

**ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СВОБОДНОЙ
ПОВЕРХНОСТИ НА ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ
ХАРАКТЕРИСТИКИ МОДЕЛЬНОГО И
ПОЛНОМАСШТАБНОГО ГРЕБНОГО ВИНТА**

К.С. ПЛЫГУНОВА

ABSTRACT. The article examines the effect of the free surface on the hydrodynamic characteristics of the propeller by numerical simulation in Logos software package. The numerical approach is based on a three-dimensional system of Reynolds averaged Navier-Stokes equations, which is closed by the SST Menter turbulence model together with the laminar-turbulent transition model $\gamma - Re_{\theta}$. The Volume of Fluid method is used to account for the free surface. A rotating propeller is simulated by a moving computational mesh and flow interpolation through a mesh interface. The method validation results are given, they were obtained on the problem of finding the open water performance of model-scale propeller KP505. The results of numerical simulation of a model and full-scale operating propeller with different depth of immersion are presented. It has been shown that the small immersion depth of the propeller most strongly affects the propeller performance at the small advance coefficient due to the occurrence of aeration. The obtained thrust and efficiency of the full-scale propeller are higher than the model coefficients, which is also observed for propellers operating under open water conditions without a free surface.

Keywords: CFD, Navier-Stokes equations, Volume of Fluid, marine propeller, open water test, scale effect, Logos software package

PLYGUNOVA K., NUMERICAL STUDY OF THE EFFECT OF THE FREE SURFACE ON THE HYDRODYNAMIC CHARACTERISTICS OF THE MODEL AND FULL-SCALE MARINE PROPELLER.

© 2024 ПЛЫГУНОВА К.С..

Результаты получены при финансовой поддержке национального проекта «Наука и университеты» в рамках программы Минобрнауки РФ по созданию молодежных лабораторий № FSWE-2024-0001 (научная тема: «Разработка численных методов, моделей и алгоритмов для описания течений жидкостей и газов в естественных природных условиях, и условиях функционирования промышленных объектов в штатных и критических условиях на суперкомпьютерах экса- и зеттапроизводительности»).

1. ВВЕДЕНИЕ

Для оценки и прогнозирования ходовых качеств судна наряду с определением сопротивления корпуса важное значение имеет точное определение гидродинамических характеристик его движителей. Несмотря на их большое разнообразие, наиболее эффективным и распространённым устройством является гребной винт. Он состоит из ступицы и лопастей, являющихся его рабочими элементами, и располагается на валу, который приводится в движение судовым двигателем. В процессе работы гребной винт диаметра D с частотой n вращается вокруг своей оси и с поступательной скоростью v_a перемещается вдоль неё. За счет разницы давлений на засасывающей поверхности лопасти, обращенной в сторону движения, и нагнетающей, воспринимающей реакцию отброшенных масс воды, создаются упор гребного винта T и момент Q [1].

На рисунке 1 показана постановка задачи обтекания гребного винта.

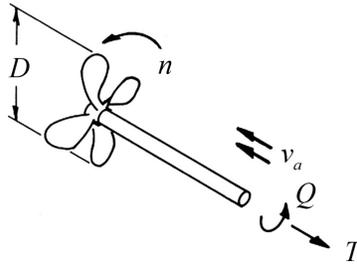


Рис. 1. Постановка задачи обтекания гребного винта [1]

Путь, проходимый гребным винтом в осевом направлении за один оборот, называется поступью [1]:

$$(1) \quad h_a = v_a/n.$$

Перейдя к безразмерной величине, запишем относительную поступь в следующем виде:

$$(2) \quad J = \frac{h_a}{D} = \frac{v_a}{nD}.$$

Относительная поступь J – важнейшая кинематическая характеристика, определяющая режим работы гребного винта.

Основными гидродинамическими характеристиками гребного винта являются коэффициент упора K_T , коэффициент момента K_Q и коэффициент полезного действия η , которые рассчитываются согласно следующим формулам:

$$(3) \quad K_T = \frac{T}{\rho \cdot n^2 \cdot D^4}, K_Q = \frac{Q}{\rho \cdot n^2 \cdot D^5}, \eta = \frac{J}{2\pi} \cdot \frac{K_T}{K_Q},$$

где ρ – плотность среды.

Зависимости этих характеристик от относительной поступи называются кривые действия гребного винта, их общий вид показан на рисунке 2.

Из-за значительных габаритов гребных винтов проведение натурных испытаний в лабораторных условиях практически невозможно, поэтому экспериментальное исследование их работы осуществляется на уменьшенных моделях

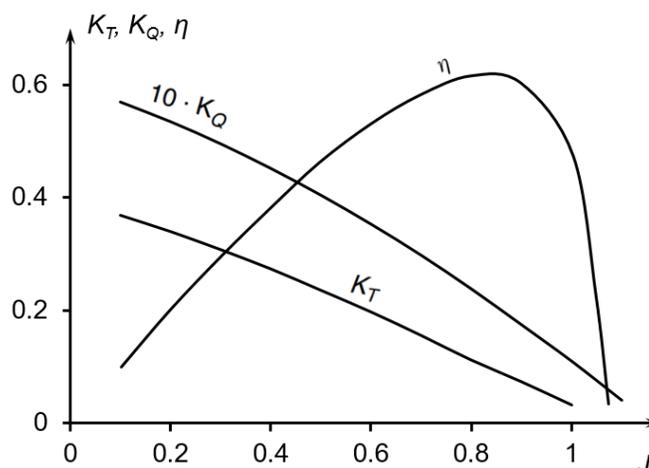


Рис. 2. Кривые действия гребного винта [1]

с использованием опытовых бассейнов, гидролотков и кавитационных труб. Полученные на моделях результаты затем экстраполируются на полномасштабные объекты с помощью различных методик пересчета. К стандартным испытаниям гребного винта относят тесты в так называемых условиях свободной воды, в которых изолированная модель работает в безграничной жидкости, и самоходные испытания, в которых гребной винт работает за корпусом судна [1, 2].

Несмотря на большое количество работ, посвященных исследованиям работы движителей в различных условиях, в том числе и с помощью вычислительной гидродинамики, некоторые вопросы, касающиеся влияния эксплуатационных факторов на гидродинамические характеристики гребного винта, до сих пор остаются открытыми. Ряд таких вопросов содержится в отчете 29-ой Международной конференции опытовых бассейнов (International Towing Tank Conference – ITTC) [3]. Одна из проблем, на которую исследователям рекомендуется обратить внимание, связана с работой гребного винта в условиях волнения, вызывающих качку судна. При качке судна может возникнуть ситуация, когда его движитель оказывается в условиях малого или даже неполного погружения. Близость свободной поверхности приводит к дополнительным затратам энергии на волнообразование, что снижает упор винта. Кроме того, при достаточно большой нагрузке может наступить явление аэрации – разновидности кавитации, при которой кавитационные полости на лопастях в момент нахождения последних в воде образованы захваченным с поверхности воздухом, и давление в них равно атмосферному, при этом наблюдается свойственное кавитирующему винту дополнительное снижение его пропульсивных качеств [4].

Влияние свободной поверхности на работу гребного винта в свободной воде с помощью численного моделирования рассматривается в работах [5, 6, 7]. В [5] исследовалась чувствительность гидродинамических характеристик гребного винта к близости свободной поверхности, полученные результаты сравнивались с экспериментальными данными, в [6] оценивалось влияние волнения

водной поверхности, в [7] исследовались волновая картина свободной поверхности, структура обтекания, а также гидродинамические характеристики гребных винтов в двух масштабах. Следует отметить, что во всех этих работах математическая модель не учитывает ламинарно-турбулентный переход, что важно при обтекании гребных винтов модельных размеров [8, 9].

Другим актуальным вопросом в корабельной гидродинамике является оценка масштабного эффекта, то есть, сопоставительные расчеты для модельного эксперимента и натуральных условий. Влияние масштабного эффекта на кривые действия гребного винта в свободной воде исследовалось в [10, 11]. В [7] проводилось численное моделирование работы вблизи свободной поверхности гребных винтов разных модельных масштабов, однако натуральный размер гребного винта не рассматривался.

Настоящая статья посвящена исследованию влияния близости свободной поверхности на работу гребного винта модельного и натурального масштабов в условиях свободной воды. Используемая методика численного моделирования [12] основана на решении системы уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу, которая замыкается моделью турбулентности SST Ментера [13] совместно с моделью ламинарно-турбулентного перехода $\gamma - \text{Re}_\theta$ [14]. Для моделирования свободной поверхности используется метод Volume of Fluid [15]. Учет вращения гребного винта осуществляется при помощи движения узлов расчетной сетки и GGI-подобного метода для согласования решения на смежных границах произвольных неструктурированных сеток двух областей [16]. Методика реализована на базе российского пакета программ «Логос» [17, 18, 19], предназначенного для моделирования сопряженных трехмерных задач конвективного теплопереноса, аэродинамики, гидродинамики и прочности на высокопараллельных ЭВМ. Валидация методики численного моделирования выполняется на задаче определения кривых действия международной тестовой модели гребного винта КР505 в свободной воде. Проводятся расчеты коэффициентов упора, момента и полезного действия гребного винта КР505 модельного и полномасштабного размеров при разной глубине погружения.

2. МЕТОДИКА ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОТЫ ГРЕБНОГО ВИНТА

Обтекание гребного винта потоком вязкой жидкости можно описать нестационарной трехмерной системой уравнений Навье-Стокса в изотермическом виде. Данная система состоит из уравнения сохранения массы и уравнения сохранения импульса и в консервативной форме, в декартовых координатах имеет следующий вид [20]:

$$(4) \quad \begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \\ \frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \tau_{ij} + \rho g_i, \end{cases}$$

где t – время; i, j – нижние индексы, указывающие на принадлежность векторных компонент к декартовым координатам, $i, j = x, y, z$; u_i – компонента вектора скорости; x_i – компонента вектора декартовых координат; τ_{ij} – тензор вязких напряжений; g_i – компонента вектора ускорения свободного падения; p – давление.

Компоненты тензора вязких напряжений определяются с помощью реологического закона Ньютона [20]:

$$(5) \quad \tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right),$$

где μ – динамическая вязкость, δ_{ij} – символ Кронекера.

При эксплуатации гребного винта среда, в которой он работает, может характеризоваться наличием двух фаз. Так, например, в кавитационных условиях присутствует паровая и жидкая фазы, при работе винта вблизи водной поверхности – вода и воздух. Возникающий межфазный раздел при этом называют свободной поверхностью. Наличие свободной поверхности усложняет рассматриваемую математическую модель. Для моделирования течения со свободной поверхностью одним из наиболее применимых на практике подходов является метод VOF (Volume of Fluid) [15]. В нем в качестве маркер-функции выступает объемная доля фазы, а для ее определения решается уравнение переноса. Преимуществами такого метода отслеживания границы является то, что он не имеет ограничений на интенсивность перемещения фаз и применяемые трехмерные неструктурированные сетки, что делает его распространённым в прикладных пакетах программ. Метод VOF основан на решении системы уравнений Навье-Стокса (4), которая дополняется уравнением переноса объёмной доли дисперсных фаз:

$$(6) \quad \begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0, \\ \frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \tau_{ij} + \rho g_i, \\ \frac{\partial \rho_\xi \alpha_\xi}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (u_i \rho_\xi \alpha_\xi) = 0, \end{cases}$$

где ξ – индекс, указывающий на принадлежность к отдельной фазе, α_ξ – объёмная доля ξ -й фазы, ρ – результирующая плотность, представляющая собой усреднённое значение плотности по всем фазам:

$$(7) \quad \rho = \sum_{\xi=1}^N \rho_\xi \alpha_\xi,$$

где N – количество фаз.

Так как обтекание гребных винтов потоком жидкости фактически всегда происходит в турбулентном режиме, система (6) решается вместе с каким-либо методом моделирования турбулентности. В настоящее время практика моделирования турбулентных течений связана с применением RANS-методов [21], вихреразрешающих подходов LES [22], а также их гибридов [23]. В случае RANS подхода для описания турбулентного движения вязкой жидкости и газа используются уравнения Навье-Стокса, осредненные по Рейнольдсу (знаки осреднения опускаются) [20]:

$$(8) \quad \begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0, \\ \frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} + \tau_{ij}^t) + \rho g_i, \\ \frac{\partial \rho_\xi \alpha_\xi}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (u_i \rho_\xi \alpha_\xi) = 0, \end{cases}$$

где τ^t_{ij} – тензор рейнольдсовых напряжений.

Линейные дифференциальные модели турбулентности используют эмпирические соотношения для коэффициента турбулентной вязкости μ_t и гипотезу Буссинеска для вычисления тензора рейнольдсовых напряжений:

$$(9) \quad \tau^t_{ij} = 2\mu_t \left(S_{ij} - \frac{1}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) + \frac{2}{3} k \delta_{ij}, \quad S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$$

где k – кинетическая энергия турбулентности.

Система уравнений (8) замыкается моделью турбулентности $k - \omega$ SST Мен-тера [13] совместно с моделью ламинарно-турбулентного перехода $\gamma - \text{Re}_\theta$ [14].

Важность учета эффектов поверхностного натяжения определяется исходя из значения числа Вебера, которое характеризует отношение инерционных сил жидкости к силам поверхностного натяжения:

$$(10) \quad We = \sqrt{\frac{\rho n^2 D^3}{\sigma}}$$

где σ – коэффициент поверхностного натяжения. Для рассматриваемых в статье случаев $We > 200$, поэтому эффектами поверхностного натяжения можно пренебречь [24, 25].

Вращение тела моделируется с помощью метода явного вращения, которое обеспечивается движением расчетной сетки вместе с границами винта. При таком подходе выделяется область вблизи гребного винта, в которой осуществляется вращение, в то время как остальная область остается неподвижной. Для учёта движения сетки в системе (8) используется соотношение [26]:

$$(11) \quad \frac{d^* \varphi}{dt} = \frac{\partial \varphi}{\partial t} + v_i \frac{\partial \varphi}{\partial x_i},$$

где $\frac{d^* \varphi}{dt}$ – субстанциональная производная переносимого скаляра φ относительно подвижной системы координат, v_i – вектор скорости перемещения сетки. С использованием (11) уравнение переноса объёмной доли можно записать следующим образом:

$$(12) \quad \frac{d^* \alpha_\xi}{dt} + (u_i - v_i) \frac{\partial \alpha_\xi}{\partial x_i} + \alpha_\xi \frac{\partial (u_i - v_i)}{\partial x_i} = -\frac{\alpha_\xi}{\rho_\xi} \left[\frac{d^* \rho_\xi}{dt} + (u_i - v_i) \frac{\partial \rho_\xi}{\partial x_i} \right],$$

где $\frac{d^* \alpha_\xi}{dt}$ – субстанциональная производная на движущейся сетке.

Уравнение сохранения импульса также формулируется относительно подвижной системы координат с учётом (11):

$$(13) \quad \begin{aligned} & \rho \frac{d^* u_i}{dt} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i (u_j - v_j)) - u_i \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho (u_j - v_j)) = \\ & = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} + \tau^t_{ij}) + \rho g_i. \end{aligned}$$

Уравнение сохранения массы записывается относительно скорости в подвижной системе координат в следующем виде:

$$(14) \quad \frac{\partial (u_i - v_i)}{\partial x_i} = -\sum_{\xi} \frac{\alpha_\xi}{\rho_\xi} \left[\frac{d^* \rho_\xi}{dt} + (u_i - v_i) \frac{\partial \rho_\xi}{\partial x_i} \right].$$

Таким образом, конечная система уравнений (8) принимает следующий вид:

$$(15) \quad \begin{cases} \frac{\partial (u_i - v_i)}{\partial x_i} = - \sum_{\xi} \frac{\alpha_{\xi}}{\rho_{\xi}} \left[\frac{d^* \rho_{\xi}}{dt} + (u_i - v_i) \frac{\partial \rho_{\xi}}{\partial x_i} \right] \\ \rho \frac{d^* u_i}{dt} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i (u_j - v_j)) - u_i \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho (u_j - v_j)) = \\ = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} + \tau^t_{ij}) + \rho g_i \\ \frac{d^* \alpha_{\xi}}{dt} + (u_i - v_i) \frac{\partial \alpha_{\xi}}{\partial x_i} + \alpha_{\xi} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = - \frac{\alpha_{\xi}}{\rho_{\xi}} \left[\frac{d^* \rho_{\xi}}{dt} + (u_i - v_i) \frac{\partial \rho_{\xi}}{\partial x_i} \right]. \end{cases}$$

Для численного решения уравнений системы (15) формируются СЛАУ в соответствии с SIMPLE-подобным алгоритмом [20, 21], в котором поля скорости и давления находятся по схеме предиктор-корректор. Для решения СЛАУ используется алгебраический многосеточный метод [27].

Описанная выше численная методика реализована на базе отечественного пакета программ «Логос» (ПП «Логос») [17, 18, 19]. Для организации счета на высокопараллельных супер-ЭВМ используется механизм распараллеливания, основанный на распределенной памяти (MPI).

3. ВАЛИДАЦИЯ МЕТОДИКИ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Для валидации методики численного моделирования рассматривается задача обтекания однородным потоком вязкой жидкости международной тестовой модели пятилопастного гребного винта КР505, разработанного Южно-Корейским научно-исследовательским институтом кораблестроения и океанической инженерии (Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering). Данная задача соответствует условиям эксперимента [28], в котором модельный гребной винт с диаметром $D = 0.25$ м вращался с частотой $n = 20$ об/с и обтекался потоком воды со скоростью, определяемой по формуле:

$$(16) \quad v_a = J \cdot n \cdot D.$$

Относительная поступь гребного винта J изменялась в интервале 0.1 – 0.9 с шагом 0.1, соответственно, диапазон скоростей набегающего потока составлял 1 ÷ 4.5 м/с.

Геометрия модели гребного винта КР505 показана на рисунке 3.

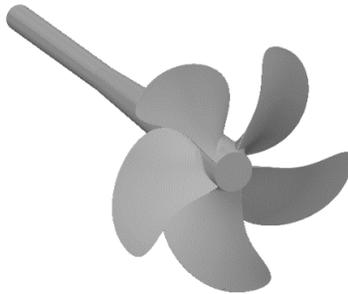


Рис. 3. Модель гребного винта КР505

Используются скользящие расчетные сетки, которые состоят из двух регионов – вращающегося внутреннего и неподвижного внешнего. Оба региона представляют собой цилиндры, гребной винт, зафиксированный на конце вала, расположен внутри вращающегося региона, как показано на рисунке 4.



Рис. 4. Схема расчетной области для задачи обтекания гребного винта КР505

Расчетная сетка, показанная на рисунке 5, построена со сгущениями ячеек вблизи лопастей, по ходу движения закрученного потока для численного разрешения концевых вихрей, а также в пограничном слое.

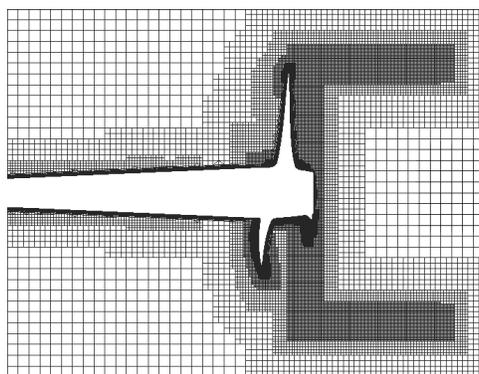


Рис. 5. Центральное сечение сеточной модели гребного винта КР505

На входной границе задается скорость набегающего потока, на выходной границе – давление, на границах гребного винта задана стенка без проскальзывания, на боковой границе расчетной области – стенка с проскальзыванием, на границах между двумя регионами установлены внутренние интерфейсы.

В расчетах были приняты следующие значения физических свойств воды: динамическая вязкость $\mu_l = 0.00114$ Па·с, плотность $\rho_l = 1000$ кг/м³.

На рисунке 6 показано поле скорости в продольном сечении расчетной области для режима с относительной поступью $J=0.5$. Из рисунка 6 видно характерное распределение скорости при закрутке потока.

На рисунке 7 показано сравнение кривых действия гребного винта КР505, полученных в ПП «Логос», с экспериментальными данными [29].

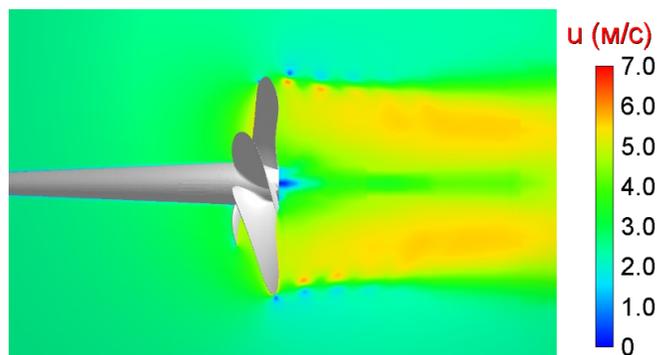
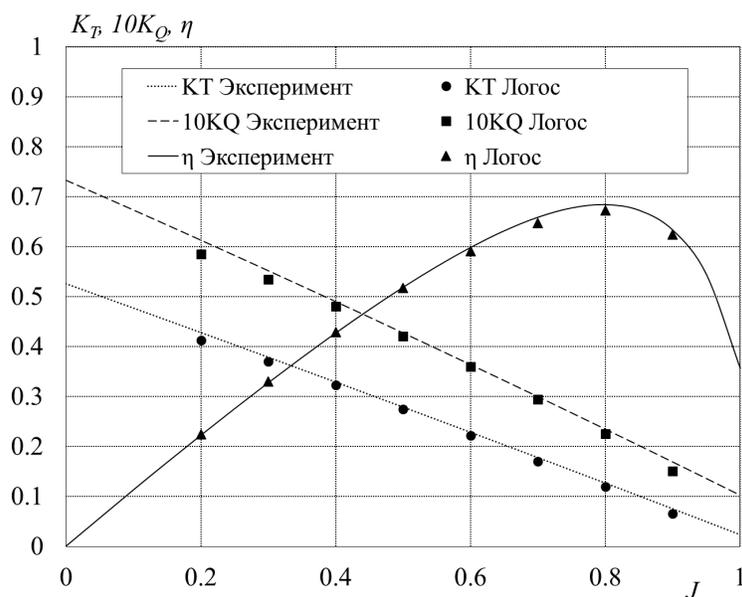
Рис. 6. Поле скорости (режим $J=0.5$)

Рис. 7. Кривые действия гребного винта КР505

Как видно из рисунка 7, результаты численного моделирования хорошо согласуются с экспериментальными данными. Погрешность в предсказании коэффициентов момента и упора принимает наибольшие значения на относительных поступях, близких к единице, в связи с малыми значениями упомянутых величин в этих режимах работы гребного винта. Как следствие, возрастает и погрешность при вычислении коэффициента полезного действия. Отклонения полученных значений характеристик гребного винта при значениях относительной поступи меньше 0.7 составляют менее 5%. Максимальное отклонение по КПД наблюдается при значении относительной поступи $J=0.8$ и составляет 1.8%.

4. ЧИСЛЕННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

4.1. Исследование влияния свободной поверхности на гидродинамические характеристики модельного гребного винта. Дальнейшее исследование также проводится на модели гребного винта КР505, масштаб модели составляет 1:31.6. Для оценки влияния близости свободной поверхности на гидродинамические характеристики гребного винта рассматриваются четыре варианта глубины погружения, представленные в таблице 1.

ТАБЛИЦА 1. Варианты глубины погружения модельного гребного винта

№	Глубина погружения h , м	Отношение h/D
1	0.30	1.2
2	0.25	1.0
3	0.20	0.8
4	0.15	0.6

На рисунке 8 показана схема расчетной области и заданные граничные условия. Гребной винт расположен на расстоянии $5D$ от входной границы и $12D$ от выходной границы, до нижней, верхней и боковых границ расчетной области расстояние составляет $3.5D$.

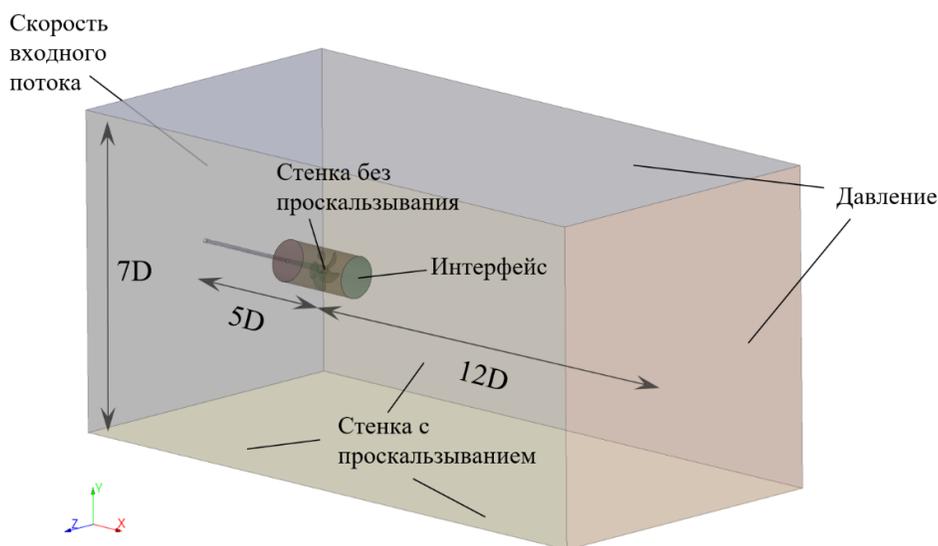


Рис. 8. Схема расчетной области

В расчетах были приняты следующие значения физических свойств воды и воздуха: динамическая вязкость воды $\mu_l = 0.00114$ Па·с, плотность воды $\rho_l = 1000$ кг/м³, динамическая вязкость воздуха $\mu_g = 1.85 \cdot 10^{-5}$ Па·с, плотность воздуха $\rho_g = 1.2$ кг/м³.

На рисунке 9 показан общий вид расчетной сетки (случай $h/D=0.6$), а также её фрагменты вблизи гребного винта в продольной и поперечной плоскостях.

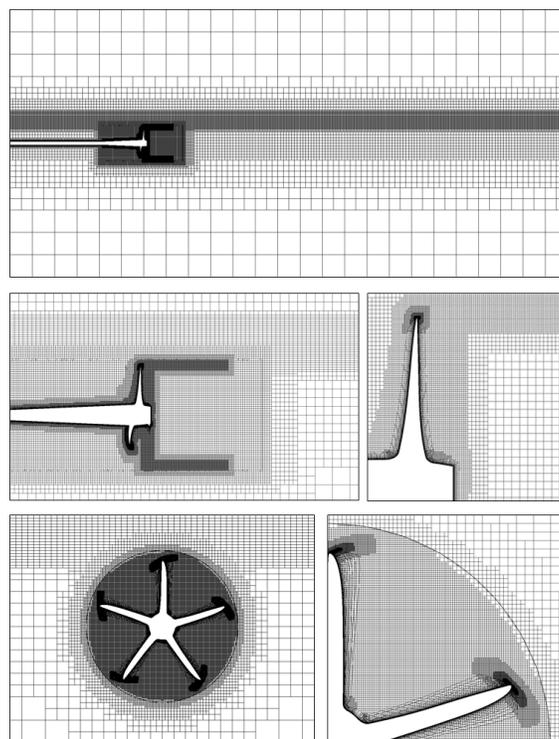


Рис. 9. Расчетная сетка, сверху вниз: общий вид, плоскость в продольном сечении, плоскость в поперечном сечении

На рисунке 10 показана форма свободной поверхности вблизи гребного винта при глубине погружения вала $h/D=0.6$ в зависимости от относительной поступи. Видно, что с увеличением поступи, то есть, с нарастанием скорости набегающего на гребной винт потока, возмущение свободной поверхности снижается. В случае относительной поступи $J=0.3$ за гребным винтом возникает глубокая полость, его лопасти пересекают раздел фаз и оголяются, за ними возникают и расходятся волны. Для относительной поступи $J=0.5$ наблюдается небольшая полость за гребным винтом, оголение лопастей отсутствует, в случаях $J=0.7$ и $J=0.9$ изменение формы свободной поверхности практически отсутствует.

На рисунке 11 показаны изолинии свободной поверхности для четырех рассматриваемых случаев глубины погружения гребного винта в режиме с относительной поступью 0.3 (Y – вертикальная координата, $Y=0$ соответствует оси вала гребного винта). Видно, что при самой малой глубине погружения наблюдается самое интенсивное волнообразование, по мере увеличения расстояния до водораздела интенсивность волнообразования снижается.

На рисунке 12 приведены поля скорости u в продольном сечении расчетной области, черной линией обозначен раздел фаз (режим $J=0.3$). В первых двух случаях происходит оголение лопасти гребного винта и, соответственно, возникает аэрация, то есть, захват воздуха лопастью. При погружениях $h/D=1$

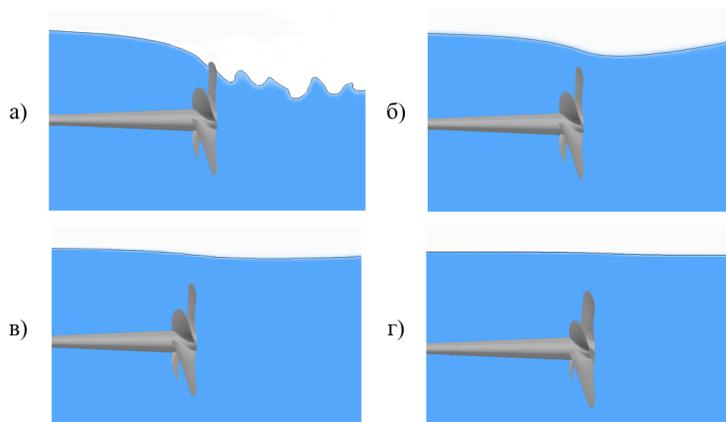


Рис. 10. Положение свободной поверхности при различных режимах работы гребного винта в случае погружения $h/D=0.6$: а) $J=0.3$, б) $J=0.5$, в) $J=0.7$, г) $J=0.9$

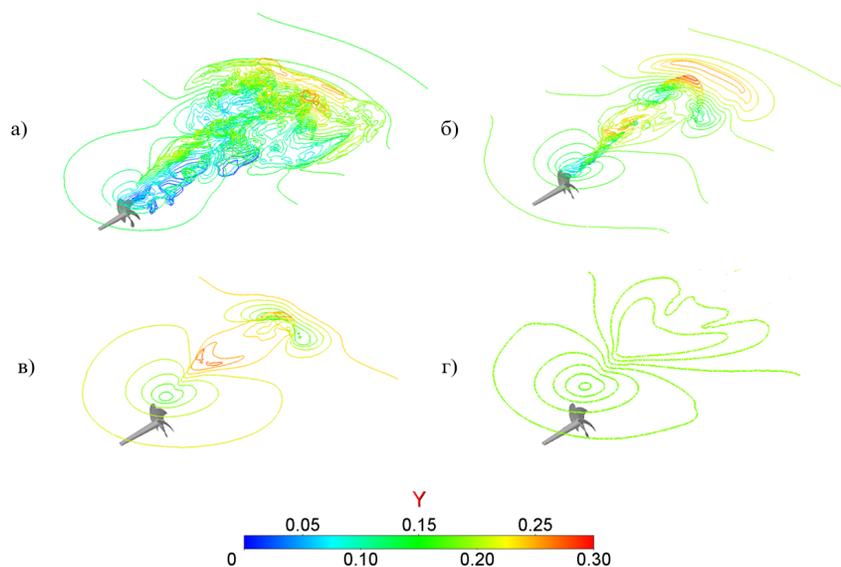


Рис. 11. Изолинии свободной поверхности: а) $h/D=0.6$, б) $h/D=0.8$, в) $h/D=1$, г) $h/D=1.2$

и $h/D=1.2$ лопасти не пересекают свободную поверхность, характер распределения скорости соответствует полю скорости, наблюдаемому при отсутствии свободной поверхности (см. рисунок 6).

На рисунках 13-15 представлены зависимости коэффициентов упора, момента и полезного действия от относительной поступи винта для различных расстояний от свободной поверхности до вала гребного винта.

Из рисунков 13 и 14 видно, что зависимости коэффициентов упора и момента для случаев $h/D=1.2$ и $h/D=1.0$ практически совпадают с зависимостями,

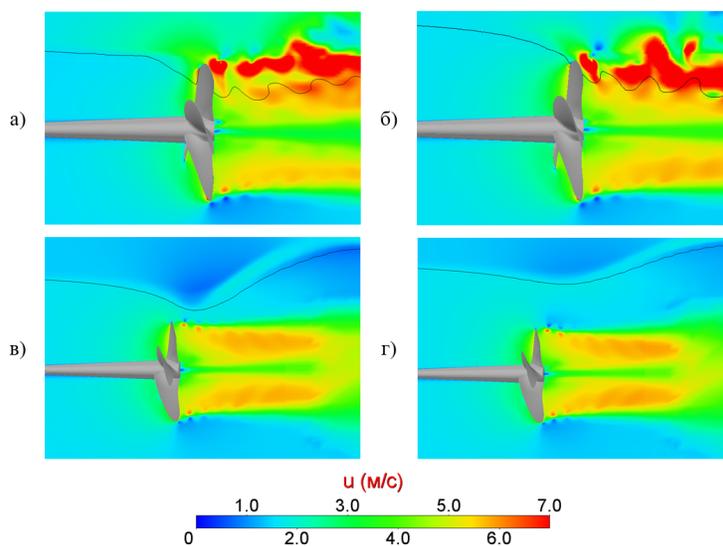


Рис. 12. Поле скорости в продольном сечении расчетной области для четырех случаев с различным расстоянием от свободной поверхности до вала гребного винта: а) $h/D=0.6$, б) $h/D=0.8$, в) $h/D=1$, г) $h/D=1.2$

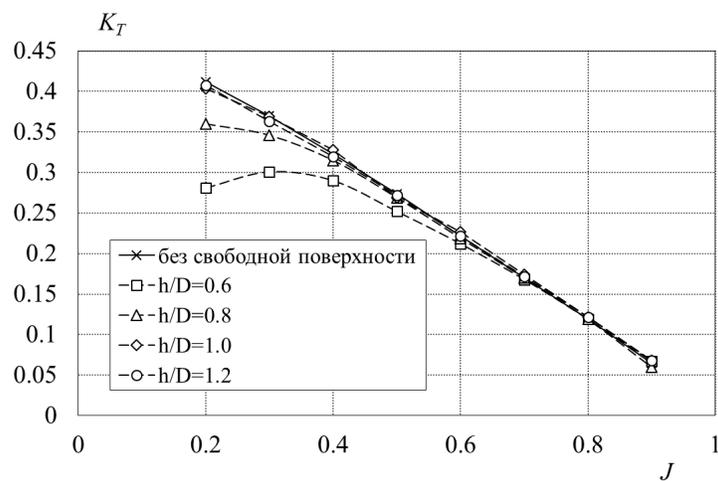


Рис. 13. График коэффициента упора

полученными при отсутствии свободной поверхности. Однако согласно рисунку 15, влияние свободной поверхности присутствует во всех рассматриваемых случаях, так как коэффициент полезного действия на относительных поступях, начиная с $J=0.7$, занижен. Наибольшее влияние глубины погружения винта наблюдается на малых относительных поступях: для случая $h/D=0.6$ падение

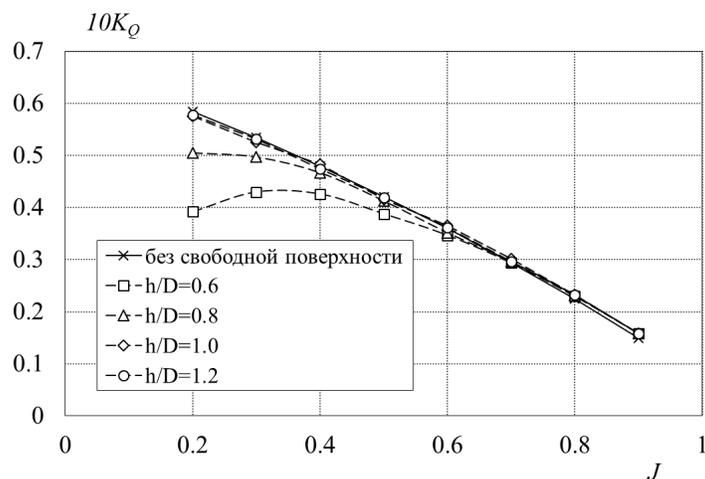


Рис. 14. График коэффициента момента

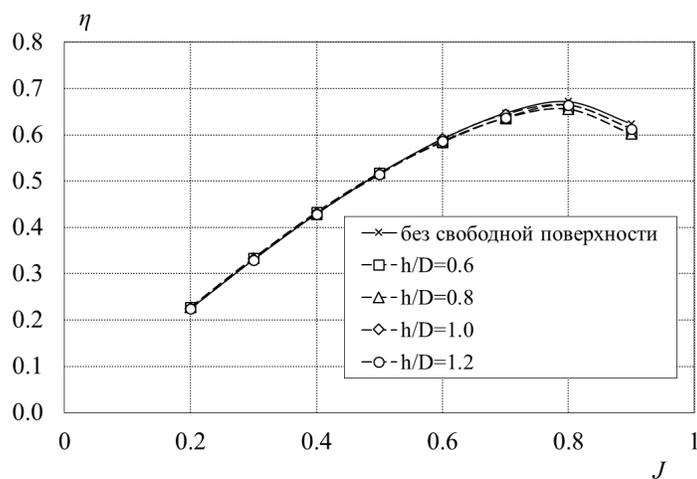


Рис. 15. График коэффициента полезного действия

упора и момента на относительной поступи гребного винта $J=0.2$ достигает около 30%, для случая $h/D=0.8$ – около 16%, для $h/D=1.0$ – 6%.

Для используемой в исследовании модели КР505 отсутствуют экспериментальные данные при наличии свободной поверхности, но в литературе доступны данные эксперимента для гребного винта другой конфигурации [5]. Геометрии модели из работы [5] нет в открытом доступе, поэтому провести численные расчеты с ней нет возможности. В связи с этим можно сделать лишь качественное сравнение расчетных гидродинамических характеристик модели КР505 и экспериментальных данных для модели [5]. Данное сравнение можно считать справедливым, так как рассматриваются аналогичные глубины погружения

гребных винтов. На рисунках 16-17 показаны экспериментальные коэффициенты упора и момента для модельного четырехлопастного гребного винта из работы [5].

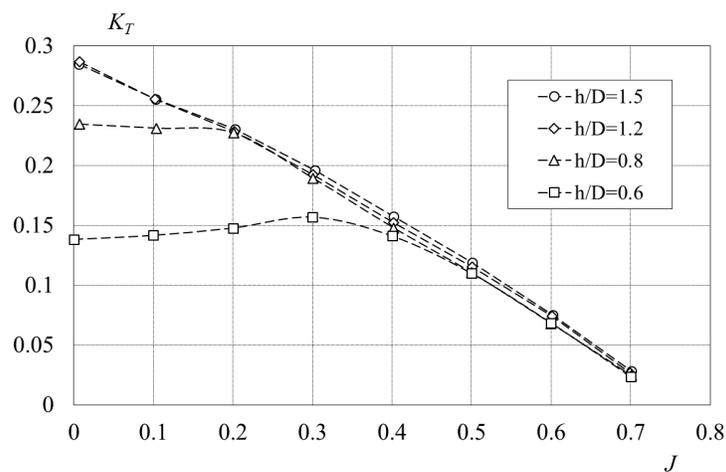


Рис. 16. Коэффициент упора [5]

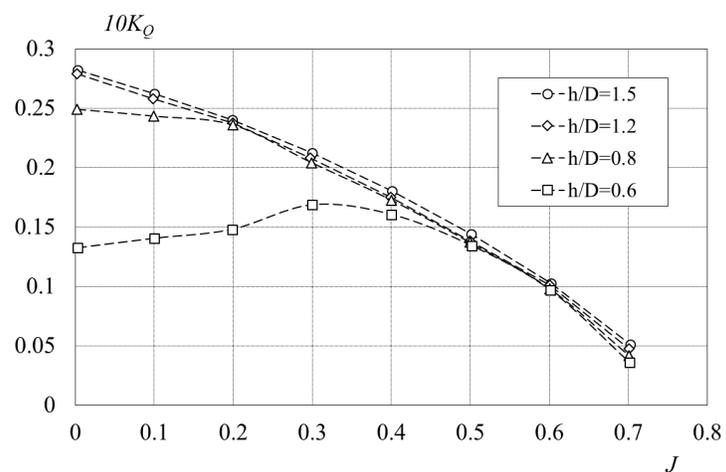


Рис. 17. Коэффициент момента [5]

Как видно из рисунков 16 и 17, расчетные зависимости коэффициентов упора и момента гребного винта КР505 имеют схожий характер, что и экспериментальные для гребного винта [5]. Для случаев $h/D=0.6$ и $h/D=0.8$ в эксперименте также наблюдается падение упора и момента на малых относительных поступях, в случаях $h/D=1.2$ и $h/D=1.5$ зависимости коэффициентов практически совпадают.

Что касается процесса аэрации, то авторами [5] не указывается, наблюдался ли он в эксперименте, однако в проведенном ими численном моделировании при малом погружении гребного винта оголения лопастей не происходило. В режиме $J=0.1$ на свободной поверхности образовывался вихрь и происходил подсос воздуха, но лопасти гребного винта не пересекали свободную поверхность. Здесь нужно отметить, что для моделирования вращения гребного винта в [5] использовалась неинерциальная подвижная система координат, в которой положение винта оставалось неизменным, что не совсем корректно при наличии свободной поверхности. Кроме того, отличие может быть связано с различными геометрическими характеристиками гребных винтов (модель КР505 имеет 5 лопастей, модель [5] – 4, диаметр модели КР505 составляет 0.25 м, модели [5] – 0.179 м).

4.2. Исследование влияния свободной поверхности на гидродинамические характеристики полномасштабного гребного винта. На следующем этапе проводится оценка влияния свободной поверхности на гидродинамические характеристики полномасштабного гребного винта КР505, диаметр которого составляет 7.9 м. Рассматривается два варианта глубины погружения гребного винта, представленные в таблице 2.

ТАБЛИЦА 2. Варианты глубины погружения полномасштабного гребного винта

№	Глубина погружения h , м	Отношение h/D
1	6.32	0.8
2	4.74	0.6

Частота вращения полномасштабного гребного винта определяется из соотношения:

$$(17) \quad n_f = \frac{n_m}{\sqrt{\lambda}}$$

где n_m – частота вращения гребного винта модельного размера, λ – масштаб.

Расчетная сетка для гребного винта полномасштабного размера перестроена с учетом масштаба: базовый размер ячеек увеличен в λ раз, толщина первой ячейки призматического слоя – в $\sqrt{\lambda}$ раз для сохранения малого значения безразмерного расстояния до стенки y^+ для пристеночных ячеек.

На рисунке 18 показаны поля обезразмеренной скорости $u^* = u/v_a$ в центральном сечении расчетной области для модельного и полномасштабного гребного винта (режим $J=0.2$, случай $h/D=0.6$). Черной линией показано положение свободной поверхности. Характер распределения обезразмеренной скорости в обоих случаях схож, также похожа форма возникающих за гребным винтом волн. Однако в случае модельного масштаба уровень свободной поверхности проходит ниже, и наблюдается большее оголение лопасти гребного винта по сравнению с полным масштабом.

На рисунке 19 представлено распределение коэффициента трения ($C_f = \tau_w/0.5\rho(\pi nD)^2$, где τ_w – касательные напряжения на стенке) на засасывающей и нагнетающей поверхностях лопасти гребного винта двух масштабов для случая погружения $h/D=0.6$, режим $J=0.2$. Черной линией показано положение свободной поверхности. Видно, что в модельном масштабе коэффициент

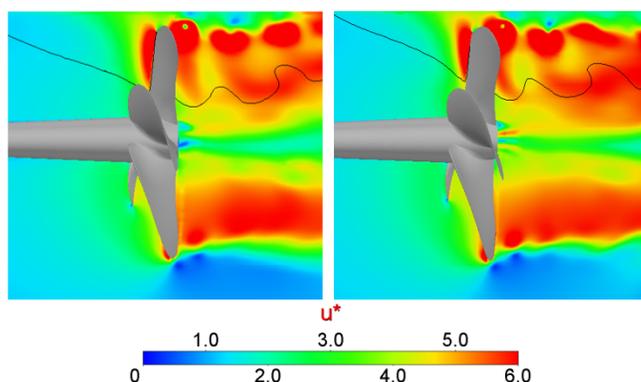


Рис. 18. Распределение безразмерной скорости в центральном сечении расчетной области: слева – модельный гребной винт, справа – полномасштабный гребной винт

трения выше, чем у полномасштабного гребного винта. В обоих масштабах значения коэффициента трения наименьшие у корня лопасти гребного винта, наибольшие – на передней кромке. На краях лопастей, выходящих из воды, наблюдается его снижение. Неоднородности в распределении коэффициента трения на винте модельного масштаба связано с зонами ламинарно-турбулентного перехода.

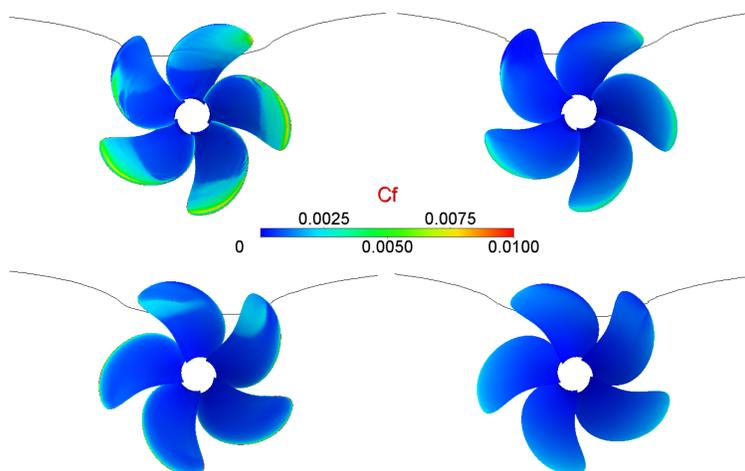


Рис. 19. Распределение коэффициента трения: слева – модельный гребной винт, справа – полномасштабный гребной винт, сверху – засасывающая поверхность лопасти, снизу – нагнетающая поверхность лопасти

На рисунках 20-22 представлены зависимости гидродинамических характеристик гребного винта модельного и полномасштабного размеров, а также коэффициенты полномасштабного гребного винта при отсутствии свободной

поверхности, полученные с помощью метода экстраполяции Международной Конференции Опытных Бассейнов (ИГТС) [30], принятого в качестве международного стандарта.

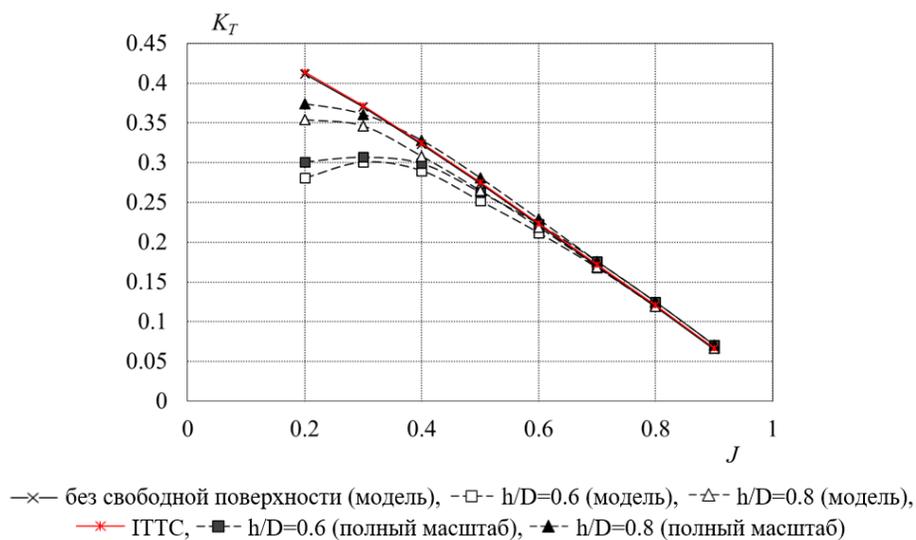


Рис. 20. Коэффициент упора модельного и полномасштабного гребного винта

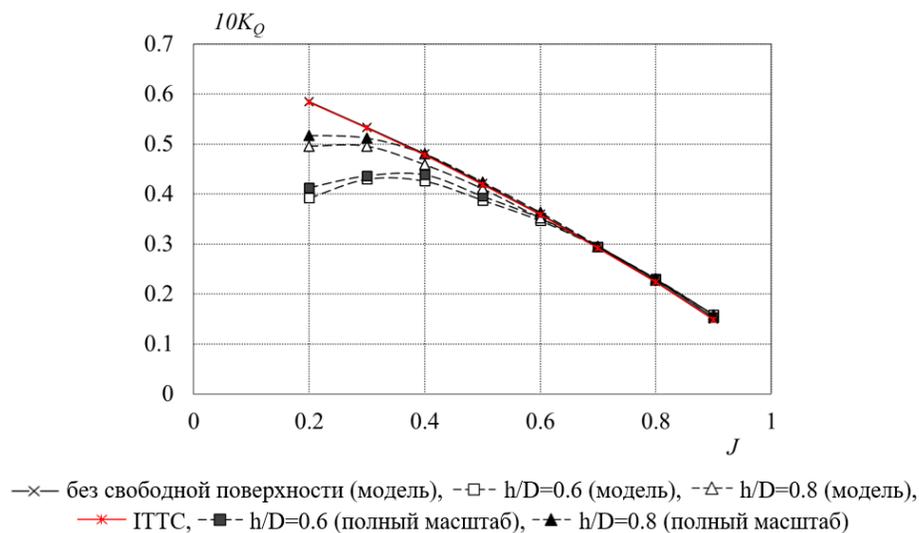


Рис. 21. Коэффициент момента модельного и полномасштабного гребного винта

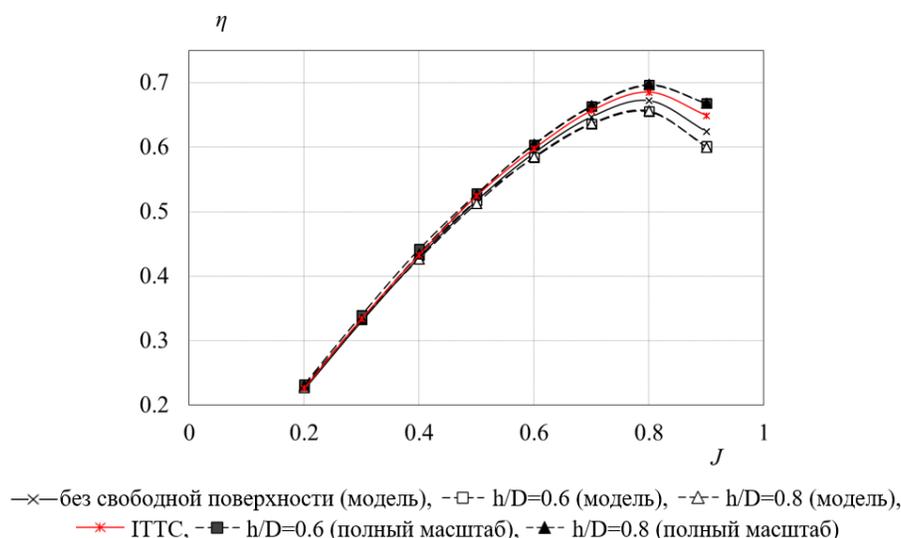


Рис. 22. Коэффициент полезного действия модельного и полномасштабного гребного винта

Согласно экстраполяции ИТТС, коэффициенты упора и полезного действия полномасштабного гребного винта, работающего в условиях свободной воды без водораздела, выше, чем у модели, а коэффициенты момента – ниже. В проведенных численных расчетах получена такая же тенденция для коэффициента упора и КПД, значения коэффициента момента полномасштабного гребного винта на малых относительных поступях, где велико влияние свободной поверхности, выше, чем у модельного, на относительных поступях, начиная с $J=0.7$ – ниже. Также необходимо отметить, что зависимость КПД, полученная по методике ИТТС для полноразмерного гребного винта, лежит выше зависимости для модели, но ниже расчетной, что особенно заметно на более высоких относительных поступях. Это может быть связано с тем, что в методике ИТТС применяются поправки на шероховатость, а в настоящем исследовании рассматривался гладкий гребной винт.

5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящей статье были представлены результаты численного исследования влияния свободной поверхности на гидродинамические характеристики гребного винта, выполненного в пакете программ «Логос». Для валидации методики численного моделирования использовалась задача обтекания международной тестовой модели гребного винта КР505 в условиях свободной воды. Были проведены расчеты коэффициентов упора, момента и полезного действия гребного винта КР505 модельного и полномасштабного размеров при разной глубине погружения. Результаты численного моделирования показали, что малая глубина погружения вала гребного винта сильнее всего влияет на его гидродинамические характеристики на начальных относительных поступях (снижение упора и момента в случае $h/D=0.6$ на поступи $J=0.2$ достигает около

30%, по мере увеличения относительной поступи это влияние снижается. При малом погружении гребного винта возникает аэрация, причем для гребного винта модельного размера наблюдается большее оголение лопастей. Показано, что коэффициенты упора и полезного действия полномасштабного гребного винта размера выше, чем коэффициенты модели, что наблюдается и для гребных винтов, работающих в условиях свободной воды при отсутствии водораздела. Значения коэффициента момента полномасштабного гребного винта на малых относительных поступях, где велико влияние свободной поверхности, выше, чем у модельного, на относительных поступях, начиная с $J=0.7$ – ниже.

Полученные в настоящей работе результаты для испытаний гребных винтов в свободной воде являются заделом для дальнейшего исследования влияния свободной поверхности на работу гребного винта за корпусом судна.

REFERENCES

- [1] Carlton J.S., *Marine Propellers and Propulsion, 2nd Edition*, Linacre House, Jordan Hill, Oxford, 2007.
- [2] Bertram V., *Practical ship hydrodynamics*, Linacre House, Jordan Hill, Oxford, 2000.
- [3] The Resistance and Propulsion Committee: *Final Report and Recommendations to the 29th ITTC* // Proceedings of the 29th International Towing Tank Conference (June 13-18, 2021).
- [4] Bavin V.F., Zaikov V.I., Pavlenko V.G., Sandler L.B., *Ship popularity and manoeuvrability: Textbook for universities*, M.: Transport. 1991.
- [5] Guo C.Y., Zhao D.G., Sun Y., *Numerical simulation and experimental research on hydrodynamic performance of propeller with varying shaft depths* // China Ocean Engineering, 2014, v. 28, p. 271-282.
- [6] Zhao Q., Guo C., Su Y., Liu T. and Meng X., *Study on Unsteady Hydrodynamic Performance of Propeller in Waves* // J. Marine Sci. Appl., 2017, v. 16, p. 305-312.
- [7] Paik K.J., *Numerical study on the hydrodynamic characteristics of a propeller operating beneath a free surface* // International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering, 2017, v. 9, p. 655-667.
- [8] Taranov A., Lobachev M., *Influence of the laminar-turbulent transition on the accuracy of the propeller characteristics prediction in the model scale* // In Proceedings of the 2015 International Conference on Mechanics—Seventh Polyakhov's Reading, Saint Petersburg, Russia, 2–6 February 2015.
- [9] Baltazar J., Rijpkema D., Falcao de Campos J.A.C., *On the Use of the $\gamma - Re_{\theta}$ Transition Model for the Prediction of the Propeller Performance at Model-Scale* // Proceedings of the Fifth International Symposium on Marine Propulsors, Espoo, Finland, 12-15 June 2017.
- [10] Grlj C.G., Degiuli N., Farkas A., Martić I., *Numerical Study of Scale Effects on Open Water Propeller Performance* // Journal of Marine Science and Engineering, 2022, 10, 1132.
- [11] Dong X.-Q., Li W., Yang C.-J., Noblesse F., *RANSE-based simulation and analysis of scale effects on open-water performance of the PPTC-II benchmark propeller* // Journal of Ocean Engineering and Science, 2018, v. 3, p. 186–204.
- [12] Kozelkov A., Kurulin V., Kurkin A., Taranov A., Plygunova K., Krutyakova O., Korotkov A., *Numerical Approach Based on Solving 3D Navier–Stokes Equations for Simulation of the Marine Propeller Flow Problems* // Fluids 2023, 8, 293.
- [13] Menter F. R., Kuntz M., Langtry R., *Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model* // Turbulence, Heat and Mass Transfer, 2003, p. 625-632.
- [14] Menter F.R., Langtry R.B., Likki S.R., Suzen Y.B., Huang P.G., Volker S. A., *Correlation-based Transition Model using Local Variables. Part 1: Model Formulation* // ASME J. Turbomachinery, 2006, v.128, № 3, p. 413-422.
- [15] Hirt C.W., Nichols B.D., *Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries* // Journal of Computational Physics, 1981, v. 39, p. 201-225.
- [16] Korotkov A., Kozelkov A., *Three-dimensional numerical simulations of fluid dynamics problems on grids with nonconforming interfaces* // Siberian Electronic Mathematical Reports, 2022, v. 19, №26, p. 1038-1053.

- [17] Kozelkov A., Kurkin A., Kurulin V., Plygunova K., Krutyakova O., *Validation of the LOGOS Software Package Methods for the Numerical Simulation of Cavitation Flows* // *Fluids*, 2023, 8, 104.
- [18] Sarazov A.V., Kozelkov A. S., Strelets D. Yu., Zhuchkov R. N., *Modeling Object Motion on Arbitrary Unstructured Grids Using an Invariant Principle of Computational Domain Topology: Key Features* // *Symmetry* 2023, 15, 2081.
- [19] Kozelkov A.S., Galanov N. G., Semenov I. V., Zhuchkov R. N., Strelets D. Yu., *Computational Investigation of the Water Droplet Effects on Shapes of Ice on Airfoils* // *Aerospace* 2023, 10, 906.
- [20] Ferziger J.H., Peric M., *Computational methods for fluid dynamics*, Berlin, Heidelberg: Springer, 2001.
- [21] Fletcher C., *Computational Techniques for Fluid Dynamics in two books*, Moscow, Mir, 1991.
- [22] Volkov, K.N.; Emelyanov, V.N., *Large Eddy Simulations in Calculations of Turbulent Flows*, Fizmatlit: Moscow, Russia, 2008.
- [23] Spalart P. R., Deck S., Shur M. L., Squires K. D., Strelets M. Kh., Travin A., *A new version of detached-eddy simulation, resistant to ambiguous grid densities* // *Theoretical Computational Fluid Dynamics*, 2006, v. 20, p. 181–195.
- [24] Yari E., Ghassemi H., *Numerical study of surface tension effect on the hydrodynamic modeling of the partially submerged propeller's blade section* // *Journal of Mechanics*, 2016, v. 32, № 5, p. 653-664.
- [25] Yvin C., Muller P., Koushan K., *Numerical Study of Propeller Ventilation* // *Proceedings of the Fifth International Symposium on Marine Propulsors*, Espoo, Finland, 12-15 June 2017.
- [26] Loytsyanskiy L.G., *Fluid and gas mechanics*, Moscow, State publishing house of technical and theoretical literature, 1950.
- [27] Kozelkov A.S., Kurulin V.V., Lashkin S.V., Shagaliev R.M., Yalozo A.V., *Investigation of supercomputer capabilities for the scalable numerical simulation of computational fluid dynamics problems in industrial applications* // *Computational mathematics and mathematical physics*, 2016, v. 56, № 8, p. 1524–1535.
- [28] National Maritime Research Institute (NMRI) Tokyo 2015: *A Workshop on CFD in Ship Hydrodynamics*, URL: <http://www.t2015.nmri.go.jp>.
- [29] Taranov A., *Determination of local and integral parameters for container cargo carrier in digital basin* // *Transactions of the Krylov State Research Centre*, 2019, v. 3, №389, p. 73-82.
- [30] ITTC – Recommended Procedures and Guidelines: *1978 ITTC Performance Prediction Method*, Effective Date 2017, Revision 04.

KSENIA SERGEEVNA PLYGUNOVA
 FEDERAL STATE UNITARY ENTERPRISE “RUSSIAN FEDERAL NUCLEAR CENTER - ALL-RUSSIAN
 RESEARCH INSTITUTE OF EXPERIMENTAL PHYSICS” (FSUE “RFNC-VNIIEF”),
 SAROV, RUSSIA,
 FEDERAL STATE-FUNDED HIGHER EDUCATION INSTITUTION “NIZHNY NOVGOROD STATE
 TECHNICAL UNIVERSITY N.A. R.E. ALEXEYEV”,
 NIZHNY NOVGOROD, RUSSIA
 Email address: xenia28_94@mail.ru