

Труды МАИ. 2025. № 143
Trudy MAI. 2025. No. 143. (In Russ.)

Научная статья
УДК 629.5.035.5
URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=185640>
EDN: <https://www.elibrary.ru/LCONJM>

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ОБТЕКАНИЯ МОДЕЛЬНОГО ГРЕБНОГО ВИНТА

Илья Александрович Рагулин

Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова,
Москва, Россия
iaragulin@ciam.ru

Аннотация: В данной статье описываются результаты численного моделирования гребного винта, работающего в условиях кавитации в кавитационной трубе. Моделирование проводилось при трех различных нагрузках на винт. Результаты подтверждаются экспериментами, проведенными в кавитационной трубе. В качестве объекта исследования в работе рассматривается международный тестовый винт РРТС, разработанный и исследованный в Потсдамском бассейне. Диаметр винта составляет 25 см, а скорость вращения составляла 25 оборотов в секунду. Интегральные характеристики, размер каверн и их развитие в следе за гребным винтом сравниваются с экспериментальными данными.

Численное моделирование проводилось в CFD пакете Ansys Fluent с помощью гибридного RANS/LES метода SBES, который является развитием предыдущих RANS/LES методов, таких как DDES или IDDES. В области RANS используется

низкорейнольдсовская модель турбулентности $k-\omega$ SST. Для решения многофазного течения выбрана модель смеси. Кавитация моделировалась с помощью модели Schnerr-Sauer. Построена расчетная сетка размерностью 77 миллионов ячеек. Сетка построена в программе Ansys Fluent Meshing и имеет комбинированный тип ячеек из многогранников и кубов. Для лучшего описания течения вблизи концевых вихрей и осевого вихря проводилась адаптация сетки по параметру q -критерия.

Результаты CFD хорошо согласуются с экспериментальными данными, относительные погрешности коэффициента полезного действия винта раны 1%, 5.5%, 7% для поступи $J=1.019$; $J=1.253$; $J=1.408$ соответственно. Относительные погрешности гидродинамических характеристик винта увеличиваются с ростом поступи. Сравнение образующихся каверн также показывает хорошее совпадение результатов моделирования с экспериментом, на режиме с низкой нагрузкой используемая модель кавитации недостаточно точно описывает течение кавитации, что приводит к бóльшим погрешностям, чем на режимах с высокой нагрузкой. Для увеличения точности численного моделирования рекомендуется использовать более сложные модели кавитации, а также использовать более подробные расчетные сетки.

Ключевые слова: гребной винт, численное моделирование, моделирование кавитации, модель турбулентности $k-\omega$ SST

Для цитирования: Рагулин И.А. Численное моделирование обтекания модельного гребного винта // Труды МАИ. 2025. № 143. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=185640>

Original article

NUMERICAL SIMULATION OF A MODEL PROPELLER FLOW

Ilya A. Ragulin

Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov,
Moscow, Russia

ilya-rag98@mail.ru

Abstract: This paper presents results of numerical simulations of a marine propeller under cavitating conditions in a cavitation tunnel. The simulation was performed under three different propeller loads. The results are confirmed by experiments conducted in a cavitation tunnel. The international PPTC marine propeller, developed and studied in the Potsdam pool, is considered as an object of research. The diameter of the propeller is 25 cm and the rotation speed was 25 revolutions per second. The integral characteristics, the size of cavities and their development in the wake behind the propeller are compared with experimental data.

Numerical modelling was performed in the Ansys Fluent CFD package using the hybrid RANS/LES method SBES, which is development of previous RANS/LES methods such as DDES or IDDES. The low Reynolds $k-\omega$ SST turbulence model is used in the RANS domain. A mixture model is chosen to solve the multiphase flow. Cavitation was modeled using the Schnerr-Sauer model. A computational grid with a dimension of 77 million cells has been constructed. The grid is built in the Ansys Fluent Meshing program and has a combined cell type of polyhedral and hexcore. To better describe the flow near the end vortices and the axial vortex, the grid was adapted according to the q-criterion.

CFD results are in good agreement with experimental data. The relative errors of the efficiency of a marine propeller were 1%, 5.5%, 7% for the pitch ratio $J=1.019$; $J=1.253$; $J=1.408$, respectively. The relative errors of the hydrodynamic characteristics of a marine propeller increase with increasing thread. A comparison of the cavities forms also shows a good agreement between the simulation results and experiment. In the low load mode, the cavitation model used does not accurately describe the flow of cavitation, which leads to greater errors than in the high-load modes. To increase the accuracy of numerical modeling, its recommended to use more complex cavitation models, as well as use more detailed computational grids.

Keywords: marine propeller, numerical simulation, cavitation simulation, turbulence model $k-\omega$ SST

For citation: Ragulin I.A. Numerical simulation of a model propeller flow. *Trudy MAI*. 2025. № 143. (In Russ.). URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=185640>

1. Введение

Появление кавитации на гребных винтах кораблей и судов влечет за собой целый ряд технических проблем: снижение коэффициента полезного действия (КПД) винта, повышение уровня вибраций, кавитационной эрозии и увеличение шумоизлучения винта. Для изучения и решения данных проблем уже полтора века проводятся кавитационные испытания. Первые исследования негативных последствий кавитации на винтовых судах приводятся Рейнольдсом [1] в 1873г.

Сегодня тема кавитации стала еще более актуальной и практически значимой. В последние десятилетия все бóльшую популярность получают методы вычислительной гидродинамики (CFD – Computer Fluid Dynamics) [2-6]. Из современных методов CFD наибольшее распространение получили методы решения уравнений Навье-Стокса осредненные по Рейнольдсу (RANS). Данный подход позволяет частично отразить динамику развития каверн на конце лопасти и у корня, однако картины кавитации далеко не всегда хорошо совпадают с экспериментальными [7]. При этом моделирование вихревой структуры на лопасти и в следе за винтом невозможно разрешить с высокой точностью. Эти недостатки можно устранить применением вихреразрешающих методов, к которым относится метод моделирования отсоединенных вихрей (DES – detached eddy simulation) [8] и метод моделирования крупных вихрей (LES – large eddy simulation). LES метод требует слишком больших вычислительных затрат. Применение комбинированных RANS/LES методов (таких как DES) позволяет увеличить шаг по времени и размеры ячеек в пограничном слое, сократив тем самым потребные вычислительные ресурсы, где течение в пограничном слое описывается методами RANS моделью турбулентности, а в ядре потока – с помощью LES.

Развитие RANS/LES подхода привело сначала к созданию методов DDES (delayed DES) и IDDES (improved delayed DES) [9-10], а после к методам SDES (shielded detached eddy simulation) и SBES (stress-blended eddy simulation) [11]. Главными отличиями SBES от других RANS/LES методов являются более быстрый

«переход» от RANS к LES в LES-части потока и слоях смешения, четкое различие между областями RANS и LES [12].

В данной работе исследуется обтекание гребного винта в условиях однородного гомогенного потока при трех различных нагрузках на винт. Моделирование винта проводилось в условиях кавитации в кавитационной трубе. Цель данной работы — оценить точность расчета гребного винта коммерческим пакетом. Моделирование проводилось с помощью CFD программного продукта Ansys Fluent методом SBES. Проводилась оценка и валидация численных результатов путем сравнения с экспериментальными данными.

2. Постановка задачи

В качестве объекта исследования в работе рассматривается международный тестовый винт PPTC, разработанный и исследованный в Потсдамском бассейне [13]. В таблице 1 приведены основные геометрические характеристики винта PPTC. Изображение винта приведено на рисунке 1.



Рис. 1. Фотографии винта PPTC, установленного в кавитационной трубе.

Таблица 1. Геометрические характеристики винта PPTC.

Диаметр D , м	0.25
Шаговое отношение P/D для $r/R=0.7$	1.635
Хорда $c_{0.7}$ для $r/R=0.7$, м	0.10417
Дисковое отношение A_e/A_0	0.779
Угол саблевидности, град.	18.837
Число лопастей Z	5
Направление вращения	правое

Исследовался гребной винт, при трех различных поступях в условиях кавитации. Компьютерное моделирование проводилось при постоянной скорости вращения винта $n=25 \text{ с}^{-1}$. В работе поступь винта и число кавитации определялись по формулам:

$$J = \frac{V}{nD}; \sigma_n = \frac{p_\infty - p_v}{\frac{1}{2}\rho(nD)^2}, \quad (1)$$

где V – скорость набегающего потока на винт, p_∞ – статическое давление невозмущенного потока на уровне винта, p_v – давление насыщенных паров воды, ρ – плотность воды.

Три рассматриваемые точки эксперимента представлены в таблице 2 [14].

Таблица 2. Режимы работы винта.

Режим работы	Поступь винта J	Число кавитации σ_n
Высокая нагрузка (case 2.3.1)	1.019	2.024
Средняя нагрузка (case 2.3.2)	1.253	1.424
Низкая нагрузка (case 2.3.3)	1.408	2.000

Для определения гидродинамических характеристик (ГДХ) рассчитывался коэффициент упора K_T , коэффициент момента K_Q и КПД η_0 винта по формулам:

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

в предыдущей формуле T – упор гребного винта, Q – момент гребного винта.

Число Рейнольдса определялось по формуле:

$$Re = \frac{\rho c_{0.7} \sqrt{V^2 + (0.7\omega D/2)^2}}{\mu}, \quad (3)$$

где $\omega = 2\pi n$, μ – динамическая вязкость. Число Рейнольдса изменялось в диапазоне $1.467 \cdot 10^{-6} - 1.574 \cdot 10^{-6}$ в зависимости от поступи винта.

Рабочий участок кавитационной трубы с экспериментального исследования сечения квадратоугла был перепрофилирован в цилиндрический с той же площадью поперечного сечения. Это позволило моделировать вращение винта путем задания вращающейся системы координат (frame motion). Расчетная область приведена на рисунке 2.

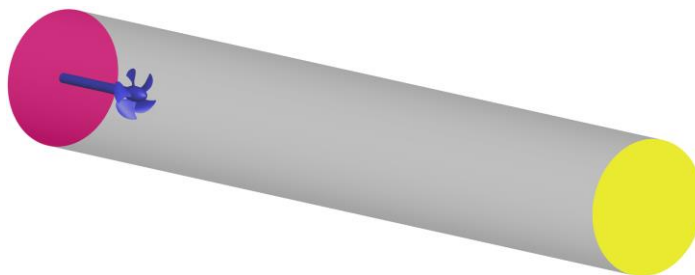
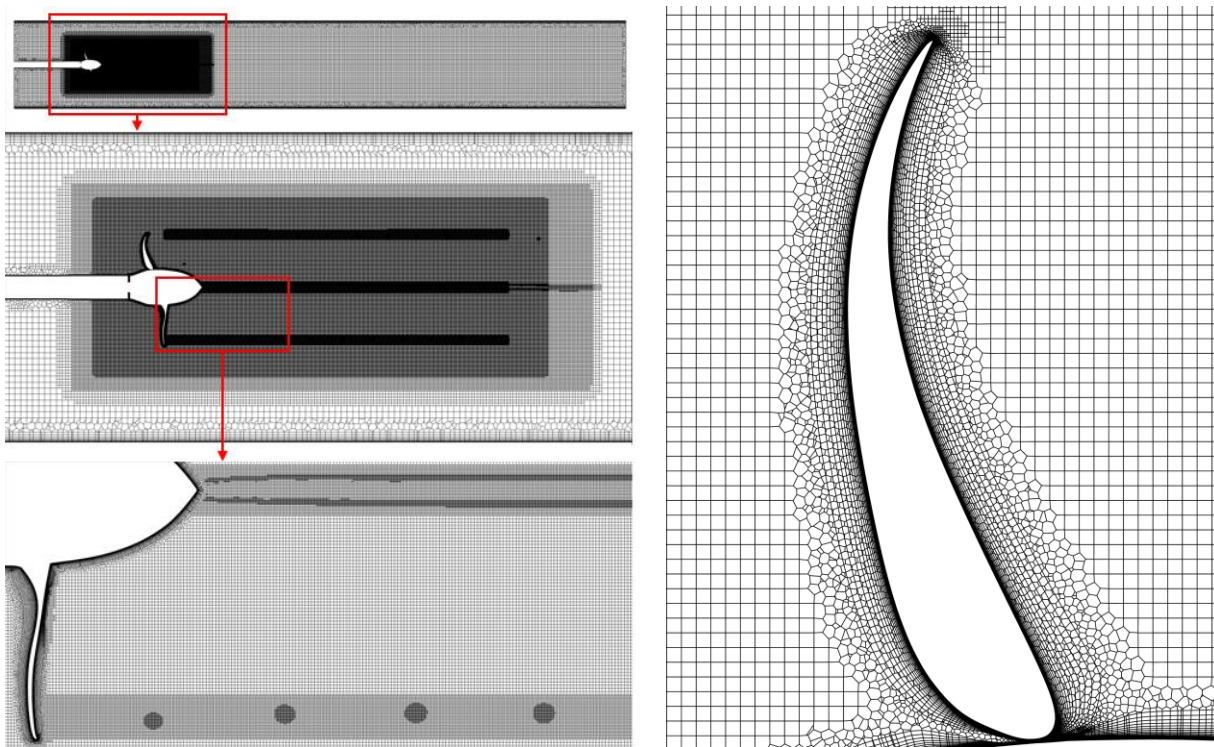


Рис. 2. Расчетная область.

Гребной винт с валом моделировались как стенки и обозначены на рисунке 2 синим цветом. Стенки туннеля окрашены полупрозрачным серым цветом и имеют граничное условие скольжения. На входе, обозначенным красным цветом, задавались

полные параметры потока, интенсивность турбулентности и отношение турбулентной к ламинарной вязкости. На выходе, обозначенным желтым цветом, фиксировалось статическое давление.

Расчетная сетка построена с помощью модуля Ansys Fluent Meshing и состоит из 77 млн. ячеек многогранного типа вблизи границ и кубического типа в ядре потока. На рисунке 3а изображено меридиональное сечение сетки для режима с большой нагрузкой. Для лучшего описания структуры течения и каверн в следе за винтом имеются тела влияния, в области которых сетка имеет сгущение. Сгущение имеется как в следе винта, так и в области концевой и осевой вихря. Дополнительно сетка адаптировалась по параметру q-критерия, что позволило получить более подробную расчетную модель. Ячейки в зоне адаптации имели длину ребра 0.4 мм. Такой размер сеточной модели необходим для дальнейшего расчета гидроакустики гребного винта. На рисунке 3б приведено меридиональное сечение объемной сетки, проходящее через лопасть.

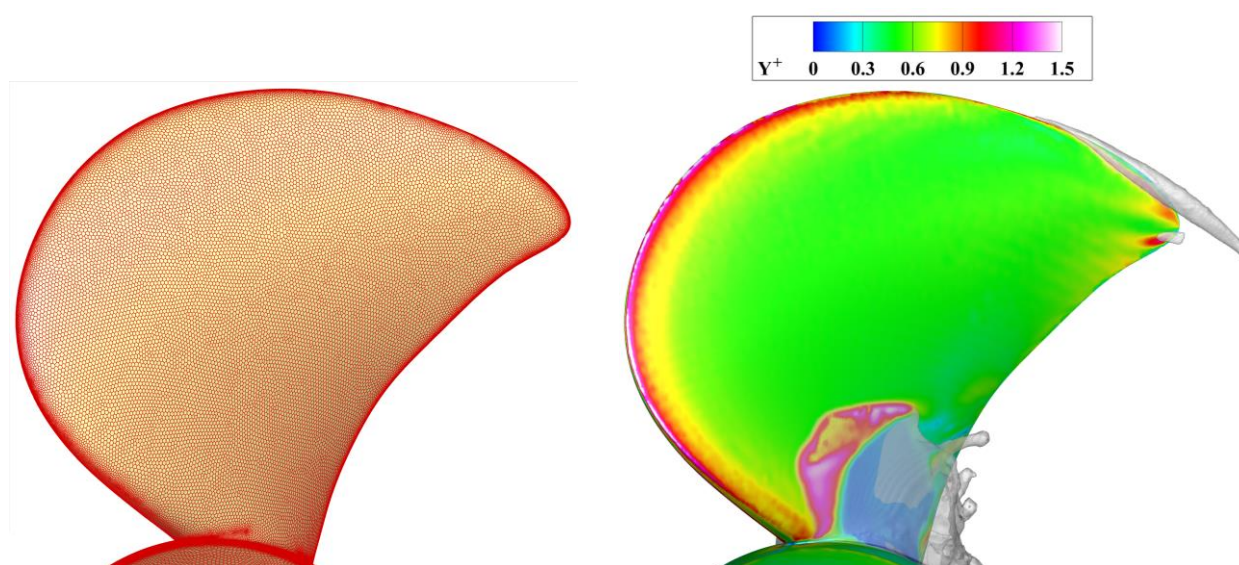


а) меридиональное сечение

б) сечение через лопасть

Рис. 3. Сечения объемной сетки.

Расчетная сетка строилась из требования обеспечения параметра Y^+ меньшего 1 на поверхности винта. На рисунке 4 изображена поверхностная сетка и распределение Y^+ на лопасти винта, каверны отображены полупрозрачным серым цветом.



а) поверхностная сетка на лопасти

б) распределение Y^+ , $J=1.253$

Рис. 4. Поверхностная сетка.

3. Расчетный метод

В настоящей работе для проведения расчетов применяется комбинированный RANS/LES-метод SBES. В методе SBES суммарная турбулентная вязкость описывается уравнением:

$$\nu_t^{SBES} = f_{SDES} \nu_t^{RANS} + (1 - f_{SDES}) \nu_t^{LES}, \quad (4)$$

где ν_t^{RANS} – вязкость модели турбулентности метода RANS, ν_t^{LES} – подсеточная вязкость метода LES, f_{SDES} – экранирующая функция, равная 1 в RANS-области и 0 в LES-области. Функция f_{SDES} не опубликована и защищена авторским правом компании ANSYS.

Для модели DDES основанной на модели турбулентности $k-\omega$ SST диссипативный член в уравнении для энергии турбулентности принимает вид:

$$Y_k = -\beta^* \rho k \omega F_{DDES}, \quad (5)$$

здесь β^* – коэффициент, зависящий от выбранных поправок турбулентности, ρ – плотность, k – кинетическая энергия турбулентности, ω – ее удельная скорость диссипации,

$$F_{DDES} = \left[\max \left(\frac{L_t}{C_{DES} \Delta_{max}} (1 - f_{DDES}), 1 \right) - 1 \right], \quad (6)$$

где C_{DES} – коэффициент, L_t – линейный масштаб турбулентности, Δ_{max} – максимальная длина ребра ячейки,

$$f_{DDES} = 1 - \tanh[(c'_1 r_d)^{c'_2}], \quad (7)$$

в предыдущей формуле c'_1, c'_2 – коэффициенты,

$$r_d = \frac{\nu + \nu_t}{(\kappa d_\omega)^2 \sqrt{U_{i,j} U_{i,j}}}, \quad (8)$$

где κ – коэффициент, d_ω – расстояние до ближайшей стенки, $U_{i,j}$ – градиенты скорости, ν – молекулярная вязкость. Для варианта SDES уравнения (5) и (6) принимают следующий вид:

$$Y_k = -\beta^* \rho k \omega F_{SDES}, \quad (9)$$

$$F_{SDES} = \left[\max \left(\frac{L_t}{C_{SDES} \Delta_{SDES}} (1 - f_{SDES}), 1 \right) - 1 \right], \quad (10)$$

здесь C_{SDES} – коэффициент,

$$\Delta_{SDES} = \max(\sqrt[3]{V}, 0.2 \Delta_{max}), \quad (11)$$

где V – объем ячейки.

В LES области турбулентная вязкость определяется по соотношению:

$$\nu_t = \left(\left(\frac{\beta}{\alpha} \right)^{\frac{3}{4}} C_{LES} \Delta \right)^2 S, \quad (12)$$

в предыдущей формуле α и β – константы в уравнении удельной скорости диссипации, S – скорость деформации, C_{LES} представляет собой константы C_{DES} и C_{SDES} в зависимости от выбранного метода. Δ равна Δ_{max} или Δ_{SDES} в зависимости от модели, соответственно при выборе метода SBES «переход» от RANS к LES осуществляется быстрее.

В области RANS используется низкорейнольдсовская модель турбулентности $k-\omega$ SST [15] с поправками на кривизну потока [16] и ограничениями генерации

турбулентной энергии [17]. Для решения многофазного течения выбрана модель смеси [18]. Для моделирования кавитации выбрана модель Schnerr-Sauer [19].

В данной задаче используется решатель, основанный на давлении (pressure-based solver). Для уравнения момента используется ограниченная центрально-разностная схема (Bounded Central Differencing Scheme) [20], обеспечивающая меньшую численную диффузию по сравнению с противопоточными схемами, и в отличие от классической центрально-разностной схемы (Central Differencing Scheme), ограниченная не вызывает нефизических осцилляций и более устойчива. Для уравнения давления используется схема pressure staggering option (PRESTO!) [21]. Для остальных уравнений используется схема аппроксимации quadratic upstream interpolation for convective kinematics (QUICK) [22]. Данная схема обладает меньшей численной диффузией чем противопоточная схема третьего порядка monotone mpstream-centered schemes for conservation laws (MUSCL) [23]. Для вычисления производных по времени используется ограниченная неявная схема второго порядка [24]. Шаг по времени равнялся 5.56×10^{-5} с, что соответствовало повороту винта на полградуса.

4. Результаты

Сравнение расчетных и экспериментальных данных приведено в виде гидродинамической диаграммы на рисунке 5 и в таблице 3. На диаграмме представлены ГДХ некавитирующего винта, полученные в бассейне «open water» [25] и кавитирующего винта в трубе для трех поступей [26].

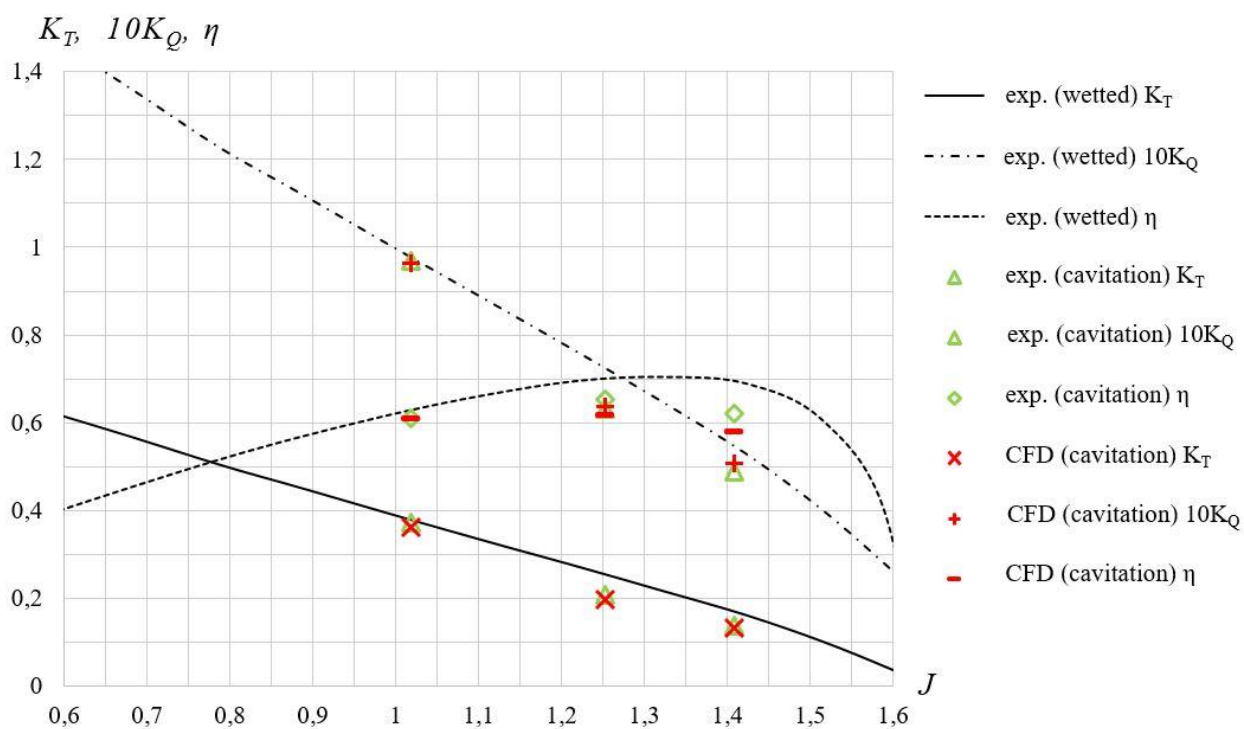


Рис. 5. Гидродинамическая диаграмма.

Таблица 3. Гидродинамические характеристики винта.

Поступь винта J	Число кавитации σ_n	Эксперимент			Расчет		
		K_T	K_Q	η	K_T	K_Q	η
1.019	2.024	0.374	0.970	0.610	0.362	0.964	0.609
1.253	1.424	0.206	0.631	0.654	0.197	0.638	0.618
1.408	2.000	0.136	0.489	0.621	0.131	0.507	0.579

Наличие кавитации приводит к падению характеристик винта, с ростом нагрузки снижение ГДХ более существенное. Результаты CFD хорошо согласуются с экспериментальными данными. Относительные погрешности ГДХ винта увеличиваются с ростом поступи. При поступи винта $J=1.019$ коэффициент упора отличается от эксперимента на 3%, коэффициент момента и КПД менее 1%. При поступи винта $J=1.253$ расхождения с экспериментальными данными равны 4%, 1%,

5.5% для коэффициента упора, момента и КПД соответственно. При поступе винта $J=1.408$ относительные погрешности максимальны и равны 4% для коэффициента упора и момента, 7% для КПД. Отклонение интегральных характеристик винта от экспериментальных может быть вызваны различными факторами, помимо ограничений численного метода. Возможные эффекты, обусловленные геометрией кавитационной трубы, которая была упрощена, могут быть источником отклонений. Механизм привода, включая вал винта, также может является источником погрешностей. Тем не менее величина отклонений между экспериментальными и расчетными характеристиками небольшая и соответствует другим исследованиям гребных винтов, в которых использовались более точные подходы к моделированию турбулентности [27-30].

На всех ниже приведенных рисунках отображены мгновенные картины течения, а изоповерхности паровой фазы имели значение равное 0.1 На рисунках 6–8 показаны картины течения кавитации, полученные в эксперименте и в расчете на лопасти винта. Каверны отображены полупрозрачным серым цветом.

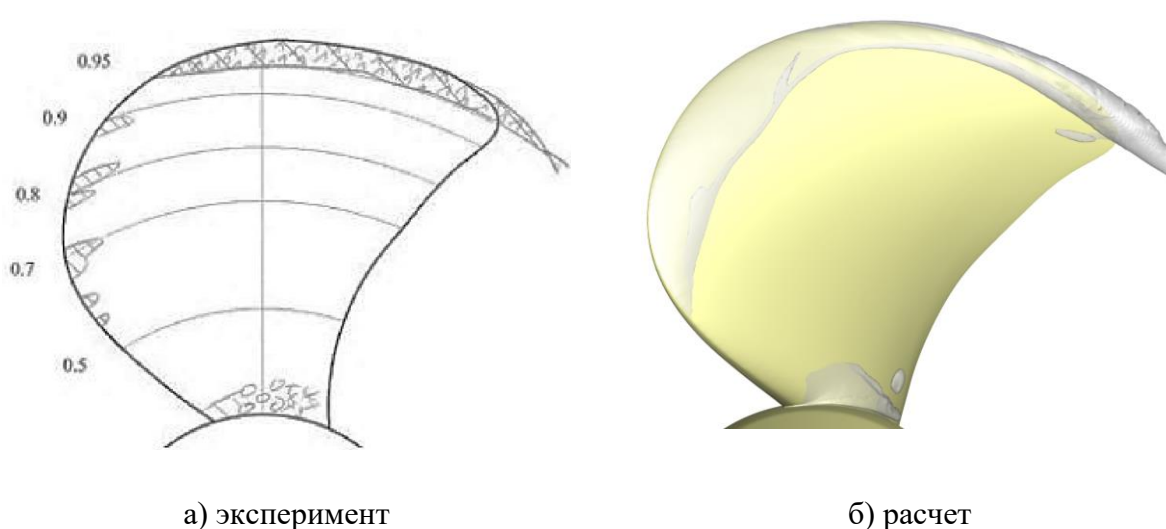
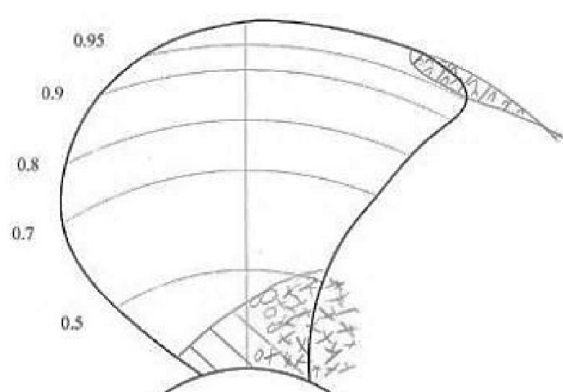
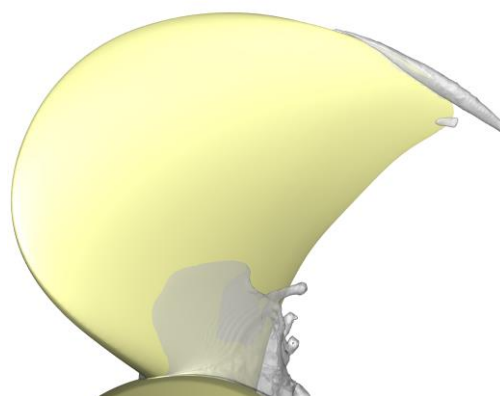


Рис. 6. Сравнения каверн вблизи лопасти винта при $J=1.019$. Засасывающая сторона.

При поступи $J=1.019$ достоверно смоделирована кавитация концевых вихря. Каверна у корня лопасти также достоверно описана в расчете. Однако, в эксперименте была зафиксирована факельная кавитация в виде полос в нескольких радиальных точках вблизи входящей кромки лопасти, в то время как в расчете присутствует кромочный вид кавитации.



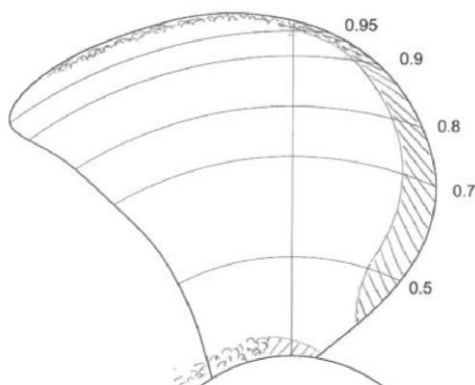
а) эксперимент



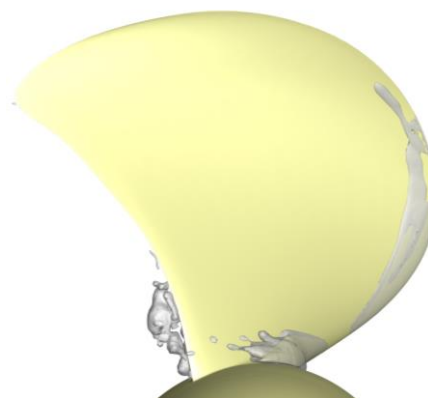
б) расчет

Рис. 7. Сравнения каверн вблизи лопасти винта при $J=1.253$. Засасывающая сторона.

При поступи $J=1.253$ также имеются хорошие совпадения в масштабе и форме кавитации концевых вихря. Каверна у корня лопасти в расчете охватывает меньшую часть входящей кромки и начинается ниже по течению. В целом, площадь, охватываемая каверной, в расчете близка к экспериментальным данным.



а) эксперимент



б) расчет

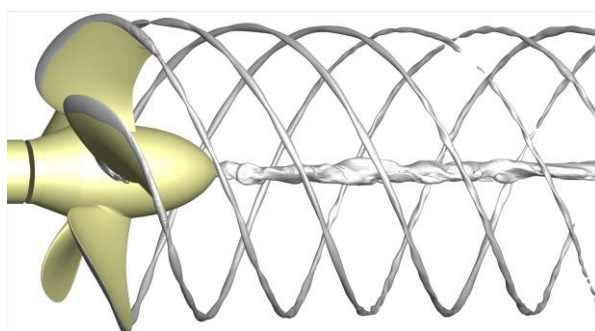
Рис. 8. Сравнения каверн вблизи лопасти винта при $J=1.408$. Нагнетающая сторона.

Наименьшее соответствие экспериментальным данным наблюдается при поступи $J=1.408$. В расчете моделируется кромочный тип кавитации, имеющий меньшую площадь и заканчивающийся на относительном радиусе 0.85, в то время как, в эксперименте каверна распространяется выше по входящей кромке, отрывается и коллапсирует в районе уха лопасти. Кавитация у корня лопасти на нагнетающей стороне смоделирована качественно. На засасывающей стороне моделируемая каверна распространяется до выходящей кромки, в то время как в эксперименте происходит ее коллапсирование в районе медианной линии лопасти.

На рисунках 9–11 приведены образующиеся каверны на гребном винте и их развитие в течение следа винта полученные в ходе испытаний в кавитационной трубе и в расчете. Для всех режимов были хорошо переданы формы и структуры образующихся каверн.



а) эксперимент



б) расчет

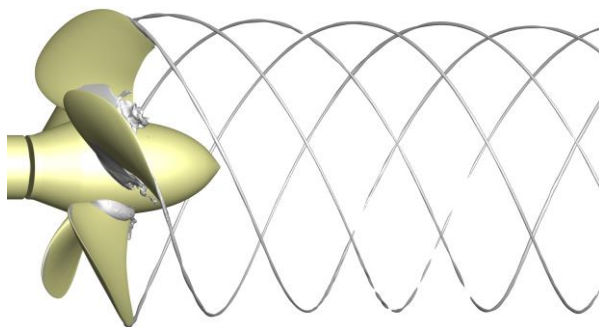
Рис. 9. Сравнение каверн при $J=1.019$.

Для режима с высокой нагрузкой смоделирована кавитация осевого вихря и концевых вихрей. В расчете каверны преждевременно не затухают и

распространяются до тех пор, пока расчетная сетка не регрессирует. В расчете осевая каверна имеет меньшее поперечное сечение чем в эксперименте.



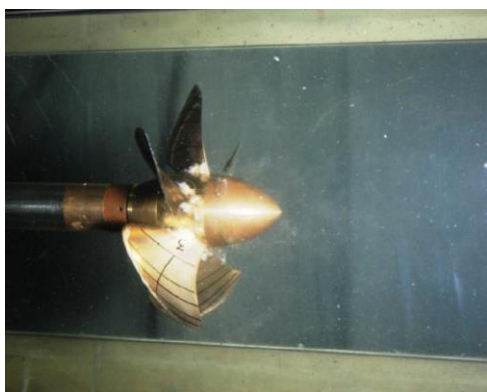
а) эксперимент



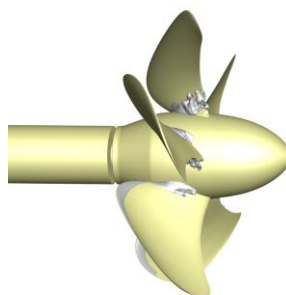
б) расчет

Рис. 10. Сравнение каверн при $J=1.253$.

Для режима со средней нагрузкой кавитация осевого вихря отсутствует, при этом концевые каверны принимают более утонченную структуру, что также было успешно смоделировано.



а) эксперимент



б) расчет

Рис. 11. Сравнение каверн при $J=1.408$.

Для режима с низкой нагрузкой каверны коллапсируют практически сразу при отделении от винта.

На рисунках 12–15 приводятся поля распределения коэффициента давления C_p и трения C_f на лопасти, определяющиеся по формулам:

$$C_p = \frac{p - p_\infty}{\frac{1}{2} \rho V^2}; \quad C_f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2} \rho V^2}, \quad (12)$$

где p – давление в точке на стенке лопасти, τ_w – тангенциальные напряжения на стенке.

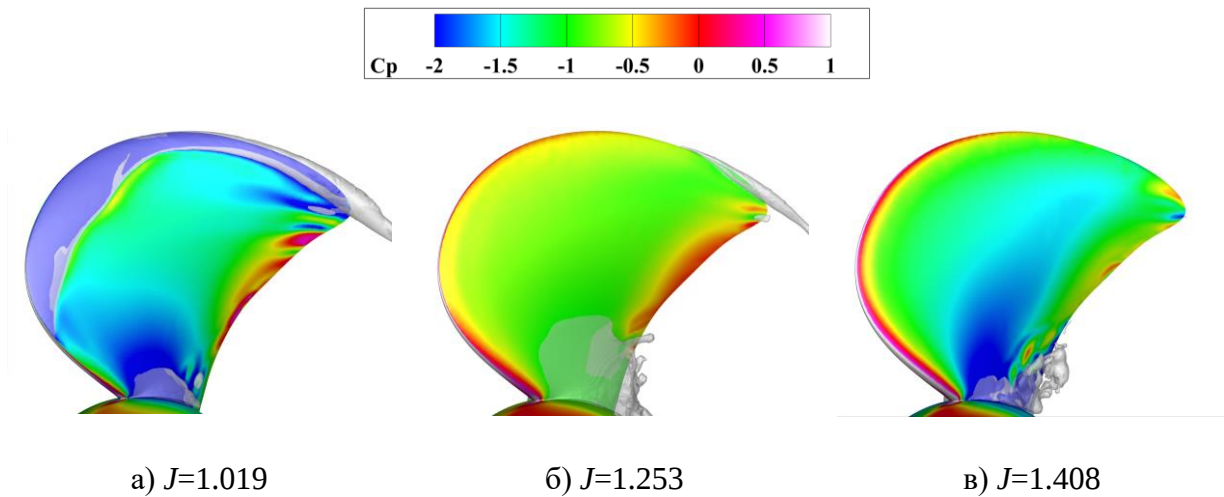


Рис. 12. Распределение поля коэффициента давления при различной поступи винта. Засасывающая сторона.

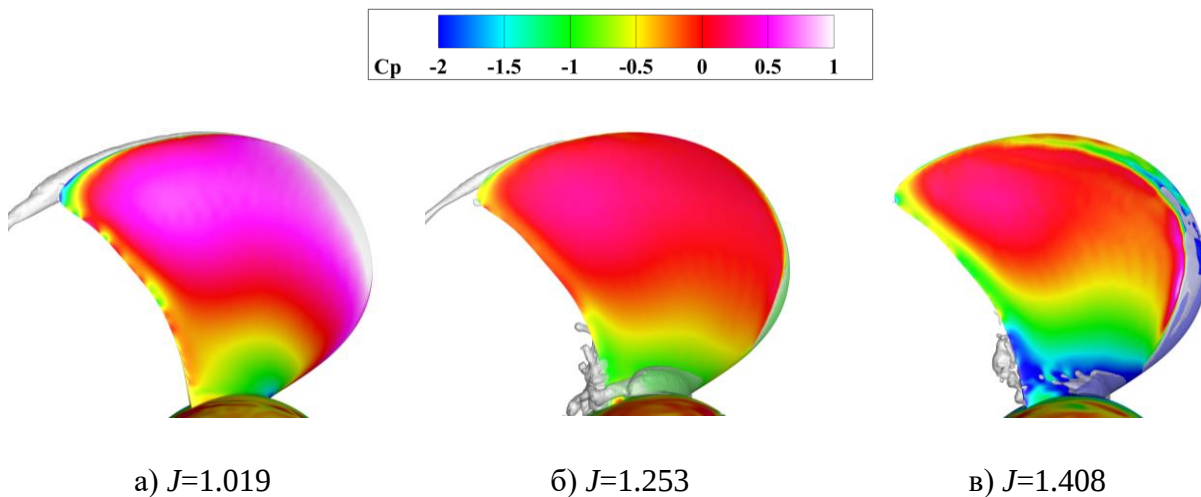


Рис. 13. Распределение поля коэффициента давления при различной поступи винта. Нагнетающая сторона.

На засасывающей стороне наличие кавитации значительно влияет на распределение давления, ее наличие приводит к падению давления в местной области

на стенке. С ростом нагрузки давление на нагнетающей стороне падает, а на засасывающей растет из-за уменьшения местных углов атаки, что приводит к падению разницы давлений, и как следствие, к снижению упора и момента винта. Давление на нагнетающей стороне также падает при движении по окружности от входящей к выходящей кромки, за исключением зон с каверной.

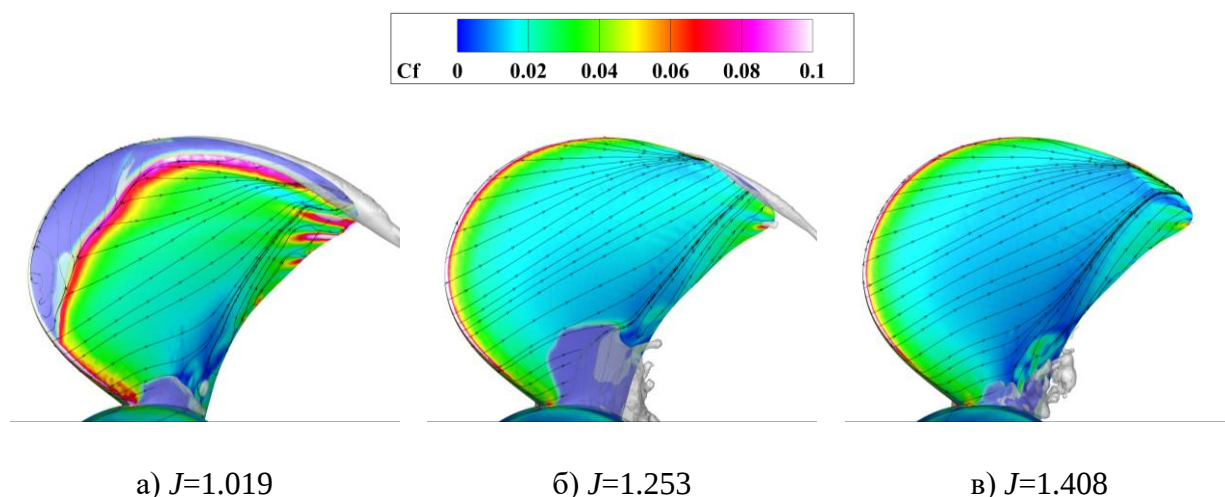


Рис. 14. Распределение поля коэффициента трения и линий тока вблизи лопасти при различной поступи винта. Линии тока приведены во вращающейся системе координат. Засасывающая сторона.

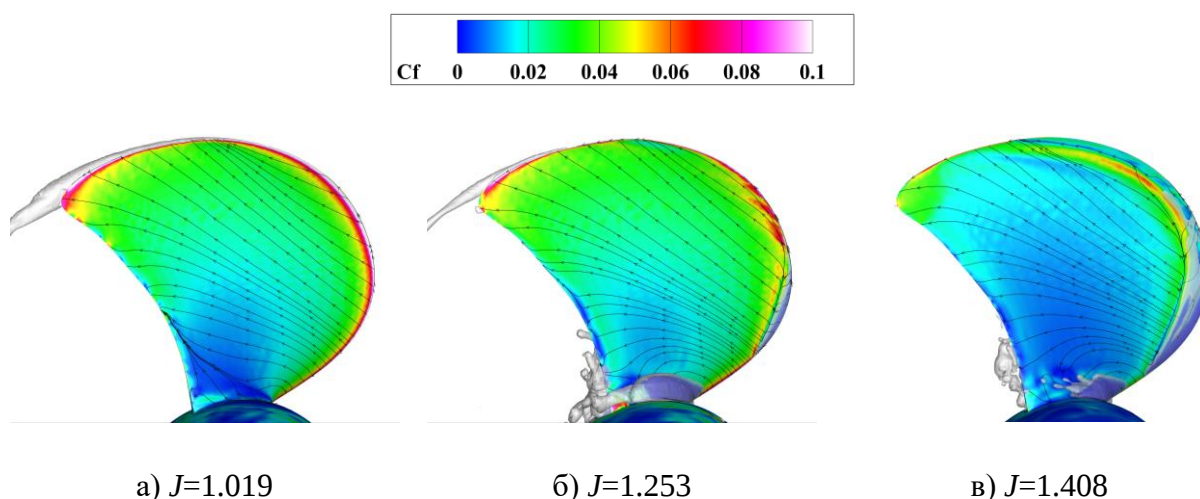
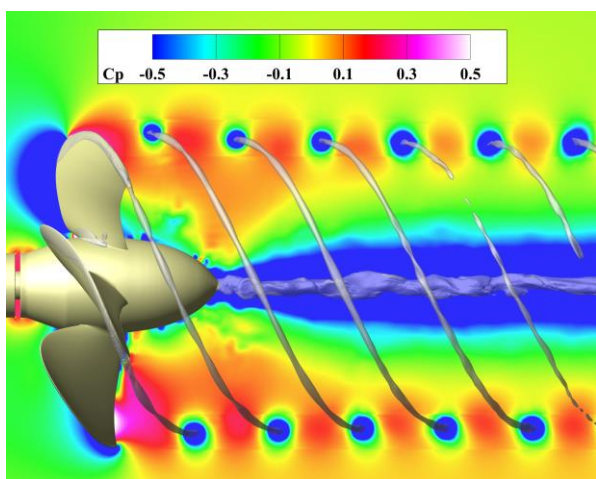


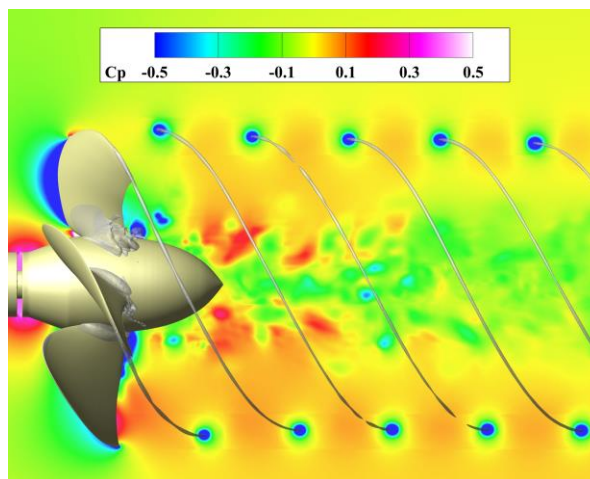
Рис. 15. Распределение поля коэффициента трения и линий тока вблизи лопасти при различной поступи винта. Линии тока приведены во вращающейся системе координат. Нагнетающая сторона.

На нагнетающей стороне у корня лопасти наблюдается отрывное течение, усиливающиеся с увеличением поступи. В областях под кавернами также наблюдаются зоны обратных токов. Поток стремится перетечь из области повышенного давления в область с пониженным через ухо лопасти и торцевую часть.

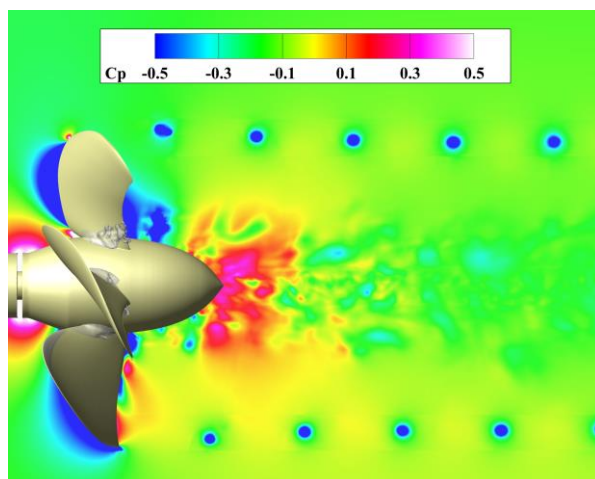
Поля коэффициента давления и безразмерной скорости (V_{ref} – скорость набегающего потока, V – скорость в точке потока) приведены в меридиональном сечении на рисунках 16 и 17. Увеличение поступи винта приводит к уменьшению градиентов давления и скорости в области концевой вихря. Сам концевой вихрь хорошо сохраняется ниже по течению и не разрушается. При поступи $J=1.019$ образуется интенсивный осевой вихрь с зоной пониженного давления и каверной, при увлечении поступи, $J=1.253$, $J=1.408$, осевой вихрь начинает разрушаться, осевая кавитация уходит, а на ступице винта формируются зоны отрывного течения.



а) $J=1.019$

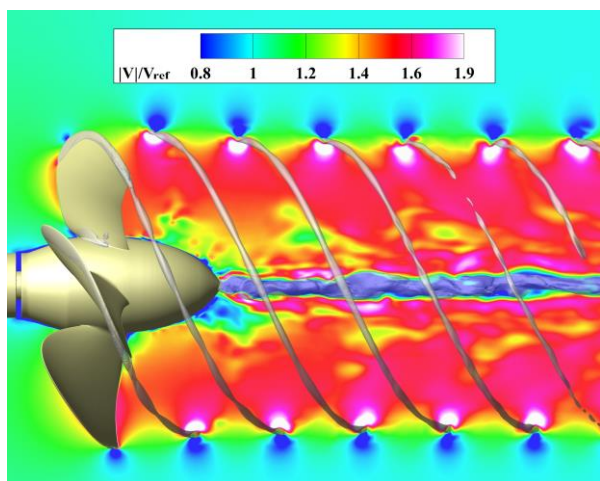


б) $J=1.253$

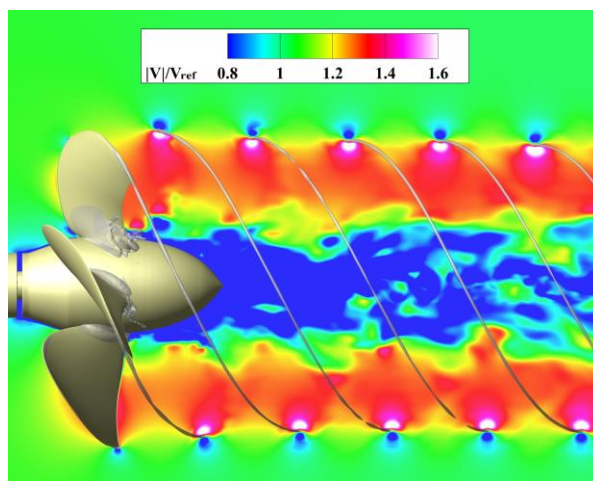


в) $J=1.408$

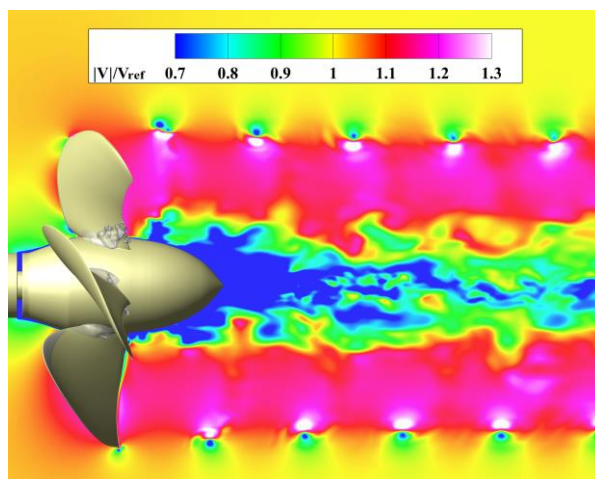
Рис. 16. Распределение поля коэффициента давления в миделевом сечении
при различной поступи винта.



а) $J=1.019$



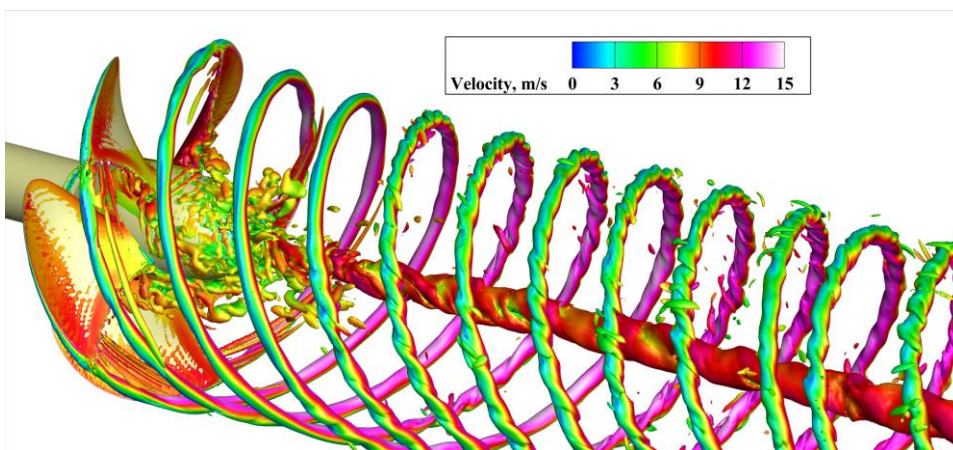
б) $J=1.253$



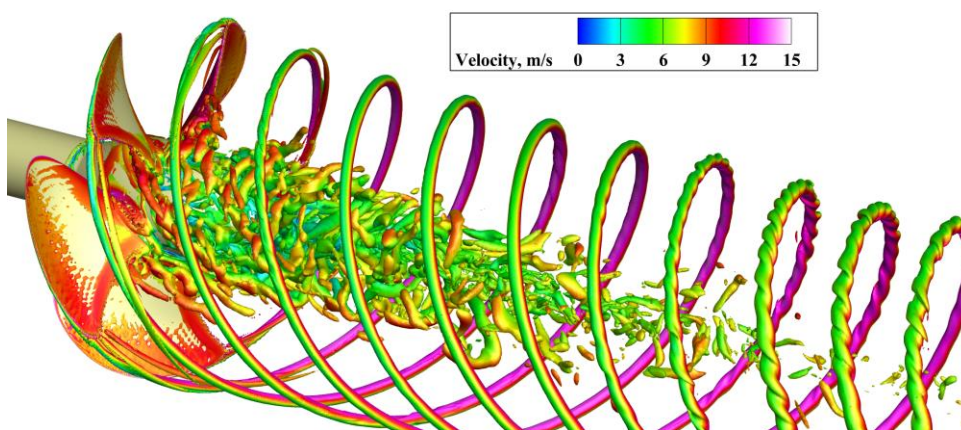
в) $J=1.408$

Рис. 17. Распределение поля безразмерной скорости в миделевом сечении при различной поступи винта.

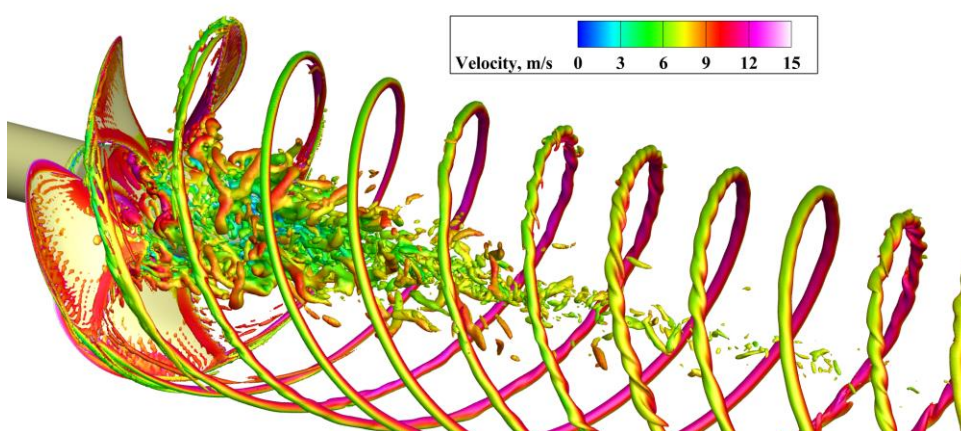
На рисунке 18 поле течения вблизи гребного винта визуализируется с помощью изоповерхности Q-критерия, окрашенного в цвет скорости. Изоповерхность имела значение равное 500 000.



а) $J=1.019$



б) $J=1.253$



в) $J=1.408$

Рис. 18. Исоповерхности Q-критерия равная 500 000, окрашенная в цвет скорости.

Видно, что с лопастей винта сходят мощные концевые вихри, их интенсивность тем выше, чем выше местные углы атаки на лопастях, те при высоких нагрузках на винт. При поступи $J=1.019$ на малых радиусах доминирует осевой вихрь, который вызывает осевую кавитацию, напротив, при поступи $J=1.253$ доминируют вихревые структуры, отбрасываемые ступицей винта. При поступи $J=1.408$ вихревые структуры, сходящие со ступицы, диссипируют быстрее, прежде всего из-за меньших зон обратного течения, что можно видно видеть на рисунке 17в.

5. Заключение

Для модельного гребного винта выполнено численное моделирование в программном комплексе Ansys Fluent. Моделирование выполнено методом SBES с использованием $k-\omega$ SST модели турбулентности. Расчет проводился для трех поступей при наличии развитой кавитации на винте в кавитационном туннеле. Результаты численного моделирования сравнивались с экспериментальными данными.

Полученные гидродинамические характеристики гребного винта близки к экспериментальным результатам, относительные погрешности коэффициента полезного действия винта равны 1%, 5.5%, 7% для поступи $J=1.019$; $J=1.253$; $J=1.408$ соответственно. Уменьшение нагрузки на винт приводит к росту погрешностей интегральных характеристик из-за некорректного моделирования кавитации. В работе хорошо переданы формы и структуры каверн, образующихся на винте, и их развитие в следе.

Популярный коммерческий CFD пакет позволяет моделировать гребной винт в условиях развитой кавитации с относительной погрешностью не более 7% на расчетных сетках, состоящих из 77 миллионов ячеек. Для увеличения точности численного моделирования рекомендуется использовать более сложные модели кавитации, а также использовать более подробные расчетные сетки.

Список источников

1. Reynolds O. The causes of the racing of the engines of screw streamers investigated theoretically and by Experiment // Transactions of the Royal Institution of Naval Architects. 1873. Vol. 14, P. 56-67.
2. Игнаткин Ю.М., Константинов С.Г. Исследование аэродинамических характеристик несущего винта вертолета методом CFD // Труды МАИ. 2012. № 57. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=30875>
3. Игнаткин Ю.М., Константинов С.Г. Исследование аэродинамических характеристик профиля и законцовок лопасти несущего винта вертолета методом CFD // Труды МАИ. 2012. № 57. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=30874>
4. Игнаткин Ю.М., Макеев П.В., Шомов А.И., Константинов С.Г. Моделирование режима «вихревого кольца» несущего винта вертолета на базе нелинейной вихревой модели и методов CFD // Труды МАИ. 2012. № 59. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=34410>
5. Тарасов А.Л. Численное исследование особенностей обтекания вертолетных профилей в эксплуатационном диапазоне изменения углов атаки и чисел Маха // Труды МАИ. 2023. № 131. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=175919>. DOI: [10.34759/trd-2023-131-13](https://doi.org/10.34759/trd-2023-131-13)
6. Ша М., Агульник А.Б., Яковлев А.А. Влияние расчетной сетки при математическом моделировании натекания дозвукового потока на профиль перспективной лопатки с отклоняемой задней кромкой в двухмерной постановке // Труды МАИ. 2017. № 93. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=80297>

7. Пустошный А.В., Борусевич В.О., Магаровский В.В., Таранов А.Е. Соотношение расчетных и экспериментальных методов в современной гидродинамике судна // Труды Крыловского государственного научного центра. 2020. № 2 (392). С. 36-50. DOI: [10.24937/2542-2324-2020-2-392-36-50](https://doi.org/10.24937/2542-2324-2020-2-392-36-50)
8. M. Shur, P.R. Spalart, M. Strelets, A. Travin. Detached-Eddy Simulation of an Airfoil at High Angle of Attack // In 4th Int. Symposium on Eng. Turb. Modeling and Experiments, Corsica, France. May 1999. DOI: [10.1016/B978-008043328-8/50064-3](https://doi.org/10.1016/B978-008043328-8/50064-3)
9. M.L. Shur, P.R. Spalart, M.K. Strelets, A.K. Travin. A Hybrid RANS-LES Approach With Delayed DES and Wall-Modelled LES Capabilities // International Journal of Heat and Fluid Flow. December 2008. P. 1638-1649. DOI: [10.1016/j.ijheatfluidflow.2008.07.001](https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2008.07.001)
10. M.S. Gritskevich, A.V. Garbaruk, J. Schutze, F.R. Menter. Development of DDES and IDDES Formulations for the $k-\omega$ Shear Stress Transport Model // Flow Turbulence and Combustion. 2012. No. 88 (3). P. 431–449. DOI: [10.1007/s10494-011-9378-4](https://doi.org/10.1007/s10494-011-9378-4)
11. P.R. Spalart, S. Deck, M.L. Shur, K.D. Squires, M.K. Strelets, A. Travin. A new version of detached-eddy simulation, resistant to ambiguous grid densities // Theoretical and Computational Fluid Dynamics. 2006. No. 20. P. 181–195. DOI: [10.1007/s00162-006-0015-0](https://doi.org/10.1007/s00162-006-0015-0)
12. *ANSYS FLUENT. Theory Guide. Release 2024R2. 4.14.2 P. 115-116.* ANSYS, Inc. 2024.
13. Heinke H.J. Potsdam Propeller Test Case (PPTC). Cavitation Tests with the Model Propeller VP1304. In SVA Potsdam Model Basin Report No. 3753. Schiffbau-Versuchsanstalt Potsdam GmbH: Potsdam, Germany, 2011.

14. Barkmann U., Heinke H.J., Lübke L. Potsdam propeller test case (PPTC). Test case description // In Proceedings of the Second International Symposium on Marine Propulsors (smp'11). Hamburg, Germany, 15–17 June 2011. URL: https://www.marinepropulsors.com/proceedings/2011/II-1_Barkmann.pdf
15. Menter F. Influence of freestream values on k- ω turbulence model predictions // AIAA Journal. 1992. No. 30. P. 1657-1659. DOI: [10.2514/3.11115](https://doi.org/10.2514/3.11115)
16. M.L. Shur, M.K. Strelets, A.K. Travin, P.R. Spalart. Turbulence Modeling in Rotating and Curved Channels: Assessing the Spalart-Shur Correction // AIAA Journal. 2000. No. 38 (5). P. 784-792. DOI: [10.2514/2.1058](https://doi.org/10.2514/2.1058)
17. M. Kato, B.E. Launder. The modelling of turbulent flow around stationary and vibrating square cylinders // Ninth Symposium on Turbulent Shear Flows. Kyoto, Japan: August 16-18, 1993.
18. ANSYS FLUENT. Theory Guide. Release 2024R2. 4.14.2 P. 619-637. ANSYS, Inc. 2024
19. G.H. Schnerr, J. Sauer. Physical and Numerical Modeling of Unsteady Cavitation Dynamics // In Fourth International Conference on Multiphase Flow. New Orleans, USA. 2001.
20. B.P. Leonard. The ULTIMATE conservative difference scheme applied to unsteady one-dimensional advection // Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. 1991. No. 88. P. 17–74.
21. S.V. Patankar. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. Hemisphere, Washington, DC. 1980. 197 p.

22. B.P. Leonard, S. Mokhtari. ULTRA-SHARP Nonoscillatory Convection Schemes for High-Speed Steady Multidimensional Flow // NASATM1-2568 (ICOMP-90-12). NASA Lewis Research Center. 1990.
23. B. Van Leer. Toward the Ultimate Conservative Difference Scheme. IV. A Second Order Sequel to Godunov's Method // Journal of Computational Physics. 1979. No. 32. P. 101–136.
24. ANSYS FLUENT. Theory Guide. Release 2024R2. 4.14.2 P. 943-944. ANSYS, Inc. 2024.
25. Barkmann U. Potsdam Propeller Test Case (PPTC). Open water tests with the model propeller VP1304. In SVA Potsdam Model Basin Report No. 3752. Schiffbau-Versuchsanstalt Potsdam GmbH: Potsdam, Germany, 2011.
26. Heinke H.J. Potsdam Propeller Test Case (PPTC). Cavitation Tests with the Model Propeller VP1304. In SVA Potsdam Model Basin Report No. 3753. Schiffbau-Versuchsanstalt Potsdam GmbH: Potsdam, Germany, 2011
27. Muscari R., Di Mascio A., Verzicco, R. Modeling of vortex dynamics in the wake of a marine propeller // Computers & Fluids. 2013. No. 73. P. 65–79. DOI: [10.1016/j.compfluid.2012.12.003](https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2012.12.003)
28. Guilmineau E., Deng G., Leroyer A., Queutey P., Visonneau M., Wackers J. Influence of the Turbulence Closures for the Wake Prediction of a Marine Propeller // In Proceedings of the Fourth International Symposium on Marine Propulsors, smp'15, Austin, TX, USA, 2015.

29. Viitanen V.M., Siikonen T. Numerical simulation of cavitating marine propeller flows // In Proceedings of the 9th National Conference on Computational Mechanics (MekIT'17), Trondheim, Norway, 11–12 May 2017. P. 385–409.
30. Chase N., Carrica P.M. Submarine propeller computations and application to self-propulsion of DARPA Suboff // Ocean Engineering. 2013. No. 60. P. 68–80. DOI: [10.1016/j.oceaneng.2012.12.029](https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2012.12.029)

References

1. Reynolds O. The causes of the racing of the engines of screw streamers investigated theoretically and by Experiment. *Transactions of the Royal Institution of Naval Architects*. 1873. Vol. 14, P. 56-67.
2. Ignatkin Yu.M., Konstantinov S.G. Researches of aerodynamic characteristics of a main rotor helicopter using CFD method. *Trudy MAI*. 2012. No. 57. (In Russ.). URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=30875>
3. Ignatkin Yu.M., Konstantinov S.G. Researches aerodynamic characteristics of a profile and blade tips helicopter rotor using CFD methods. *Trudy MAI*. 2012. No. 57. (In Russ.). URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=30874>
4. Ignatkin Yu.M., Makeev P.V., Shomov A.I., Konstantinov S.G. Computational Modeling of Vortex Ring State Modes of Helicopter Main Rotor at the basis of free wake vortical model. *Trudy MAI*. 2012. No. 59. (In Russ.). URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=34410>

5. Tarasov A.L. Flow characteristics in the operational range angles of attack and Mach numbers numerical investigation of helicopter airfoils. *Trudy MAI*. 2023. No. 131. (In Russ.). URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=175919>. DOI: [10.34759/trd-2023-131-13](https://doi.org/10.34759/trd-2023-131-13)
6. Sha M., Agul'nik A.B., Yakovlev A.A. Analysis of mathematical modeling results of subsonic flow inleakage at subsonic profiles. *Trudy MAI*. 2017. No. 93. (In Russ.). URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=80297>
7. Pustoshnyi A.V., Borusevich V.O., Magarovskii V.V., Taranov A.E. The relationship between computational and experimental methods in modern ship hydrodynamics. *Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo tsentra*. 2020. No. 2 (392). P. 36-50. (In Russ.). DOI: [10.24937/2542-2324-2020-2-392-36-50](https://doi.org/10.24937/2542-2324-2020-2-392-36-50)
8. M. Shur, P.R. Spalart, M. Strelets, A. Travin. Detached-Eddy Simulation of an Airfoil at High Angle of Attack. In *4th Int. Symposium on Eng. Turb. Modeling and Experiments*, Corsica, France. May 1999. DOI: [10.1016/B978-008043328-8/50064-3](https://doi.org/10.1016/B978-008043328-8/50064-3)
9. M.L. Shur, P.R. Spalart, M.K. Strelets, A.K. Travin. A Hybrid RANS-LES Approach With Delayed DES and Wall-Modelled LES Capabilities. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. December 2008. P. 1638-1649. DOI: [10.1016/j.ijheatfluidflow.2008.07.001](https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2008.07.001)
10. M.S. Gritskevich, A.V. Garbaruk, J. Schutze, F.R. Menter. Development of DDES and IDDES Formulations for the $k-\omega$ Shear Stress Transport Model. *Flow Turbulence and Combustion*. 2012. No. 88 (3). P. 431–449. DOI: [10.1007/s10494-011-9378-4](https://doi.org/10.1007/s10494-011-9378-4)
11. P.R. Spalart, S. Deck, M.L. Shur, K.D. Squires, M.K. Strelets, A. Travin. A new version of detached-eddy simulation, resistant to ambiguous grid densities. *Theoretical and*

Computational Fluid Dynamics. 2006. No. 20. P. 181–195. DOI: [10.1007/s00162-006-0015-0](https://doi.org/10.1007/s00162-006-0015-0)

12. ANSYS FLUENT. *Theory Guide. Release 2024R2. 4.14.2 P. 115-116*. ANSYS, Inc. 2024

13. Heinke H.J. *Potsdam Propeller Test Case (PPTC). Cavitation Tests with the Model Propeller VP1304. In SVA Potsdam Model Basin Report No. 3753*. Schiffbau-Versuchsanstalt Potsdam GmbH: Potsdam, Germany, 2011.

14. Barkmann U., Heinke H.J., Lübke L. *Potsdam propeller test case (PPTC). Test case description // In Proceedings of the Second International Symposium on Marine Propulsors (smp'11)*. Hamburg, Germany, 15–17 June 2011. URL: https://www.marinepropulsors.com/proceedings/2011/II-1_Barkmann.pdf

15. Menter F. Influence of freestream values on $k-\omega$ turbulence model predictions. *AIAA Journal*. 1992. No. 30. P. 1657-1659. DOI: [10.2514/3.11115](https://doi.org/10.2514/3.11115)

16. M.L. Shur, M.K. Strelets, A.K. Travin, P.R. Spalart. Turbulence Modeling in Rotating and Curved Channels: Assessing the Spalart-Shur Correction. *AIAA Journal*. 2000. No. 38 (5). P. 784-792. DOI: [10.2514/2.1058](https://doi.org/10.2514/2.1058)

17. M. Kato, B.E. Launder. The modelling of turbulent flow around stationary and vibrating square cylinders. *Ninth Symposium on Turbulent Shear Flows*. Kyoto, Japan: August 16-18, 1993.

18. ANSYS FLUENT. *Theory Guide. Release 2024R2. 4.14.2 P. 619-637*. ANSYS, Inc. 2024

19. G.H. Schnerr, J. Sauer. Physical and Numerical Modeling of Unsteady Cavitation Dynamics. *In Fourth International Conference on Multiphase Flow*. New Orleans, USA. 2001.
20. B.P. Leonard. The ULTIMATE conservative difference scheme applied to unsteady one-dimensional advection. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*. 1991. No. 88. P. 17–74.
21. S.V. Patankar. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. Hemisphere, Washington, DC. 1980. 197 p.
22. B.P. Leonard, S. Mokhtari. ULTRA-SHARP Nonoscillatory Convection Schemes for High-Speed Steady Multidimensional Flow. *NASATM1-2568 (ICOMP-90-12)*. NASA Lewis Research Center. 1990.
23. B. Van Leer. Toward the Ultimate Conservative Difference Scheme. IV. A Second Order Sequel to Godunov's Method. *Journal of Computational Physics*. 1979. No. 32. P. 101–136.
24. *ANSYS FLUENT. Theory Guide. Release 2024R2. 4.14.2 P. 943-944*. ANSYS, Inc. 2024.
25. Barkmann U. *Potsdam Propeller Test Case (PPTC). Open water tests with the model propeller VP1304*. In *SVA Potsdam Model Basin Report No. 3752*. Schiffbau-Versuchsanstalt Potsdam GmbH: Potsdam, Germany, 2011.
26. Heinke H.J. *Potsdam Propeller Test Case (PPTC). Cavitation Tests with the Model Propeller VP1304*. In *SVA Potsdam Model Basin Report No. 3753*. Schiffbau-Versuchsanstalt Potsdam GmbH: Potsdam, Germany, 2011

27. Muscari R., Di Mascio A., Verzicco, R. Modeling of vortex dynamics in the wake of a marine propeller. *Computers & Fluids*. 2013. No. 73. P. 65–79. DOI: [10.1016/j.compfluid.2012.12.003](https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2012.12.003)
28. Guilmineau E., Deng G., Leroyer A., Queutey P., Visonneau M., Wackers J. Influence of the Turbulence Closures for the Wake Prediction of a Marine Propeller. *In Proceedings of the Fourth International Symposium on Marine Propulsors, smp'15*, Austin, TX, USA, 2015.
29. Viitanen V.M., Siikonen T. Numerical simulation of cavitating marine propeller flows. *In Proceedings of the 9th National Conference on Computational Mechanics (MekIT'17)*, Trondheim, Norway, 11–12 May 2017. P. 385–409.
30. Chase N., Carrica P.M. Submarine propeller computations and application to self-propulsion of DARPA Suboff. *Ocean Engineering*. 2013. No. 60. P. 68–80. DOI: [10.1016/j.oceaneng.2012.12.029](https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2012.12.029)

Статья поступила в редакцию 17.03.2025

Одобрена после рецензирования 25.03.2025

Принята к публикации 25.08.2025

The article was submitted on 17.03.2025; approved after reviewing on 25.03.2025; accepted for publication on 25.08.2025