе. Наблюдающаяся тенденция к увеличению размеров судов вызывает необходимость создания более точных методик определения их выбега при реверсе на чистой воде. Кроме этого, оснащение таких судов ВРК ставит вопрос о разработке новых тактических приемов экстренного торможения судна в опасных ситуациях. Например, может быть рассмотрен маневр перехода судна от прямолинейного движения к экстремному развороту на месте при переключке ВРК примерно на 90°. Вероятно, что для судов, оборудованных ВРК, могут существовать оптимальные алгоритмы экстренного торможения, включающие поворот колонок на углы 90° и 180°. Отметим, что при движении судов в ледовых условиях в канале за ледоколом альтернативные алгоритмы для избегания навала судов успешно применяются (выход судна из ледяного канала) [13]. В любом случае одним из важных направлений исследований для решения этого вопроса является уточнение методов определения гид-

родинамических характеристик движителей и особенностей их взаимодействия с корпусом судна.

2. Важной задачей остается и обеспечение прочности гребных винтов при реверсе. Это связано со все большим внедрением в практику судостроения ГВ, имеющих сложную геометрию, в частности большую саблевидность. Иногда при экстренном реверсе такие движители получают повреждения. По мнению авторов, в современных расчетах прочности недостаточно учитывается влияние инерционных сил. Кроме этого требуется уточнение величины и распределения гидродинамической нагрузки на лопасть, особенно когда вращение гребного винта меняет направление.

3. Еще один вопрос, который обычно явно не формулируется, касается надежного определения на стадии проектирования судна наиболее быстрого и безопасного алгоритма выполнения реверса. Под безопасностью здесь понимается определение такой последовательности действий, при которой не возникает риска повреждения движителей и/или энергетического оборудования судна. Очевидно, что решение этого вопроса зависит от типа энергетической установки, особенностей валолинии и, возможно, системы автоматического управления энергетической установкой. Близкие по смыслу проблемы рассмотрены в работе [14] применительно к системам электродвижения судов во льдах.

В работе подробно рассматриваются некоторые подходы к решению наиболее актуальных, по мнению авторов, вопросов, а также полученные результаты. Подчеркнем, что изложенное далее следует рассматривать не как окончательное решение имеющихся проблем, а лишь как возможные направления их урегулирования.

## **Возможность уточнения расчета выбега судна при реверсе**

Possibility of crash-stop distance calculation refinement

Расчет выбега судна при реверсе осуществляется путем численного интегрирования системы дифференциальных уравнений, которые описаны в работах [1–3] и др.

$$\begin{aligned} M \frac{dV}{dt} &= T_E - R_w; \\ J_D \frac{dn}{dt} &= Q_M - Q_F - Q_H, \end{aligned} \quad (1)$$

где  $M$  – масса судна с учетом присоединенных масс жидкости;  $V$  – скорость судна;  $T_E$  – тяга движитель-

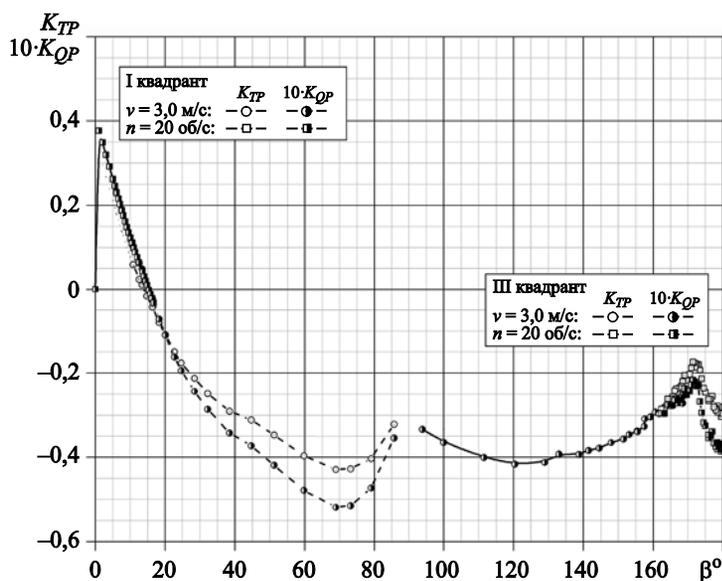
ного комплекса;  $R_w$  – сопротивление воды движению судна;  $n$  – частота вращения гребного винта;  $J_D$  – момент инерции вращающихся масс, равный сумме всех приведенных к оси вала моментов инерции вращающихся масс и момента инерции ГВ с учетом присоединенной массы;  $Q_M$  – момент, развиваемый двигателем;  $Q_T$  – момент трения в валопроводной линии;  $Q_H$  – момент, возникающий на ГВ.

В качестве исходной информации при проведении таких расчетов используются результаты квазиреверсивных испытаний движителей в гидродинамическом бассейне, где получают характеристики изолированного гребного винта в I, III и IV квадрантах. Известно, что обычное представление коэффициентов упора  $K_T$  и момента  $K_Q$  от поступи  $J = V/(nD)$  ( $D$  – диаметр движителя) не дает возможности описания всего процесса реверса, т.к. поступь становится бесконечной при обращении частоты вращения гребного винта в ноль. Поэтому для удобства проведения расчетов часто используют зависимости обобщенные зависимости  $K_{TP} = K_{TP}(\beta)$  и  $K_{QP} = K_{QP}(\beta)$ , где  $\beta = \arctg(J/\pi)$  (рис. 1):

$$K_{TPo} = \frac{T_o}{\rho [V_o^2 + (nD)^2] D^2} = \frac{K_{To}}{1 + J_o^2}, \quad (2)$$

$$K_{QPo} = \frac{Q_o}{\rho [V_o^2 + (nD)^2] D^3} = \frac{K_{Qo}}{1 + J_o^2}, \quad (3)$$

здесь  $\rho$  – плотность воды; индекс «о» означает, что приведенные характеристики относятся к испытаниям в свободной воде.



В настоящее время технология проведения квазиреверсивных испытаний изолированного гребного винта в свободной воде хорошо отработана. Получаемые с ее помощью гидродинамические характеристики движителей вполне достаточны для выполнения расчетов. По нашему мнению, основная погрешность при расчете выбега судна при реверсе возникает из-за не совсем корректного задания коэффициентов взаимодействия движителя и корпуса судна при реверсе.

Обычно авторы обобщающих публикаций [1–3] отмечают, что взаимодействие ГВ и корпуса судна при реверсе недостаточно изучено, поэтому рекомендуют принимать попутный поток не зависящим от режима работы движителя, обращая внимание лишь на направление движения судна, т.е. коэффициент попутного потока принимается таким же, как при установившемся переднем или заднем ходу. Засасывание предлагается считать зависящим от знака упора движителя: при положительном упоре коэффициент засасывания полагают равным коэффициенту при установившемся переднем ходу  $t_0$ , а при отрицательном упоре – равным нулю.

Это довольно сильные допущения, которые вносят в расчеты существенные погрешности. Так, совершенно нельзя согласиться с рекомендацией принимать коэффициент засасывания равным нулю на третьем и четвертом этапах процесса реверса. На указанных этапах гребной винт отбрасывает струю на корпус судна, создавая значительную силу сопротивления движению. В оправдание такого подхода к заданию коэффициентов взаимодействия при реверсе можно указать лишь на отсутствие адек-

**Рис. 1.** Кривые изменения упора и момента при реверсе гребного винта ледокола в обобщенном виде в зависимости от угла натекания жидкости на элемент лопасти ГВ. I и III квадранты

**Fig. 1.** Generalized curves of crash-stop propeller thrust and torque as functions of flow incidence to propeller blade elements. Quadrants I and III

ватного математического аппарата для описания этих сложных процессов.

В работе [10] предлагается при отрицательных значениях упора движителя принимать коэффициент засасывания равным  $t \approx -0,8t_0$ . В работе [15] также допускается существование отрицательных значений указанного коэффициента. С такими рекомендациями нельзя согласиться из-за того, что, по мнению авторов, коэффициент засасывания по своей физической сущности не может быть меньше 1. Можно сказать, что соотношение  $(1 - t)$  является в своем роде КПД гребного винта, работающего за корпусом судна. Возможным опровержением этого утверждения может быть указание на то, что в соответствии с общепринятой физической трактовкой сила засасывания обусловлена снижением давления на обшивку кормовой оконечности судна, вызванного работой движителя.

Иными словами, сила засасывания является одной из составляющих сопротивления воды движению судна и только по принятой в теории ходкости судов договоренности относится к движителю. Поэтому формально эта сила может иметь направление своего действия, совпадающее с упором движителя, что должно приводить к отрицательному значению коэффициента засасывания.

Такие рассуждения содержат ошибку. Как показано в работе [1] для идеального движителя, ве-

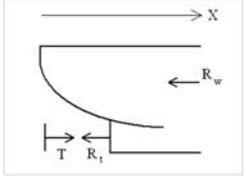
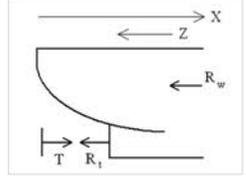
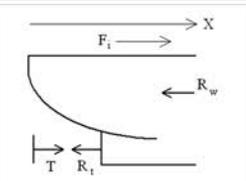
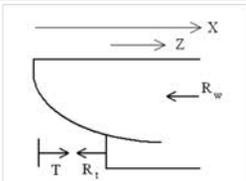
личина коэффициента засасывания зависит от двух параметров: коэффициента засасывания на швартовном режиме и коэффициента номинального потенциального попутного потока  $\varphi_p$ . В идеальной жидкости попутный поток в месте расположения гребного винта возникает из-за искривлений линий тока при обтекании корпуса. При поступе нулевого упора коэффициент засасывания равен  $\varphi_p$ . В этом случае благодаря парадоксу Даламбера – Эйлера силу засасывания невозможно представить как составляющую сопротивления корпуса.

Тем не менее, по мнению некоторых специалистов [10, 15], в процессе реверса коэффициент засасывания может принимать отрицательные значения. Поэтому представляется важным более подробно рассмотреть характер изменения силы засасывания и, соответственно, коэффициента засасывания при реверсе. В табл. 1 приведены характерные режимы движения судна при реверсе, а также его модели при проведении квазиреверсивных испытаний.

На этих режимах представлены графические изображения сил, действующих на корпус, и формулы для определения коэффициента засасывания. Для простоты рассуждений рассматривается одновальное судно с традиционной компоновкой движительно-рулевого комплекса, хотя они могут быть обобщены на любое количество движителей.

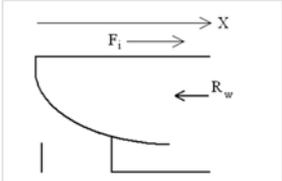
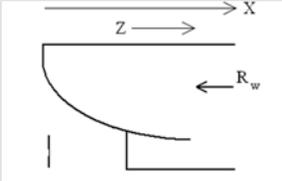
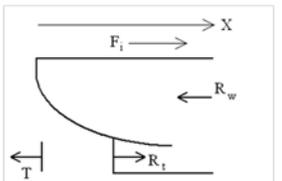
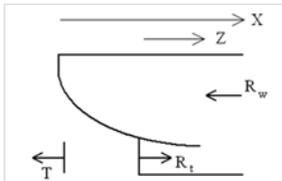
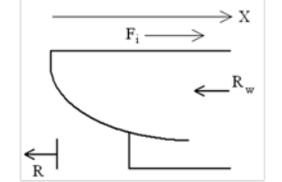
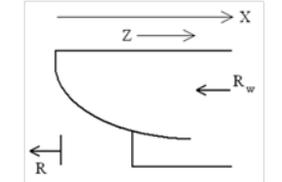
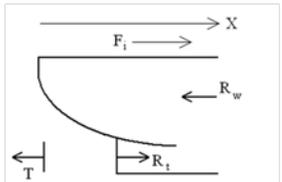
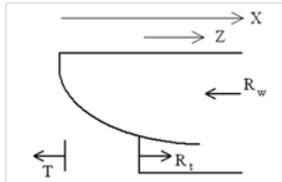
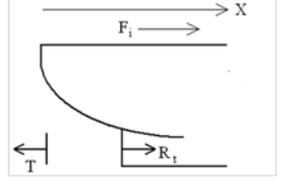
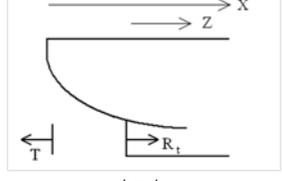
**Таблица 1.** Определение величины коэффициента засасывания на различных этапах реверса

**Table 1.** Determination of thrust deduction for different stages of crash-stop maneuver

№	Натурное судно	Модель
1	<p>Режим: <math>T &gt; 0; V &gt; 0; n &gt; 0; J &lt; J_{Vmax}; F_{in} = 0</math></p>  <p><math>t = \frac{R_i}{T} = 1 - \frac{T_E}{T}; T -  R_i  - R_w = 0; T_E = T -  R_i  = R_w</math></p>	<p>Режим: <math>T &gt; 0; V &gt; 0; n &gt; 0; J &lt; J_{Vmax}; Z &lt; 0</math></p>  <p><math>t = \frac{R_i}{T} = 1 - \frac{T_E}{T}; T -  Z  -  R_i  -  R_w  = 0; T_E = T -  R_i  =  R_w  +  Z </math></p>
	<p>Режим: <math>T &gt; 0; V &gt; 0; n &gt; 0; J_{T=0} &gt; J &gt; J_{Vmax}; F_{in} &gt; 0</math></p>  <p><math>t = \frac{R_i}{T} = 1 - \frac{T_E}{T}; T + F_i -  R_i  -  R_w  = 0; T_E = T -  R_i  =  R_w  - F_i</math></p>	<p>Режим: <math>T &gt; 0; V &gt; 0; n &gt; 0; J_{T=0} &gt; J &gt; J_{Vmax}; Z &gt; 0</math></p>  <p><math>t = \frac{R_i}{T} = 1 - \frac{T_E}{T}; T + Z -  R_i  -  R_w  = 0; T_E = T -  R_i  =  R_w  - Z</math></p>

**Таблица 1.** Продолжение

**Table 1.** Continuation

№	Натурное судно	Модель
3	Режим: $T = 0; V > 0; n > 0; J_{T=0} = J; F_{in} > 0$	Режим: $T = 0; V > 0; n > 0; J_{T=0} = J; Z = R_w$
	 $t = \varphi_p \approx 0; F_i -  R_w  = 0$	 $t = \varphi_p \approx 0; Z -  R_w  = 0$
4	Режим: $T < 0; V > 0; n > 0; J > J_{T=0}; F_{in} > 0$	Режим: $T < 0; V > 0; n > 0; J > J_{T=0}; Z > 0$
	 $t = \frac{R_t}{T} = 1 - \frac{T_E}{T}; - T  + F_i + R_t -  R_w  = 0; T_E = - T  + R_t =  R_w  - F_i$	 $t = \frac{R_t}{T} = 1 - \frac{T_E}{T}; - T  + Z + R_t -  R_w  = 0; T_E = - T  + R_t =  R_w  - Z$
5	Режим: $T < 0; V > 0; n = 0; J = \infty; F_{in} > 0$	Режим: $T < 0; V > 0; n = 0; J = \infty; Z > 0$
	 $t = 0; F_i -  R  -  R_w  = 0$	 $t = 0; Z -  R  -  R_w  = 0$
6	Режим: $T < 0; V > 0; n < 0; J < 0; F_{in} > 0$	Режим: $T < 0; V > 0; n < 0; J < 0; Z > 0$
	 $t = \frac{R_t}{T} = 1 - \frac{T_E}{T}; - T  + F_i + R_t -  R_w  = 0; T_E = - T  + R_t =  R_w  - F_i$	 $t = \frac{R_t}{T} = 1 - \frac{T_E}{T}; - T  + Z + R_t -  R_w  = 0; T_E = - T  + R_t =  R_w  - Z$
7	Режим: $T < 0; V = 0; n < 0; J = 0$	Режим: $T < 0; V = 0; n < 0; J = 0; Z > 0$
	 $t = t_B$ <p>При <math> J  \rightarrow 0</math> <math>F_i + R_t -  T  = 0</math>, если <math>V &gt; 0</math>, <math>F_i, R_t</math> – движущие силы, если <math>V &lt; 0</math>, <math>F_i, R_t</math> – тормозящие силы</p>	 $t = t_B$ $t = \frac{R_t}{T} = 1 - \frac{T_E}{T}; - T  + Z + R_t = 0; T_E = - T  + R_t = -Z$

В таблице  $R_w$  – сила сопротивления воды;  $R_t$  – сила засасывания;  $Z$  – сила, действующая на модель со стороны буксировочной тележки;  $F_i$  – сила инерции.

№ 1 в таблице соответствует случаю движения судна/модели в обычных условиях до достижения им поступи максимальной скорости хода и поэтому не нуждается в дополнительных комментариях.

№ 2 соответствует начальному этапу процесса реверса, когда гидродинамические характеристики движителя задаются в I квадранте. Особенностью этапа является то, что движущая судно сила является суммой силы инерции и тяги гребного винта. При модельных испытаниях сила  $Z$  изменяет знак и становится тянущей. Направление действия силы засасывания  $R_t$  остается прежним.

№ 3 соответствует поступи нулевого упора гребного винта. В этой точке сила инерции судна равна силе сопротивления воды. Формальное определение коэффициента засасывания здесь дает неопределенность типа 0/0. Выше отмечалось, что в соответствии с теорией идеального движителя коэффициент засасывания равен коэффициенту номинального потенциального попутного потока  $\varphi_p$ . Формально в этой точке силы засасывания на корпусе судна не существует, она реализуется в виде снижения эффективности работы движителя из-за искривлений линий тока набегающего потока. Определение коэффициента  $\varphi_p$  в эксперименте представляет собой трудоемкую задачу. Поэтому при выполнении расчетов процесса реверса, учитывая небольшую величину  $\varphi_p$ , целесообразно принимать в рассматриваемой точке коэффициент засасывания равным  $t = 0$ .

№ 4 соответствует режиму движения судна, когда гидродинамические характеристики движителя заданы в IV квадранте. Они характеризуются тем, что сначала упор, а затем и момент изменяют направление при прежнем направлении вращения движителя. Важно, что при переходе через поступь нулевого упора одновременно с упором меняет направление и сила засасывания. Это связано с тем, что вызванные работой ГВ скорости в пространстве перед ним изменяют знак на противоположный. Сила засасывания из тормозящей движение судна превращается в движущую силу.

№ 5 соответствует моменту остановки вращения движителя. При этом  $t = 0$ . Движение судна продолжается за счет действия инерционной силы, которой препятствуют сила сопротивления воды и сила сопротивления застопоренного движителя. В этой точке изменяется физический механизм образования силы засасывания. До нее он формиро-

вался за счет вызванных скоростей ГВ в пространстве перед ним (по отношению к направлению вращения). После этой точки сила засасывания на корпусе реализуется за счет скорости, отбрасываемой движителем струи. Направление действия силы засасывания при этом не изменяется.

№ 6 соответствует режиму движения судна, когда гидродинамические характеристики движителя находятся в III квадранте (отрицательная поступь). Судно еще продолжает двигаться вперед под действием силы инерции и силы засасывания.

№ 7 соответствует моменту остановки судна. При этом движитель работает в швартовном режиме заднего хода. В этой точке наблюдается разрыв функции продольных ускорений судна и, соответственно, силы инерции. Из движущей силы она превращается в тормозящую. Та же метаморфоза происходит и с силой засасывания, которая также становится тормозящей. При этом направление действия, как силы инерции, так и силы засасывания, не изменяется.

Анализ, выполненный на основании данных табл. 1, показывает, что во всех случаях при проведении экспериментальных исследований значение коэффициента засасывания может быть определено по традиционной методике. Исключение составляют точки, соответствующие поступи нулевого упора и моменту прекращения вращения ГВ. Как показано в таблице, в указанных случаях коэффициент засасывания может быть принят равным  $t = 0$ .

В работе [15] описана попытка определения традиционных коэффициентов взаимодействия на основании данных квазиреверсивных испытаний движителя в свободной воде и за корпусом модели. Отметим, что квазиреверсивные испытания движителей за корпусом модели проводятся крайне редко, поэтому авторы использовали для анализа результаты испытаний, изложенные в [1]. Для определения коэффициентов взаимодействия предлагается использовать гидродинамические характеристики движителя в форме выражений (2) и (3), применяя к ним традиционную методику обработки [16]. На наш взгляд, применение данной методики сопряжено с рядом существенных затруднений, таких как некорректное определение коэффициента тяги при вычислении коэффициента засасывания и неоднозначность вычисления коэффициента попутного потока.

Сейчас проблема корректного учета взаимодействия движителя с корпусом при реверсе может быть относительно просто решена с использованием новой (швартовой) системы коэффициентов

взаимодействия движителя с корпусом судна, которая описана в монографии [17]. Швартовная система коэффициентов взаимодействия, как и классическая, содержит три коэффициента. При этом коэффициент засасывания  $t$  остается неизменным. Вместо коэффициента попутного потока  $w_T$  и коэффициента влияния неравномерности потока на момент движителя  $i_Q$  вводятся два других, которые определяются следующим образом:

- коэффициент влияния корпуса на упор

$$i_{TB} = \frac{K_T(J)}{K_{T0}(J)}, \quad (4)$$

- коэффициент влияния корпуса на момент

$$i_{QB} = \frac{K_Q(J)}{K_{Q0}(J)}. \quad (5)$$

Использование швартовной системы коэффициентов взаимодействия предполагает обязательное проведение квазиреверсивных испытаний движителя за корпусом модели. Методика их определения по данным таких испытаний также описана в [17].

При анализе реверса коэффициенты  $i_{TB}$  и  $i_{QB}$  определяются с помощью обобщенных гидродинамических характеристик движителя в форме выражений (2) и (3):

$$i_{TB} = \frac{K_{TP}(\beta)}{K_{TP0}(\beta)}, \quad i_{QB} = \frac{K_{QP}(\beta)}{K_{QP0}(\beta)}. \quad (6)$$

При использовании швартовной системы коэффициентов взаимодействия движителя с корпусом судна при реверсе расчет выбега осуществляется по-прежнему путем интегрирования уравнений движения судна и вращения вала. Исходными данными для такого расчета являются экспериментально полученные зависимости сопротивления воды движению в функции от скорости  $R_w = f(V)$ , а также зависимости гидродинамических характеристик движителя на свободной воде и за корпусом  $K_{TP} = f(\beta)$ ;  $K_{TP0} = f(\beta)$ ;  $K_{QP} = f(\beta)$ ;  $K_{QP0} = f(\beta)$  при квазиреверсивных испытаниях. Значения коэффициентов взаимодействия швартовной схемы можно не задавать отдельно, а вычислять на каждом шаге расчета.

Таким образом, можно сделать вывод, что для повышения точности прогноза выбега судна при реверсе необходимо к традиционно проводимым квазиреверсивным испытаниям движителя в свободной воде добавить проведение аналогичных испытаний за корпусом модели судна.

## Прочность движителей при реверсе

### Crash-stop propeller strength

В вопросах прочности движителей авторов статьи интересует вопрос о рассмотрении условий, которые могут привести к повреждению движителя при реверсе. Давно установлено влияние геометрии движителя на вероятность возникновения повреждений. Относительная частота повреждений саблевидных гребных винтов заметно выше, чем у винтов других типов, что связано с экстремальными гидродинамическими нагрузками, возникающими при их реверсе [9, 10]. Приведем несколько примеров.

При выполнении заводских испытаний на полном ходу судна лопасти ВРШ были быстро переложены на задний ход. В течение одной секунды все лопасти гребного винта были погнуты, а частота вращения гребных валов резко уменьшилась. В зависимости от углового положения лопастей ВРШ наблюдаемые деформации были разными.

При выполнении экстренного реверса на полном ходу из-за неправильной работы муфты, соединяющей гребной вал с ВФШ и редуктор, произошла поломка винта. Перед включением редуктора на задний ход муфту следовало разъединить, а ВФШ должен был вращаться в режиме авторотации. Из-за поломки муфты до переключения редуктора на задний ход ВФШ продолжал вращаться в направлении переднего хода. В течение 1 с после срабатывания муфты ВФШ начал вращаться на задний ход, а все лопасти ГВ были погнуты. В зависимости от углового положения лопастей ВФШ наблюдаемые деформации были разными.

Общим для всех рассмотренных аварийных ситуаций является чрезвычайно малое время, за которое происходит авария. Это указывает на то, что существенное влияние на процесс должны были оказывать инерционные силы и моменты. Ниже приводится оценка влияния сил инерции на напряженное состояние лопасти гребного винта при реверсе.

Рассмотрим отдельно дифференциальное уравнение вращения ГВ:

$$J_D \frac{dn}{dt} = Q_M - Q_F - Q_H. \quad (7)$$

Уравнение (7) позволяет оценить величину инерционного момента, возникающего в самом начале третьего этапа реверса гребного винта. Ве-

личина этого инерционного момента существенным образом зависит от типа энергетической установки судна и конструкции его валолинии.

По-видимому, наибольшая величина инерционного момента достигается для энергетических установок (ЭУ), для которых невозможно изменение направления вращения, например, для турбин. Для таких ЭУ валолиния обязательно содержит редуктор, дающий возможность изменения направления вращения валолинии, и разъединительную муфту.

Реверс такой системы обычно осуществляется по следующему алгоритму. На первом этапе происходит снижение частоты вращения турбины до минимальной частоты  $\hat{n}$ , еще обеспечивающей ее устойчивую работу. На втором этапе с помощью разъединительной муфты ЭУ отсоединяется от гребного винта и связанного с ним участка валолинии. Начинается активное торможение ГВ, который спустя время переходит в режим авторотации. Обратим внимание, что на этом режиме гидродинамический момент на винте способствует увеличению частоты его вращения. Уравнение вращения ГВ на режиме авторотации может быть записано следующим образом:

$$J_D \frac{dn}{dt} = -Q_T + Q_H. \quad (8)$$

Все изменения во времени в данной системе зависят только от характера снижения скорости движения судна. Кроме этого влияние оказывает величина момента трения  $Q_T$ . Среди специалистов существует два подхода к заданию момента трения. При первом подходе его величина считается постоянной и вычисляется как сумма моментов трения во всех опорных подшипниках валолинии. При втором подходе предлагается учитывать экспериментально определенную зависимость этого момента от частоты вращения вала. При дальнейших рассуждениях будем считать, что величина момента трения постоянна.

После перехода гребного винта в режим авторотации валолиния выдерживается в таком состоянии некоторое время  $\hat{t}$ , которое должно обеспечить прекращение вращения гребного винта. Как правило, это время определяется экспериментально на построенном судне при фиксации момента полной остановки валопровода. И только после этого осуществляют переключение редуктора на задний ход и с помощью муфты соединяют гребной винт с двигателем.

Рассмотрим, как протекает начало третьего этапа реверса в различных ситуациях.

1. Разъединительная муфта работает в штатном режиме. В начальный момент времени винт не имеет вращения. Тогда угловое ускорение будет:

$$\varepsilon_0 = \left. \frac{dn}{dt} \right|_{t=0} = \frac{-Q_M|_{n=\hat{n}}}{J_D}. \quad (9)$$

При остановке гребного винта  $Q_H|_{n=0} - Q_T \approx 0$ , что учтено в выражении (9).

В момент включения муфты происходит мгновенная перестройка диаграммы скоростей жидкости, обтекающей элемент лопасти при реверсе, как это следует из приведенных в работах [1–3] картин обтекания элемента лопасти ГВ при реверсе. На самом деле указанная перестройка происходит не мгновенно, а за небольшой промежуток времени, который обусловлен, прежде всего, скручиванием гребного вала. Поэтому такое развитие процесса реверса обязательно приводит к возникновению значительных крутильных колебаний в валопроводе [18].

2. Разъединительная муфта работает в нештатном режиме. В начальный момент времени винт имеет вращение с частотой. Тогда угловое ускорение будет:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\hat{n}} &= \left. \frac{dn}{dt} \right|_{t=0} = \frac{-Q_M|_{n=\hat{n}} - Q_H|_{n=\hat{n}} - Q_T}{J_D} \approx \\ &\approx \frac{-2Q_H|_{n=\hat{n}}}{J_D}. \end{aligned} \quad (10)$$

При записи выражения (10) учтено, что при частоте вращения  $\hat{n}$  гребной винт имеет характеристики, относящиеся к I квадранту. Приближенная часть выражения (10) записана в предположении, что при частоте вращения  $\hat{n}$  момент трения достаточно мал и им можно в первом приближении пренебречь. Тогда в течение времени  $\hat{t}$  должен наблюдаться режим вращения ГВ, близкий к стационарному, поэтому  $Q_M|_{n=\hat{n}} \approx Q_H|_{n=\hat{n}}$ .

Очевидно, что определенные угловые ускорения для первого и второго случаев существенно различаются, примерно в 2 раза.

Таким образом, можно констатировать, что в начальный момент времени в каждом сечении лопасти действует тангенсальная инерционная

сила, величина которой для каждого сечения лопасти равна:

$$dF = -\rho S(r)\epsilon r dr, \quad (11)$$

где  $\rho$  – плотность материала, из которого изготовлена лопасть;  $S(r)$  – площадь профиля лопасти на заданном радиусе  $r$ .

При расчетах прочности лопастей к нагрузке от инерционных сил должна быть прибавлена гидродинамическая нагрузка, которая определяется по методике [10]. Из приведенного рассмотрения можно сделать вывод о том, что прочность лопастей при реверсе для валолиний, содержащих разьединительную муфту, должна определяться не только как это предложено в методике [10], при максимальном значении гидродинамической нагрузки, действующей на лопасть, но и для момента изменения направления вращения гребного винта, т.е. при действии максимальных инерционных сил. Идеальным представляется проводить проверку прочности ГВ при реверсе, рассматривая процесс реверса в динамической постановке с учетом нестационарности гидродинамических процессов и нестационарности расчетов прочности.

Применение модельного эксперимента для определения параметров квазистационарных характеристик процесса не отражает всей сложности происходящих явлений в части расчетов прочности. Это обстоятельство требует разработки новых методик проведения модельного эксперимента по изучению процесса реверса, в котором частота вращения модели гребного винта изменялась бы по заданному закону.

## **Определение интервала времени, необходимого для полной остановки движителя**

Calculation of time needed to bring the propeller to complete halt

Как указано выше, ранее этот вопрос в явном виде не возникал. Актуальность его постановки связана с необходимостью разработок современных систем автоматического управления энергетической установкой. В идеале при выполнении экстренного реверса система автоматического управления должна обеспечить такие условия выполнения этой операции, при которых не возникает повреждений лопастей ГВ, элементов валолинии и энергетического оборудования.

Необходимое условие безопасного осуществления реверса движителя сформулировано еще в ран-

них работах [1–3]. Оно заключается в том, что обратное вращение движителя должно начинаться только после его полной остановки. Однако практика показывает, что это очевидное условие далеко не всегда выполняется. Так, на стадии проектирования системы управления электродвижением универсального атомного ледокола проекта 22220 в рамках компьютерного моделирования рассматривался процесс реверса, характеризующийся ступенчатыми изменениями электромагнитного момента [19, 20]. При этом частота вращения, как это следует из приведенных в указанный работы графиков, изменялась в течение короткого времени: от 50 об/мин до –50 об/мин.

На графиках представлено плавное изменение частоты вращения, что, скорее всего, невозможно при ступенчатом изменении электромагнитного момента главного электродвигателя. В рассматриваемом примере электромагнитный момент мгновенно изменялся от уровня, соответствующего поддержанию частоты вращения движителя 50 об/мин, до, по-видимому, нуля, а затем начинал довольно быстро возрастать, изменив направление. Как следует из материалов, представленных в предыдущем параграфе, ступенчатое изменение момента приводит к возникновению значительных инерционных сил и моментов на гребном винте, которые могут привести к повреждению ГВ и/или энергетического оборудования, что наблюдалось в процессе пуска-наладочных и сдаточных испытаний головного ледокола проекта 22220.

Анализ сложившейся ситуации позволил специалистам сделать вывод о том, что система управления гребными электроприводами должна осуществлять реверс движителей в течение некоторого времени. За этот период должно произойти по возможности плавное прекращение вращения гребного винта. Кроме этого увеличение частоты вращения движителя в противоположную сторону должно происходить так же плавно. Очевидно, что при выполнении экстренного реверса необходимо минимизировать временные затраты на его выполнение. Поэтому возникает задача определения минимального времени выполнения процесса реверса, при котором обеспечивается безопасность гребных винтов и энергетического оборудования.

Для решения данной задачи применительно к ледоколу проекта 22220 была предпринята попытка использования модельного эксперимента, в ходе которого осуществляется реверсирование гребных винтов модели ледокола при различных

скоростях движения. Реверсирование производится в течение заданного промежутка времени. По результатам экспериментов выполняется сравнительный анализ измеренных значений упора и момента на ГВ в зависимости от времени реверсирования и скорости движения.

Целью экспериментов являлось определение времени реверсирования и скорости движения, при которых гребные винты испытывают наименьшие гидродинамические нагрузки, т.к. предполагалось, что в этом случае нагрузки на систему управления электроприводом ледокола будут минимальными. При проведении эксперимента было принято, что скорость поступательного движения ледокола остается неизменной и равной скорости ледокола до поступления команды о реверсировании, поэтому каждый из экспериментов выполнен при скорости движения модели ледокола  $v = \text{const}$ . Скорости движения ледокола от 4,0 до 14,0 уз с шагом 2 уз. Выполненная программа модельных испытаний представлена в табл. 2.



**Рис. 2.** Буксировочные испытания модели. Реверсирование гребных винтов. Передний ход

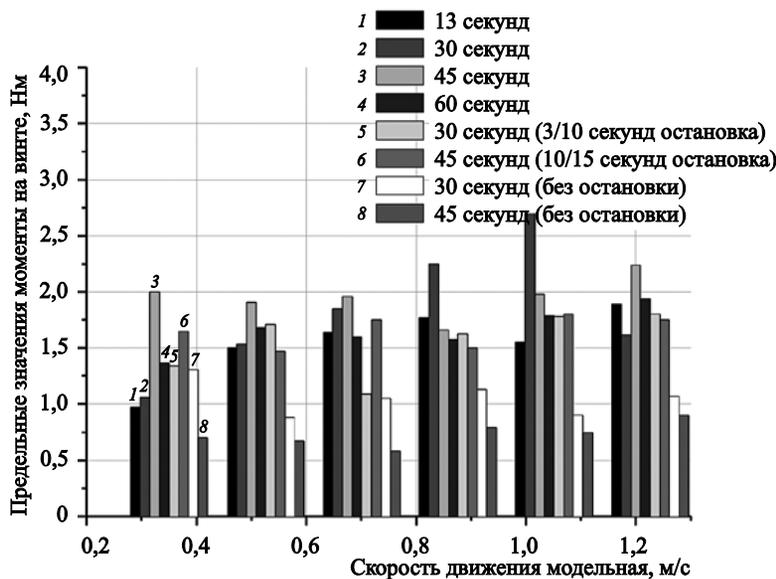
**Fig. 2.** Towing tests of the model. Propeller reversal. Ahead running

На рис. 2 показан характерный эпизод исследований реверсирования гребных винтов модели ледокола проекта 22220 на режиме движения передним ходом.

**Таблица 2.** Программа экспериментальных исследований реверса

**Table 2.** Program of crash-stop tests

1	Остановка 3 гребных винтов $t_n = 3$ с ( $t_m = 0,5$ с) Запуск 3 гребных винтов на полную мощность $t_n = 10$ с ( $t_m = 1,7$ с) Суммарное время 13 с
2	Остановка 3 гребных винтов $t_n = 10$ с ( $t_m = 1,7$ с) Запуск 3 гребных винтов на полную мощность $t_n = 20$ с ( $t_m = 3,4$ с) Суммарное время 30 с
3	Остановка 3 гребных винтов $t_n = 15$ с ( $t_m = 2,6$ с) Запуск 3 гребных винтов на полную мощность $t_n = 30$ с ( $t_m = 5,1$ с) Суммарное время 45 с
4	Остановка 3 гребных винтов $t_n = 20$ с ( $t_m = 3,4$ с) Запуск 3 гребных винтов на полную мощность $t_n = 40$ с ( $t_m = 6,8$ с) Суммарное время 60 с
5	Одновременная остановка центрального $t_n = 3$ с ( $t_m = 0,5$ с) и бортовых гребных винтов $t_n = 10$ с ( $t_m = 1,7$ с) Запуск центрального гребного винта на полную мощность $t_n = 20$ с ( $t_m = 3,4$ с) Затем запуск бортовых гребных винтов на полную мощность $t_n = 20$ с ( $t_m = 3,4$ с) Суммарное время 30 с
6	Одновременная остановка центрального $t_n = 10$ с ( $t_m = 1,7$ с) и бортовых гребных винтов $t_n = 15$ с ( $t_m = 2,6$ с) Запуск центрального гребного винта на полную мощность $t_n = 30$ с ( $t_m = 5,1$ с) Затем запуск бортовых гребных винтов на полную мощность $t_n = 30$ с ( $t_m = 5,1$ с) Суммарное время 45 с
7	Остановка 3 гребных винтов $t_n = 10$ с ( $t_m = 1,7$ с) до мин. частоты вращения 2 об/с Запуск 3 гребных винтов на полную мощность $t_n = 20$ с ( $t_m = 3,4$ с) Суммарное время 30 с
8	Остановка 3 гребных винтов $t_n = 15$ с ( $t_m = 2,6$ с) до мин. частоты вращения 2 об/с Запуск 3 гребных винтов на полную мощность $t_n = 30$ с ( $t_m = 5,1$ с) Суммарное время 45 с



**Рис. 3.** Столбчатая диаграмма распределения предельных нагрузок на гребной винт в ходе реверсирования

**Fig. 3.** Columnar diagram of limit load distribution on the propeller during crash-stop maneuver

По результатам модельных испытаний проведен анализ измерений упора и момента на гребных винтах с целью дальнейшего выбора сценариев, при которых пропульсивный комплекс ледокола испытывает наименьшие гидродинамические нагрузки. Начальная частота вращения ГВ на модели составила 12,5 об/с (~128 об/мин в натуральных условиях).

Результаты анализа измерений упора и момента на модели ледокола приведены на рис. 3. Они представляют собой столбчатую диаграмму, которая показывает распределение предельных моментов на гребном винте.

Анализ данных, приведенных на рис. 3, на первый взгляд, приводит к парадоксальным выводам. В эксперименте нагрузка по моменту оказалась наименьшей в случае, когда реверс осуществлялся до полной остановки гребного винта (опыты 7 и 8). Такой результат может быть объяснен несовершенством эксперимента, которое ставит под сомнение саму возможность экспериментального изучения указанных явлений. Дело в том, что валопиния, используемая для проведения модельных экспериментов, обладает значительным моментом трения (динамометр, редуктор и пр.). При этом существует значительная разница между статическим и динамическим моментами трения.

Возникновение повышенной нагрузки, зафиксированной в эксперименте, можно объяснить скачкообразным изменением момента трения при запуске электромотора. Для обеспечения вращения вала момент двигателя должен превысить статический момент трения валопровода, сразу же после

страгивания вала момент трения резко уменьшается, становясь динамическим.

Эта разница в значениях статического и динамического моментов трения валопровода приводит к резкому изменению частоты вращения движителя и, как следствие, к возникновению повышенной нагрузки (инерционной и гидродинамической). Если же статический момент трения существенно превышает динамический, как это, вероятно, наблюдалось в анализируемом эксперименте, то нагрузка на движитель может оказаться выше в случае начала вращения гребного винта из положения покоя, чем при относительно плавном изменении направления вращения без остановки движителя.

Таким образом, можно констатировать, что модельные исследования, направленные на нахождение оптимального алгоритма управления реверсом, скорее всего, не могут быть эффективными. При проведении таких экспериментов практически невозможно смоделировать динамические характеристики валопинии, прежде всего момент трения.

Альтернативой данному методу должен стать расчет параметров реверса на основании новых подходов, изложенных в статье. При этом необходимо понимать, что результаты расчетов всегда будут носить приближенный характер и определенное с их помощью время, необходимое для полной остановки движителя, будет ориентировочным. Это связано с тем, что сейчас практически отсутствуют методы точного расчета статиче-

ского и динамического моментов трения валопровода. Кроме этого при использовании в расчетах уравнений (1) возникают сложности с определением присоединенного момента инерции гребного винта, для которого существуют лишь приближенные формулы [21].

По-видимому, указанные расчеты могут быть выполнены с использованием современных методов компьютерной гидродинамики судна (CFD). Применение таких методов позволило бы обойти целый ряд трудностей, возникающих при выполнении традиционных расчетов на основании интегрирования уравнений (1). Например, вопрос о корректном определении присоединенных масс гребного винта при таком подходе к решению задачи не возникает. Однако авторам работы неизвестна ни одна публикация в этом направлении.

## Выводы

### Conclusion

В данной статье рассмотрен ряд актуальных, по мнению авторов, вопросов, связанных с исследованием процесса реверса движителей судов. В частности:

- уточнение методик расчета характеристик выбега судна при реверсе, что необходимо для повышения безопасности мореплавания;
- определение условий, при которых необходимо проводить расчетную проверку прочности ГВ при реверсе;
- определение на стадии проектирования параметров работы системы автоматического управления энергетической установкой и оптимального алгоритма управления.

Для уточнения методик расчета выбега судна при реверсе предлагается использовать вместо традиционной системы коэффициентов взаимодействия движителя с корпусом судна альтернативную (швартовную) систему, которая позволяет достаточно просто определять эти коэффициенты по экспериментальным данным. Необходимым условием перехода к методам расчета с использованием альтернативной системы коэффициентов взаимодействия является обязательное проведение квази-реверсивных испытаний движителей за корпусом модели судна.

В настоящее время в соответствии с методикой [10] расчет прочности гребных винтов при реверсе осуществляется для режима, который характеризуется действием максимальной гидродинамической

нагрузки. В данной работе показано, что в момент изменения направления вращения ГВ дополнительно к гидродинамическим могут возникать значительные инерционные нагрузки. При изменении направления вращения инерционные нагрузки возникают всегда, т.к. они обусловлены (даже в случае начала вращения гребного винта из положения покоя) различием в статическом и динамическом моментах трения в валопроводе. Поэтому расчет прочности ГВ должен осуществляться не только для режима с максимальной гидродинамической нагрузкой, но и для момента изменения направления их вращения.

Исследования, проведенные с моделью ледокола проекта 22220, показали, что экспериментальный подход к определению параметров, важных для проектирования автоматической системы управления энергетической установкой, сталкивается с рядом существенных трудностей, которые ставят под сомнение саму возможность таких исследований. Сложности в основном заключаются в практической невозможности моделирования основных свойств валопровода. В модельных условиях моменты трения существенно выше, чем в натуральных. Кроме этого крайне сложно реализовать различные законы управления вращением вала.

Расчет времени, необходимого для полной остановки вращения движителя, принципиально выполним при численном интегрировании уравнений (1). Уточнение этого расчета может быть выполнено с использованием швартовной системы коэффициентов взаимодействия. Основная трудность, препятствующая такому расчету, заключается в неопределенности задания момента трения валопровода, особенно при малых значениях частоты вращения вала.

В этом направлении необходимо выполнить дополнительные исследования для получения зависимостей, которые можно было бы использовать при проведении расчетов. Пока такие зависимости не установлены, выполняемые расчеты носят приближенный характер и позволяют получать лишь оценочные значения интересующих проектировщиков параметров.

## Список использованной литературы

1. *Басин А.М., Миниович И.Я.* Теория и расчет гребных винтов. Ленинград: Судпромгиз, 1963. 760 с.
2. *Русецкий А.А., Жученко М.М., Дубровин О.В.* Судовые движители. Ленинград: Судостроение, 1971. 287 с.

3. *Артюшков Л.С., Ачкинадзе А.Ш., Русецкий А.А.* Судовые движители. Ленинград : Судостроение, 1988. 296 с.
4. *Яковлев А.Ю., Васильев Ю.М.* Метод расчета экстренного торможения судна с помощью нескольких движителей различных типов // Труды Крыловского гос. науч. центра. 2015. Вып. 90(374). С. 27–38.
5. *Вишневский Л.И., Лук Д.Ч.* Сравнительная оценка создаваемого тормозного усилия винта изменяемого шага при реверсе судна // Труды Крыловского гос. науч. центра. 2020. Вып. 1(391). С. 76–84. DOI: 10.24937/2542-2324-2020-1-391-76-84.
6. *Добродеев А.А., Сазонов К.Е.* Определение безопасной дистанции проводки крупнотоннажных судов во льдах // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. 2019. № 54/55. С. 8–16.
7. *Goncharov V.K., Klementieva N.Y.* Problem statement on the vessel braking within ice channel // Transportation Safety and Environment. 2021. Vol. 3, № 1. P. 50–56. DOI: 10.1093/tse/tdaa032.
8. *Пустошный А.В.* Проблемы ходкости транспортных судов. Санкт-Петербург : Крыловский гос. науч. центр, 2016. 142 с.
9. *Вишневский Л.И., Лук Д.Ч.* Особенности напряженного состояния гребных винтов сложной геометрии на реверсивных режимах работы // Труды Крыловского гос. науч. центра. 2019. Вып. 3(389). С. 57–62. DOI: 10.24937/2542-2324-2019-3-389-57-62.
10. *Бискуп Б.А., Бушковский В.А.* Оценка прочности гребных винтов с откидкой контура лопасти на режимах реверса // Труды ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова. 1998. Вып. 8(292), С. 60–67.
11. Гидродинамические аспекты расчета прочности лопастей гребных винтов комплексных движителей / *А.В. Пустошный, В.А. Бушковский, А.Ю. Яковлев, А.А. Коваль, И.Г. Фролова* // Труды ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова. 2010. Вып. 53(337). С. 123–130.
12. *Денисов В.И., Сазонов К.Е., Четыркин А.Н.* Распространение опыта проектирования и эксплуатации буксиров с классом ЛУ5 в замерзающем порту Приморск на создание речных буксиров с ВРК // Современные технологии в кораблестроительном и авиационном образовании, науке и производстве : сборник докладов Всерос. научно-практической конференции. Нижний Новгород: Нижегородский гос. техн. ун-т, 2006. С. 94–99.
13. *Добродеев А.А., Сазонов К.Е., Санерштейн И.А.* Выход судна из ледяного канала // Труды Крыловского гос. науч. центра. 2020. Вып. 2(392). С. 59–65. DOI: 10.24937/2542-2324-2020-2-392-59-65.
14. О моделировании нагрузки гребных электродвигателей ледоколов при проведении стендовых и виртуальных испытаний систем электродвижения / *Н.В. Васильев, И.М. Калинин, В.Н. Половинкин, А.В. Пустошный, О.В. Савченко, К.Е. Сазонов* // Труды Крыловского гос. науч. центра. 2022. Вып. 1(399). С. 15–30. DOI: 10.24937/2542-2324-2022-1-399-15-30.
15. *Котлович В.М.* К вопросу о квазиреверсивных испытаниях судовых движителей в опытовом бассейне // Труды Крыловского гос. науч. центра. 2019. Вып. 3(389). С. 37–48. DOI: 10.24937/2542-2324-2019-3-389-37-48.
16. *Кацман Ф.М., Пустошный А.Ф., Штумпф В.М.* Пропульсивные качества морских судов. Ленинград : Судостроение, 1972. 512 с.
17. *Каневский Г.И., Клубничкин А.М., Сазонов К.Е.* Прогнозирование характеристик ходкости многовалльных судов. Санкт-Петербург : Крыловский гос. науч. центр, 2019. 160 с.
18. *Истомин П.А.* Крутильные колебания в судовых ДВС. Ленинград : Судостроение, 1968. 306 с.
19. Компьютерная модель гребного электропривода универсального атомного ледокола проекта 22220 / *В.И. Вершинин, С.В. Махонин, В.А. Паршиков, В.А. Хомяк* // Труды Крыловского гос. науч. центра. 2018. Вып. 1(383). С. 89–100. DOI: 10.24937/2542-2324-2018-1-383-89-100.
20. Особенности построения системы управления гребными электроприводами универсальных атомных ледоколов нового поколения / *В.И. Вершинин, С.В. Махонин, В.А. Паршиков, В.А. Хомяк* // Труды Крыловского гос. науч. центра. 2018. Вып. 2(384). С. 61–69. DOI: 10.24937/2542-2324-2018-2-384-61-69.
21. *Короткин А.И.* Присоединенные массы судостроительных конструкций. Санкт-Петербург : МорВест, 2007. 448 с.

## References

1. *Basin A., Miniovich I.* Theory and calculation of propellers. Leningrad : Sudpromgiz, 1963. 760 p. (in Russian).
2. *Rusetsky A., Zhuchenko M., Dubrovin O.* Marine propulsors. Leningrad : Sudostroyenie, 1971. 288 p. (in Russian).
3. *Artyushkov L., Achkinadze A., Rusetsky A.* Ship propulsors. Text book. Leningrad : Sudostroyenie, 1988. 294, [1] p. (in Russian).
4. *Yakovlev A., Vasilyev Yu.* Crash-stop calculation method for a ship with several different propulsors // Transactions of Krylov State Research Centre. 2015. Vol. 90(374). P. 27–38 (in Russian).

5. *Vishnevsky L., Luk D.* Comparative evaluation of braking force of adaptive-pitch propeller in crash-stop conditions // Transactions of Krylov State Research Centre. 2020. Vol. 1(391). P. 76–84 (in Russian).
6. *Dobrodeev A., Sazonov K.* Determination of safe distance for pilotage of large carrier vessels in ice channels // RS Research Bulletin. 2019. No. 54–55. P. 8–16 (in Russian).
7. *Goncharov V.K., Klementieva N.Y.* Problem statement on the vessel braking within ice channel // Transportation Safety and Environment. 2021. T. 3. № 1. C. 50–56 (in Russian).
8. *Pustoshny A.* Propulsion performance of cargo carriers. St. Petersburg : Krylov State Research Centre, 2016. 142 p. (in Russian).
9. *Vishnevsky L., Luk D.* Crash-stop of complex-geometry propellers: stressed-state specifics // Transactions of Krylov State Research Centre. 2019. Vol. 3(389). P. 57–62 (in Russian).
10. *Biskup B., Bushkovsky V.* Strength assessment of skewed propellers in crash-stop conditions // Transactions of Krylov State Research Centre., 1998. Vol. 8(292). P. 60–67 (in Russian).
11. Hydrodynamic aspects of propeller blade strength calculations for innovative propulsion systems / *A. Pustoshny, V. Bushkovsky, A. Yakovlev, A. Koval, I. Frolova* // Transactions of Krylov State Research Centre. 2010. Vol. 53(337). P. 57–62 (in Russian).
12. *Denisov V., Sazonov K., Chetyrkin A.* Application of design and operation experience for LU5 tugs in freezing port of Primorsk to development of river tugs with pod propulsion // Compendium of papers, Conference Modern technologies in shipbuilding and power engineering education, science and industry. Nizhny Novgorod, 2006. P. 94–99 (in Russian).
13. *Dobrodeev A., Sazonov K., Sapershtein I.* Ship exit from an ice channel // Transactions of Krylov State Research Centre. 2020. Vol. 2(392). P. 59–65 (in Russian).
14. Load simulation of icebreaker propulsion motors at laboratory and virtual tests of electric propulsion systems / *N. Vasilyev, I. Kalinin, V. Polovinkin, A. Pustoshny, O. Savchenko, K. Sazonov* // Transactions of Krylov State Research Centre. 2022. Vol. 1(399). P. 15–30 (in Russian).
15. *V. Kotlovich.* On quasi-crash-stop model tests of marine propellers // Transactions of Krylov State Research Centre. 2019. Vol. 3(389). P. 37–48 (in Russian).
16. *Katsman F., Pustoshny A., Shtumpf V.* Propulsion performance of sea-going ships. Leningrad : Sudostroyeniye, 1972. 512 p. (in Russian).
17. *Kanevsky G., Klubnichkin A., Sazonov K.* Propulsion performance predictions for multi-shafters. St. Petersburg : Krylov State Research Centre, 2019. 156 p. (in Russian).
18. *Istomin P.* Torsional vibrations of marine internal combustion engines. Leningrad : Sudostroyeniye, 1968. 306 p. (in Russian).
19. Computer-based model of electric propulsion drive for Project 22220 multi-purpose nuclear icebreaker / *V. Vershinin, S. Makhonin, V. Parshikov, V. Khomyak* // Transactions of Krylov State Research Centre. 2018. Vol. 1(383). P. 89–100 (in Russian).
20. Design specifics of control system for electric propulsion drive aboard multi-purpose nuclear icebreakers of the new generation / *V. Vershinin, S. Makhonin, V. Parshikov, V. Khomyak* // Transactions of Krylov State Research Centre. 2018. Vol. 2(384). P. 61–69 (in Russian).
21. *Korotkin A.* Added masses of ship structures. St. Petersburg : Mor Vest, 2007 (in Russian).

---

#### Сведения об авторах

*Сазонов Кирилл Евгеньевич*, д.т.н., начальник лаборатории ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, д. 44. Тел.: +7 (812) 415-45-23. E-mail: kirsaz@rambler.ru. <https://orcid.org/0000-0003-3364-1309>.

*Каневский Григорий Ильич*, д.т.н., руководитель проектов ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, д. 44. E-mail: gikanev@mail.ru. <https://orcid.org/0000-0002-3445-4575>.

*Клубничкин Александр Михайлович*, главный конструктор ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, д. 44. Тел.: +7 (812) 386-69-75. E-mail: amklub@yandex.ru.

*Добродеев Алексей Алексеевич*, к.т.н., начальник сектора ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, 44. Тел.: +7 (812) 386-69-78. E-mail: A\_Dobrodeev@ksrc.ru. <https://orcid.org/0000-0001-6305-5090>.

#### About the authors

*Kirill Ye. Sazonov*, Dr. Sci. (Eng.), Head of Laboratory, Krylov State Research Centre. Address: 44, Moskovskoye sh., St. Petersburg, Russia, post code 196158. Tel.: +7 (812) 415-45-23. E-mail: kirsaz@rambler.ru. <https://orcid.org/0000-0003-3364-1309>.

*Grigory I. Kanevsky*, Dr. Sci. (Eng.), Project Manager, Krylov State Research Centre. Address: 44, Moskovskoye sh., St. Petersburg, Russia, post code 196158. E-mail: gikanev@mail.ru. <https://orcid.org/0000-0002-3445-4575>.

*Aleksandr M. Klubnichkin*, Chief Designer, Krylov State Research Centre. Address: 44, Moskovskoye sh., St. Petersburg, Russia, post code 196158. Tel.: +7 (812) 386-69-75. E-mail: amklub@yandex.ru.

*Aleksey A. Dobrodeev*, Cand. Sci. (Eng.), Head of Sector, Krylov State Research Centre. Address: 44, Moskovskoye sh., St. Petersburg, Russia, post code 196158. Tel.: +7 (812) 386-69-78. E-mail: A\_Dobrodeev@ksrc.ru. <https://orcid.org/0000-0001-6305-5090>.

Поступила / Received: 12.07.22  
Принята в печать / Accepted: 06.10.22  
© Коллектив авторов, 2022