



Math-Net.Ru

Общероссийский математический портал

Н. М. Ноури, С. Мохаммади, М. К. Нейестанаки, Э. Бейги, Влияние кривизны скелетной линии профиля лопасти на гидроупругое поведение корабельного винта в кольцевой насадке в спутном следе,  
*Прикл. мех. техн. физ.*, 2018, том 59, выпуск 3, 69–76

<https://www.mathnet.ru/pmtf574>

Использование Общероссийского математического портала Math-Net.Ru подразумевает, что вы прочитали и согласны с пользовательским соглашением  
<https://www.mathnet.ru/rus/agreement>

Параметры загрузки:

IP: 18.97.9.169

20 апреля 2025 г., 16:55:45



УДК 532.5

## ВЛИЯНИЕ КРИВИЗНЫ СКЕЛЕТНОЙ ЛИНИИ ПРОФИЛЯ ЛОПАСТИ НА ГИДРОУПРУГОЕ ПОВЕДЕНИЕ КОРАБЕЛЬНОГО ВИНТА В КОЛЬЦЕВОЙ НАСАДКЕ В СПУТНОМ СЛЕДЕ

Н. М. Ноури, С. Мохаммади, М. К. Нейестанки, Э. Бейги

Школа машиностроения Иранского университета наук и технологий, Тегеран, Иран

E-mails: mnouri@iust.ac.ir, mohamadisaber11@gmail.com,

mehrdad.kn89@gmail.com, e.beygi1990@yahoo.com

Проведено численное исследование влияния кривизны скелетной линии профиля лопасти гребного винта из серии профилей НАСА, работающего в кольцевой насадке в спутном следе за погруженным в воду осесимметричным телом, на гидроупругие и прочностные характеристики винта. При проведении расчетов использованы методы вычислительной гидродинамики, в частности метод конечных элементов. Представлены результаты расчетов коэффициента полезного действия, упругого изгиба лопастей, коэффициента давления и собственных частот. Показано, что наличие спутного следа оказывает существенное влияние на поведение рассматриваемой пропульсивной системы. Установлено, что распределение величины кривизны скелетной линии профилей вдоль лопастей винта в радиальном направлении оказывает влияние на кавитацию и параметры изгиба лопастей, а также на гидродинамические характеристики и вибрационное поведение винта.

**Ключевые слова:** осесимметричное погруженное тело, винт в кольцевой насадке, кривизна скелетной линии профиля, спутный след, гидроупругость, разложение по собственным модам.

DOI: 10.15372/PMTF20180307

**Введение.** В последнее время проведен ряд исследований гидродинамического и гидроупругого поведения корабельных винтов [1–4]. В частности, в работе [2] с использованием методов вычислительной гидродинамики, основанных на решении уравнений Рейнольдса (RANS), и методов конечных элементов проведен анализ гидроупругого поведения гребного винта в неоднородном спутном следе с целью минимизации вибраций и динамических напряжений, возникающих в материале лопастей. В [3] изучено влияние числа лопастей на поведение ряда корабельных винтов с профилями серии НАСА, для решения уравнений RANS использованы методы вычислительной гидродинамики в сочетании с методами конечных элементов, в силу малости упругих деформаций лопастей анализ задачи выполнен с помощью однонаправленного метода гидроупругости.

В настоящей работе исследуются влияние радиального (вдоль лопасти) распределения прогиба скелетной линии лопасти гребного винта, работающего в кольцевой насадке в следе за осесимметричным погруженным в воду телом, на гидродинамическое и гидроупругое поведение винта, влияние спутного следа за осесимметричным телом на некоторые

характеристики гребного винта, а также вибрационное поведение винтов в водной среде. Рассмотрены винты в кольцевой насадке, имеющие фиксированный набор параметров, характеризующих их геометрию, за исключением изгиба скелетной линии профиля лопасти.

**1. Численное моделирование.** При моделировании течения используются уравнения изотермической ньютоновской жидкости. В подвижной системе координат уравнение неразрывности и закон сохранения количества движения (уравнения Навье — Стокса) имеют вид

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \mathbf{v}_r = 0,$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho \mathbf{v} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}_r \mathbf{v}) + \rho [\boldsymbol{\omega} \times (\mathbf{v} - \mathbf{v}_t)] = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + \mathbf{F},$$

где  $\mathbf{v}_r = \mathbf{v} - \mathbf{u}_r$  — вектор относительной скорости;  $\mathbf{v}$  — вектор абсолютной скорости;  $\mathbf{u}_r = \mathbf{v}_t + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}$  — вектор скорости движения подвижной системы координат относительно инерционной системы координат;  $\mathbf{v}_t$  — вектор переносной скорости;  $\boldsymbol{\omega}$  — вектор угловой скорости вращения подвижной системы координат;  $p$  — статическое давление;  $\rho$  — плотность;  $\mathbf{F}$  — вектор внешних сил;  $\boldsymbol{\tau}$  — тензор напряжений Рейнольдса.

В работе [3] с использованием численных методов гидродинамики выполнено численное моделирование стационарной задачи обтекания гребного винта судна.

Известно, что надежное численное моделирование гидродинамики корабельных винтов при стационарных режимах обтекания может быть выполнено с использованием методов вычислительной гидродинамики и следующих подходов [3]: RNG- $(k-\varepsilon)$ -модели турбулентности, схемы PRESTO (pressure staggering option) при дискретизации задачи определения давления, схемы QUICK (quadratic upwind interpolation for convective kinematics) при дискретизации конвективных членов в уравнениях, метода SIMPLEC (semi-implicit method for pressure linked equations-consistent) при определении давления и скорости в связанных уравнениях, подвижной системы координат для учета эффектов, обусловленных вращением винта. В данной работе область численного моделирования (рис. 1) и краевые условия выбраны с учетом результатов работы [3]. Длина расчетной области вниз по течению от винта равна  $20D$  ( $D$  — диаметр винта),  $L$  — длина тела вверх по течению от винта.

Задавались следующие краевые условия: на левой границе цилиндрической области — равенство скорости течения и скорости набегающего потока, на границе между жидкостью и поверхностью винта — условия непрерывности поля скоростей, на правой границе

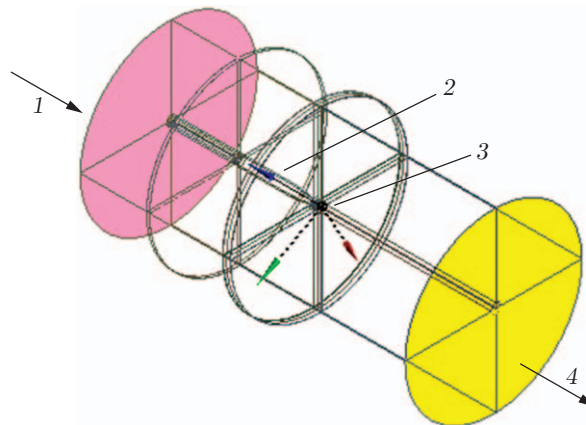


Рис. 1. Область численного моделирования:  
1 — вход, 2 — тело, 3 — винт, 4 — выход

цилиндрической области — равенство нулю градиента давления, на жестких стенках — условия прилипания.

При построении расчетной сетки в области в окрестности винта использовались тетраэдрические элементы, вне этой области — гексаэдрические элементы. Вблизи стенок параметр сетки  $y^+$  равен 100, поэтому пограничный слой моделировался с использованием стандартной пристенной функции.

Для расчета конструкции и анализа мод колебаний использовался метод конечных элементов. Уравнения движения записывались в виде

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\},$$

где  $\{\ddot{u}\}$ ,  $\{\dot{u}\}$ ,  $\{u\}$ ,  $[M]$ ,  $[C]$ ,  $[K]$  — ускорение, скорость, смещение, матрица масс, матрица демпфирования и матрица жесткости соответственно. Компонентами вектора  $\{F\}$  являются центробежные силы, силы тяжести (гравитации) и обобщенные гидродинамические силы, действующие на лопасти винта. Обобщенные силы вычисляются из решения гидродинамической задачи и затем используются в конечно-элементной модели [4]. Деформации определяются из решения системы вида  $[K]\{u\} = \{F\}$ . При решении волновой задачи эта система дополняется волновым уравнением акустики.

Алгоритм двунаправленного метода совместного решения задач гидродинамики и упругости заключается в следующем.

1. С использованием программ блока для решения задач вычислительной гидродинамики (CFD) выполняется гидродинамический анализ жесткого винта.

2. Полученное распределение давления на лопасти винта используется в конечно-элементной модели.

3. С использованием конечно-элементной модели вычисляется напряженно-деформированное состояние лопастей винта.

4. Новая (деформированная) форма поверхности лопастей винта передается в блок (решатель) CFD. В расчетной области, занятой жидкостью, строится новая сетка с учетом новой геометрии и нового распределения давления.

5. Решатель переходит на шаг 1.

Вычисления по данному алгоритму продолжаются до тех пор, пока не будет достигнута сходимость решений гидродинамической задачи и задачи вычисления напряженно-деформированного состояния лопастей винта.

Затем выполняется волновой анализ для определения вибрационных характеристик конструкции. При погружении конструкции в жидкость ее собственные частоты меняются, поскольку движение тела вызывает движение окружающей жидкости, вследствие чего происходит перераспределение давления, действующего на конструкцию (у конструкции появляется так называемая присоединенная масса).

**2. Постановка задачи.** Проведено моделирование поведения восьми различных винтов при следующих предположениях:

- 1) число лопастей равно семи;

- 2) площадь спрямляемой поверхности лопастей является постоянной для всех рассмотренных винтов, при этом проекции лопастей (вид спереди) покрывают полный круг, перекрытие какой-либо части любой из лопастей соседними лопастями отсутствует;

- 3) диаметр винта равен 45 см;

- 4) все винты имеют одинаковое распределение максимальной толщины профилей по радиусу;

- 5) используются профили лопастей НАСА из серии с четырьмя индексами, толщина каждого профиля максимальна на расстоянии, равном 30 % длины хорды, отсчитываемой от ведущей кромки, кривизна скелетной линии профиля максимальна на расстоянии, равном 50 % длины хорды;

6) все винты имеют одинаковые распределения шага винта вдоль радиуса, причем для безразмерного радиуса, равного 0,7, шаг винта составляет 1,8 и возрастает в направлении от основания лопасти к ее концу;

7) относительная кривизна скелетной линии профиля в радиальном направлении постоянна ( $f(r)/c = \text{const}$ );

8) единственным варьируемым параметром в расчетах является максимальная кривизна скелетной линии профиля;

9) отношение диаметра ступицы к диаметру винта составляет 0,4.

Используются также следующие дополнительные допущения:

1) величина зазора между концами лопастей винта и внутренней поверхностью кольцевой насадки составляет 1,5 % диаметра винта;

2) во всех расчетах задается один и тот же профиль насадки (профиль НАСА с четырьмя индексами);

3) диаметр обтекаемого тела равен 55 см.

Распределения безразмерной кривизны скелетной линии профиля для моделей 1–8 заданы в следующем виде:

$$f(r)/c = C_i, \quad i = 1, \dots, 8,$$

где  $C_1 = 0$ ;  $C_2 = 0,5$  %;  $C_3 = 1$  %;  $C_4 = 1,5$  %;  $C_5 = 2$  %;  $C_6 = 2,5$  %;  $C_7 = 3$  %;  $C_8 = 3,5$  %;  $f(r)/c$  — распределение безразмерной кривизны скелетной линии профиля вдоль радиальной координаты (далее — безразмерная кривизна профиля);  $f$  — стрела прогиба профиля (максимальное расстояние между скелетной линией профиля и хордой);  $c$  — длина хорды;  $C$  — константа;  $i$  — индекс, соответствующий номеру модели. В качестве материала винтов выбран алюминиевый сплав Т6-6061.

**3. Результаты расчетов и их обсуждение.** При численном исследовании влияния кривизны профиля на гидроупругое поведение винтов в кольцевых насадках скорость движения погруженного в воду тела была принята равной  $V_a = 19$  м/с. Скорость вращения каждой модели винта задавалась таким образом, чтобы упор винта компенсировал сопротивление движущегося тела при заданной скорости. Общее сопротивление представляет собой сумму силы трения, силы сопротивления  $F_{drag} = \rho V^2 C_d A / 2$  и индуцированного сопротивления. Упор винта, необходимый для движения тела со скоростью, равной 19 м/с, составляет приблизительно 6000 Н. Полученные результаты расчетов представлены на рис. 2–4.

На рис. 2 показана зависимость скорости вращения винта, необходимой для компенсации сопротивления, равного 6000 Н, от кривизны профиля, на рис. 3 — зависимость

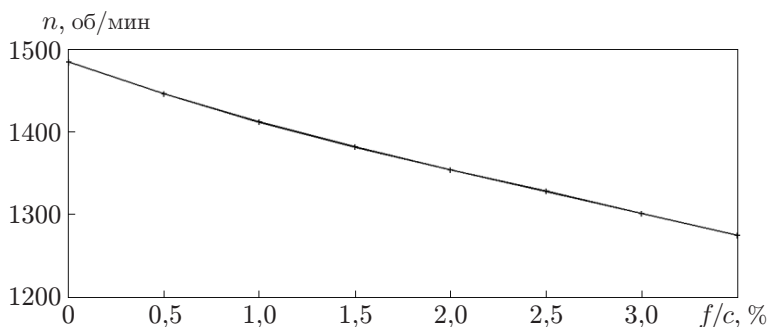


Рис. 2. Зависимость скорости вращения винта при  $T = 6000$  Н от кривизны профиля лопасти винта

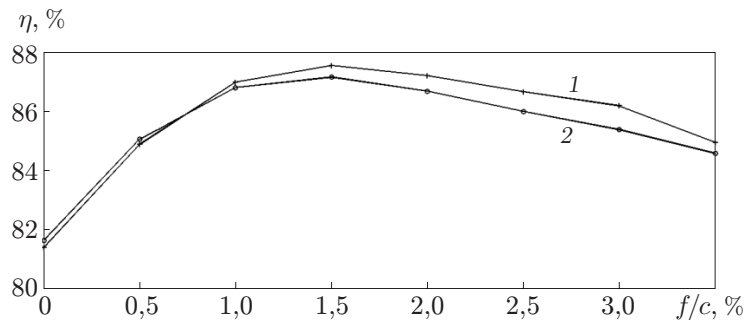


Рис. 3. Зависимость КПД жесткого (1) и упругого (2) винтов от кривизны профиля лопасти

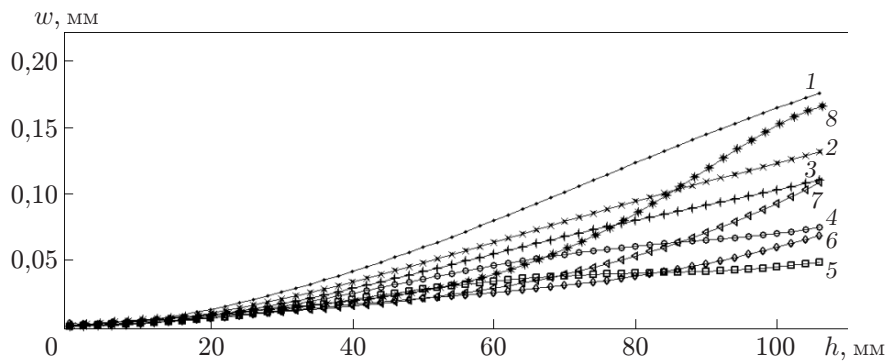


Рис. 4. Зависимости прогиба ведущей кромки лопасти  $w$  от толщины кромки  $h$  при различных значениях относительной кривизны профиля лопасти, полученные при решении гидроупругой задачи:

1 —  $f/c = 0$ , 2 —  $f/c = 0,5 \%$ , 3 —  $f/c = 1,0 \%$ , 4 —  $f/c = 1,5 \%$ , 5 —  $f/c = 2,0 \%$ ,  
6 —  $f/c = 2,5 \%$ , 7 —  $f/c = 3,0 \%$ , 8 —  $f/c = 3,5 \%$

гидродинамического КПД винтов  $\eta = TV_a / (2\pi nQ)$  от кривизны профиля ( $T$  — упор винта, Н;  $Q$  — крутящий момент, создаваемый валом винта, Н·м;  $n$  — скорость вращения винта, об/мин). Получены результаты гидродинамического моделирования в предположении абсолютной жесткости винта и результаты совместного решения гидродинамической и упругой задач (двунаправленный метод).

На рис. 4 показана зависимость изгибной деформации ведущей кромки винта от толщины кромки при различных значениях кривизны профиля лопасти. Расчеты проводились для ведущей кромки, так как она имеет приемлемую толщину и вычисления на расчетной сетке в этой области имеют минимальную погрешность.

Увеличение кривизны профиля приводит к увеличению упора винта. Поэтому, для того чтобы получить одно и то же значение упора, скорость вращения винта нужно уменьшить, а кривизну профиля — увеличить (см. рис. 2). На рис. 3 видно, что КПД винта достигает максимума при безразмерной кривизне профиля  $f/c = 1,5 \%$ . Следовательно, КПД винта нелинейно зависит от кривизны профиля лопасти вследствие ее влияния на эффективные углы атаки для участков лопасти, расположенных на различном расстоянии от оси вращения винта. Максимальное различие КПД жесткого и упругого винтов составляет приблизительно  $0,8 \%$  (см. рис. 3). Из представленных на рис. 4 результатов численного решения задачи гидроупругости с использованием двунаправленного метода следует, что при увеличении безразмерной кривизны профиля лопасти до значения  $f/c \approx 2 \%$  возможно уменьшение деформации винта. При  $f/c > 2 \%$  деформация лопасти

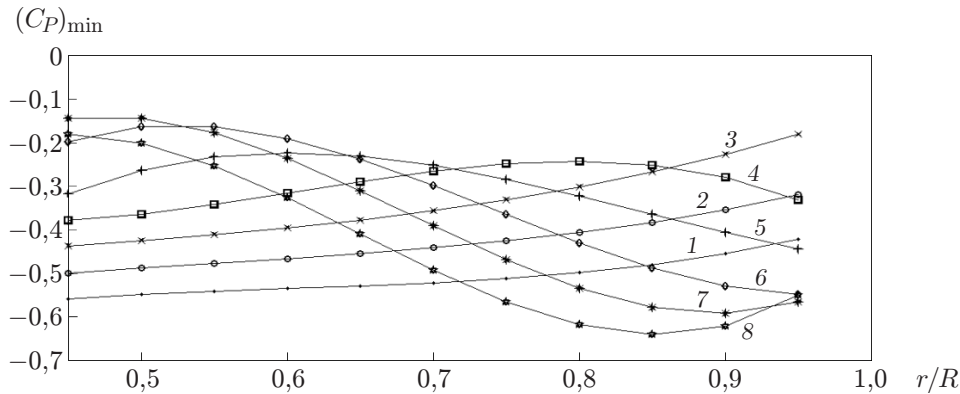


Рис. 5. Распределение коэффициента минимального давления в радиальном направлении  $r$  при различных значениях кривизны профиля лопасти:  
 1 —  $f/c = 0$ , 2 —  $f/c = 0,5\%$ , 3 —  $f/c = 1,0\%$ , 4 —  $f/c = 1,5\%$ , 5 —  $f/c = 2,0\%$ ,  
 6 —  $f/c = 2,5\%$ , 7 —  $f/c = 3,0\%$ , 8 —  $f/c = 3,5\%$

увеличивается. Заметим, что увеличение кривизны профиля в диапазоне  $f/c = 0 \div 2\%$  приводит к уменьшению деформации приблизительно на 73%. Это означает, что деформация винта нелинейно зависит от кривизны профиля лопасти, поскольку деформация ведущей кромки лопасти является изгибно-крутильной.

Проведено исследование влияния безразмерной кривизны профиля на минимальное давление на лопастях винта. Коэффициент минимального давления определяется следующим образом:

$$(C_P)_{\min} = (P_{\min} - P_{\infty}) / (\rho v^2 / 2)$$

( $P_{\min}$  — минимум абсолютного давления;  $P_{\infty}$  — давление в жидкости вдали от винта;  $v$  — скорость потока). Заметим, что при уменьшении коэффициента давления возрастает риск возникновения кавитации. На рис. 5 приведены распределения коэффициента минимального давления в радиальном направлении  $r$ . Видно, что при увеличении кривизны профиля лопасти от 0 до 3,5% уменьшается риск возникновения кавитации на расстояниях от оси винта, меньших 0,6, при больших расстояниях от оси винта зависимость является нелинейной. Таким образом, для уменьшения риска возникновения кавитации кривизна профилей должна уменьшаться в направлении от оси винта к его внешнему краю.

Как указано выше, максимальный КПД винта достигается при кривизне профиля  $f/c = 1,5\%$  (см. рис. 3). Ниже исследуется зависимость максимального КПД от скорости движения погруженного тела  $V_a$  при этом значении кривизны профиля лопасти. Рассмотрен диапазон скоростей  $V_a = 8 \div 28$  м/с, являющийся типичным для конструируемых винтов. Результаты вычислений приведены на рис. 6. Заметим, что при вычислениях выполнялось равенство упора винта и силы сопротивления тела.

Из рис. 6 следует, что максимальное различие значений КПД, вычисленных при различных значениях скорости движения, не превышает 1%. Таким образом, КПД винта можно считать практически постоянной величиной. При вычислении зависимости  $\eta(V_a)$  безразмерная поступь винта равна  $J = V_a / (nD) = 2,04 \pm 0,02$ . Таким образом, независимо от скорости движения поступь винта пропульсивной системы имеет постоянное значение. Полученный результат представляет интерес, так как в случае осесимметричного погруженного тела упор винта, необходимый для движения с заданной скоростью, пропорционален коэффициенту сопротивления  $C_d$  и квадрату скорости  $V_a^2$ . Таким образом, каждому значению скорости движения соответствует определенное значение скорости вращения

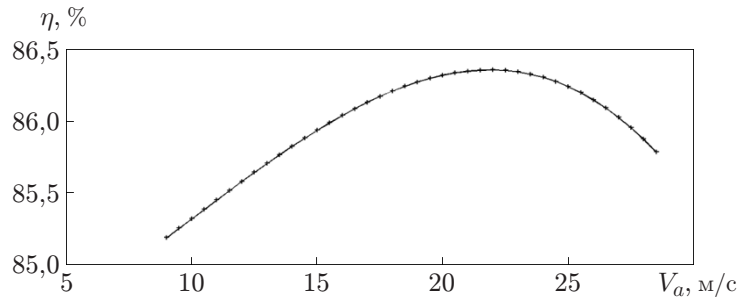


Рис. 6. Зависимость гидродинамического КПД гребного винта от скорости движения погруженного в воду тела

Значения собственных частот  $\omega_1, \omega_2$  первых двух мод колебаний

$f/c, \%$	$\omega_1, \text{Гц}$	$\omega_2, \text{Гц}$	$f/c, \%$	$\omega_1, \text{Гц}$	$\omega_2, \text{Гц}$
0	199,4	302,7	2,0	215,8	296,0
0,5	203,4	301,7	2,5	220,1	294,2
1,0	207,4	299,9	3,0	224,6	292,4
1,5	211,6	298,3	3,5	229,1	290,1

винта в насадке. Из полученных результатов следует, что при работе винта в равновесном режиме, т. е. при равенстве упора и силы сопротивления, скорость вращения винта связана со скоростью движения тела характерным для данной системы значением поступи винта. Например, скорость движения  $V_a = 24$  м/с соответствует значению сопротивления (и упора винта)  $T = 8600$  Н и скорости вращения винта  $n = 1759$  об/мин. При уменьшении скорости движения тела до значения  $V_a = 15$  м/с упор винта составляет  $T = 460$  Н, что соответствует скорости вращения винта  $n = 1098$  об/мин. Безразмерная поступь винта в обоих случаях равна  $J = 2,05$ .

Для сравнения характеристик винта в следе за телом и в свободной воде проведена серия расчетов для винта с относительной кривизной профиля лопасти  $f/c = 1,5$  %. Максимальное значение КПД в свободной воде составляет 58 %, в то время как в спутном следе оно равно 87 % (см. рис. 3). Таким образом, при работе винта в спутном следе КПД винта увеличивается приблизительно на 30 %.

Проведен анализ собственных мод колебаний винта в воде. Значения собственных частот первых двух мод колебаний приведены в таблице. При увеличении кривизны профиля лопасти увеличивается частота первой моды колебаний, соответствующей изгибным колебаниям. При этом частота второй моды колебаний, соответствующей кручению лопастей, уменьшается. Поскольку первая мода более существенно зависит от кривизны профиля лопасти вследствие близости частоты колебаний и частоты возмущений, можно сделать вывод, что при увеличении кривизны профиля лопасти улучшаются ее вибрационные характеристики.

**Заключение.** В работе проведено исследование влияния кривизны профиля лопастей винта, работающего в насадке в следе за осесимметричным погруженным телом, на гидродинамические и упругие характеристики винта. Получены следующие результаты. При постоянных условиях работы винта его упор увеличивается с ростом кривизны профиля лопастей. Упругий прогиб ведущих кромок нелинейно зависит от кривизны профиля лопастей. Гидродинамический КПД винта нелинейно зависит от кривизны профиля лопастей. Максимальное значение КПД достигается при кривизне профиля лопастей  $f/c = 1,5$  %. Изменение кривизны профиля лопастей винта оказывает существенное влияние на возник-



новение и развитие кавитации. В равновесных условиях (т. е. при равенстве сопротивления движущегося тела и упора винта) КПД винта является постоянным (погрешность не превышает 1 %), при этом безразмерная поступь винта для данной пропульсивной системы также является постоянной. Максимальный КПД пропульсивной системы значительно (приблизительно на 30 %) превышает КПД винта в свободной воде. Увеличение кривизны профиля лопастей винта приводит к увеличению частоты первой (изгибной) моды колебаний и уменьшению частоты второй (крутильной) моды.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. **Hayati A. N., Hashemi S. M., Shams M.** A study on the effect of the rake angle on the performance of marine propellers // Proc. Inst. Mech. Engrs. Pt C. J. Mech. Engng Sci. 2012. V. 226, iss. 4. P. 940–955.
2. **He X. D., Hong Y., Wang R. G.** Hydroelastic optimisation of a composite marine propeller in a non-uniform wake // Ocean Engng. 2012. V. 39. P. 14–23.
3. **Nouri N. M., Mohammadi S.** A multi-objective approach for determining the number of blades on a NACA marine propeller // Brodogradnja. 2016. V. 67, N 2. P. 15–32.
4. **Ghassabzadeh M., Ghassemi H.** Determination of hydrodynamics characteristics of marine propeller using hydro-elastic analysis // Brodogradnja. 2013. V. 64, N 1. P. 40–45.

*Поступила в редакцию 5/XII 2016 г.,  
в окончательном варианте — 26/VI 2017 г.*

---