

Висновки. Запропоновано нову аналітичну модель обертання твердого тіла, основана на представленні кватерніона орієнтації в функції кутів Кристола, що змінюються у часі. В результаті побудови траєкторій $\lambda_i(\lambda_0)$ в конфігураційному просторі показано, що при належному виборі параметрів цієї моделі можна отримати достатньо широкий набір рухів об'єкта як твердого тіла, які різняться від класичного випадку регулярної прецесії. Отриману еталонну модель можна застосовувати для оцінювання похибок алгоритмів визначення кватерніонів орієнтації на етапі проектування безплатформених інерціальних систем орієнтації.

Список літератури: 1. *Бранец В. Н., Шмыглевский И. П.* Введение в теорию бесплатформенных инерциальных навигационных систем. – М.: Наука, 1992. – 280 с. 2. *Кузнецов Ю.А., Олейник С.В., Деменков В.А., Плаксий Ю.А.* Применение моделей вращения для анализа погрешностей алгоритмов бесплатформенных инерциальных систем ориентации подвижных объектов // XVII Санкт-Петербургская Междунар. конф. – С.-Петербург: ЦНИИ «Электронприбор». – 2010. – С. 114 – 116. 3. *Ткаченко А.И.* О применении параметров Родрига-Гамильтона в алгоритмах определения ориентации объекта // Кибернет. и вычисл. техн. – К., 1970. – Вып. 5. – С. 20 – 22. 4. *Панов А.П.* Оптимизация высокоточных алгоритмов вычисления кватернионов в случае прецессии твердого тела // Кибернет. и вычисл. техн. – К., 1987. – Вып. 73. – С. 3 – 9. 5. *Литманович Ю.* Прогресс в разработке БИНС на Западе и Востоке в материалах Санкт-Петербургских конференций за десятилетие // X Санкт-Петербургская Междунар. конф. – С.-Петербург: ЦНИИ «Электронприбор». – 2003. – С. 250 – 260. 6. *Бранец В.Н., Шмыглевский И.П.* Применение кватернионов в задачах ориентации твердого тела. – М.: Наука, 1973. – 320 с. 7. *Панов А.П.* Адаптивные прецессионные алгоритмы вычисления кватернионов вращения твердого тела // Кибернет. и вычисл. техн. – К., 1988. – Вып. 77. – С. 47 – 52.

Bibliography (transliterated): 1. Branec, V. N., and I. P. Shmyglevskij. *Vvedenie v teoriju besplatformennykh inercial'nykh navigacionnykh sistem.* Moscow: Nauka, 1992. Print. 2. Kuznecov, Yu. A., et al. "Primenenie modelej vrashhenija dlja analiza pogreshnostej algoritmov besplatformennykh inercial'nykh sistem orientacii podviznykh ob"ektov." *XVII Sankt-Peterburgskaja Mezhdunar. konf.* S.-Peterburg: CNII «Jelektropribor», 2010. 114–116. Print. 3. Tkachenko, A. I. "O primenenii parametrov Rodriga-Gamil'tona v algoritmah opredelenija orientacii ob"ekta." *Kibernet. i vychisl. tehn.* No. 5. Kiev, 1970. 20–22. Print. 4. Panov, A. P. "Optimizacija vysokotochnykh algoritmov vychislenija kvaternionov v sluchae precessii tverdogo tela." *Kibernet. i vychisl. tehn.* No. 73. Kiev, 1987. 3–9. Print. 5. Litmanovich, Yu. "Progress v razrabotke BINS na Zapade i Vostoke v materialah Sankt-Peterburgskih konferencij za desjatiletie." *X Sankt-Peterburgskaja Mezhdunar. konf.* S.-Peterburg: CNII «Jelektropribor», 2003. 250–260. Print. 6. Branec, V. N., and I. P. Shmyglevskij. *Primenenie kvaternionov v zadachah orientacii tverdogo tela.* Moscow: Nauka, 1973. Print. 7. Panov, A. P. "Adaptivnyye precessionnye algoritmy vychislenija kvaternionov vrashhenija tverdogo tela." *Kibernet. i vychisl. tehn.* No. 77. Kiev, 1988. 47–52. Print.

Надійшла (received) 15.05.2015

УДК 621.224

А.В. РУСАНОВ, чл.-корр. НАНУ, д-р техн. наук, проф., ИПМаш НАНУ, Харьков;

О.Н. ХОРЕВ, канд. техн. наук; ст. науч. сотр., ИПМаш НАНУ, Харьков;

А.В. ЛИННИК, главный конструктор гидротурбин, ОАО «Турбоатом», Харьков;

П.Н. СУХОРЕБРЬИЙ, канд. техн. наук; ст. науч. сотр., ИПМаш НАНУ, Харьков

ВЛИЯНИЕ СЛОЖНОГО ОКРУЖНОГО НАВАЛА ЛОПАСТЕЙ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ НА СТРУКТУРУ ПОТОКА И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ

Представлены результаты численного исследования и анализ влияния сложного окружного навала лопасти рабочего колеса осевой гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС на структуру потока и гидродинамические характеристики проточной части. Приведены структура потока и зависимости потерь энергии в рабочем колесе и значения КПД проточной части при оптимальном режиме работы от величины навала. Показано, что для исследуемой гидротурбины применение сложного окружного навала позволило повысить значения максимального КПД во всем диапазоне расходов при оптимальном угле установки лопастей рабочего колеса. Расчеты выполнены с использованием программного комплекса *IPMFlow*.

Ключевые слова: гидротурбина, проточная часть, пространственное профилирование, сложный окружной навал лопасти, рабочее колесо, гидродинамическое совершенствование.

Введение. Рост цен на энергоносители и повышение технических требований заказчика к гидротурбинному оборудованию вызывает необходимость дальнейшего развития методов проектирования и гидродинамического расчета гидромашин [1]. Перспективным способом повышения эффективности проточных частей (ПЧ) гидромашин является их гидродинамическое усовершенствование за счет пространственного профилирования основных элементов ПЧ. В ИПМаш НАН Украины накоплен большой опыт по пространственному профилированию направляющих и рабочих лопаток паровых турбин [2, 3] с помощью *окружного и осевого навалов*. При навалах форма сечений лопастных систем остается неизменной, меняется только вид линии привязки и, как следствие, взаимное положение сечений в окружном или осевом направлениях. Навал называется *простым*, если сечения лопасти по высоте линейно отклоняются относительно оси [4]; если нелинейно, то такой навал называется *сложным*. Исследовалось влияние сложных окружных навалов у периферии и у втулки, схема которых приведена на рис. 1. Сложный навал в окружном направлении образуется за счет придания оси лопасти формы кривой второго порядка, которая задается *углом саблевидности* γ и относительной длиной изогнутого участка лопасти \bar{l} . Индексом D обозначены величины, относящиеся к втулке, а индексом U – к периферии. Параметры \bar{l}_U и \bar{l}_D определяются по формулам:

$$\bar{l}_U = \frac{l_U}{l/2} \cdot 100\%; \quad \bar{l}_D = \frac{l_D}{l/2} \cdot 100\%.$$

В рабочем колесе (РК) осевой гидротурбины в качестве линии привязки принимается ось поворота лопасти; после выполнения навалов выбирается новая ось поворота. В исследованиях рассматривались варианты сложного навала с постоянными значениями $l_D = l_U = l/2$ и переменными величинами углов саблевидности γ_U и γ_D .

Применяемые до последнего времени в практике отечественного гидротурбостроения методы расчетов РК осевого типа основывались на гипотезе, согласно которой поверхности тока предполагались цилиндрическими. В рамках этой гипотезы РК с одинаковыми, но по-разному скомпонованными сечениями, имели одинаковые энергетические показатели, хотя имели разную пространственную форму и, соответственно, обтекались разными пото-

ками. Для оценки влияния навалов лопастных систем на энергетические характеристики ПЧ необходимо использование методов математического моделирования пространственных вязких течений.



Рис. 1 – Схема сложного окружного навала лопастей РК.

Влияние компоновки лопасти на поворотно-лопастные (ПЛ) показатели турбины экспериментально исследовалось на ЛМЗ и в ЦКТИ [5]. В этих исследованиях проекция выходной кромки в плане оставалась прямой и поворачивалась в окружном направлении. При этом расчетные сечения смещались на величину, линейно зависящую от значения радиуса, что соответствует простому навалу [4].

В статье представлены результаты численного исследования влияния сложного окружного навала лопастей РК осевой гидромашины ПЛ20 Кременчугской ГЭС на структуру течения и гидродинамические характеристики ПЧ.

Математическая модель. Моделирование течения вязкой несжимаемой жидкости в проточной части гидротурбины выполнено на основе численного интегрирования уравнений Рейнольдса с дополнительным слагаемым, содержащим искусственную сжимаемость. Уравнения Рейнольдса с двухпараметрической моделью турбулентности $k-\omega$, записанные в векторной форме в декартовой системе координат, вращающейся с постоянной угловой скоростью Ω вокруг оси x , имеют вид

$$\frac{\partial}{\partial t} Q + \frac{\partial}{\partial x} (E_i + E_v) + \frac{\partial}{\partial y} (F_i + F_v) + \frac{\partial}{\partial z} (G_i + G_v) = H,$$

где $Q = (P/\beta, u, v, w, k, \omega)^T$; $P = p/\rho_*$; $H_k = (\tilde{P}_k - \varepsilon) f_6$;

$$H_\omega = \left[\frac{\gamma}{v_t} P_k - \beta \omega^2 f_4 + (1 - f_1) \frac{2}{\omega \sigma_{\omega 2}} C_D \right] f_7;$$

$$E_i = (u, u^2 + P, uv, uw, uk, u\omega)^T; \quad F_i = (v, vu, v^2 + P, vw, vk, v\omega)^T;$$

$$G_i = (w, wu, wv, w^2 + P, vw, wk, w\omega)^T; \quad E_v = (0, -\tau_{xx}, -\tau_{xy}, -\tau_{xz}, -\chi_{kx}, -\chi_{\omega x})^T;$$

$$F_v = (0, -\tau_{xy}, -\tau_{yy}, -\tau_{yz}, -\chi_{ky}, -\chi_{\omega y})^T;$$

$$G_v = (0, -\tau_{zx}, -\tau_{zy}, -\tau_{zz}, -\chi_{kz}, -\chi_{\omega z})^T;$$

x, y, z, t – декартовы координаты и время; Q – вектор консервативных переменных; E_i, F_i, G_i – векторы потоков (невязкая часть); E_v, F_v, G_v – векторы потоков (вязкая часть); p, P, u, v, w – статическое и кинематическое давление, компоненты вектора скорости; k, ω – кинетическая энергия турбулентности, удельная скорость диссипации; ρ_* – плотность жидкости.

Коэффициент искусственной сжимаемости жидкости β для обеспечения высокой скорости сходимости рекомендуется выбирать из следующих соотношений

$$\beta = \max(0.3, r(u^2 + v^2 + w^2)), \quad r = 1 \dots 5,$$

или

$$\beta = \delta_1 a_*^2 + \delta_0, \quad \delta_1 = 1 \dots 5, \quad 0 < \delta_0 \ll 1.$$

Для численного решения уравнений задаются дополнительные условия на границах расчетной области. На входе задаем распределение компонент вектора скорости, на выходе – распределение статического давления p , на стенках задается условие прилипания $\vec{V} = 0$.

Численное интегрирование уравнений проводится с помощью *неявной квазилинейной схемы Годунова* второго порядка точности по пространству и времени. Более подробное описание математической модели и численного метода представлено в работах [6, 7].

Объект исследования. Методика проведения численного эксперимента. В качестве объекта исследования выбрана ПЧ часть осевой поворотной-лопастной гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС [8]. Расчетная область состоит из лопаток направляющего аппарата (НА), лопастей РК ПЛ 20/3271у-В и диффузора отсасывающей трубы. Основные геометрические характеристики НА: профиль лопатки симметричный УП-32-2, высота $b_0 = 0,4D_1$, диаметр расположения осей поворота лопаток $D_0 = 1,1625D_1$, число лопаток $z_0 = 32$. У рабочего колеса диаметр втулки $d_{вт} = 0,37D_1$, число лопастей $z_1 = 4$.

Таблица 1 – Режимные параметры при расчетных исследованиях

Параметры	Режимы				
	A	B	C	D	E
α_0 , мм	48,91	54,35	56,52	59,78	65,22
Q'_l , л/с	950	1071,4	1117,9	1185,7	1317,8
n'_1 , мин ⁻¹	123,2	145,3	152,9	162,9	182,1

Расчетная область содержит по одному каналу НА и РК и отображается с использованием структурированной сетки H – типа с числом ячеек $72 \times 72 \times (100 + 200) = 1.555.200$.

В табл. 1 представлены режимные параметры проведенных расчетных

исследований. Численные исследования влияния навала выполнены для модели с диаметром РК $D_1 = 1$ м при напоре $H = 1$ м для оптимального режима (режим C) с углом установки лопасти РК $\varphi_{л} = 15^\circ$ и углом потока на входе $\alpha_{п} = 38,9^\circ$ [8]. Дополнительно посчитаны режимы A, B, C, D, E для исходного и лучших модернизированных вариантов.

Исследование влияния сложного окружного периферийного навала лопасти РК. Численные исследования проведены для расчетных областей с исходными лопастями РК (угол саблевидности $\gamma_U = 0^\circ$) и четырьмя вариантами сложного окружного навала (углы саблевидности $\gamma_U = -40^\circ; -20^\circ; +20^\circ; +40^\circ$). Применение навала с углом $\gamma_U = 40^\circ$ приводит к сдвигу периферийного сечения в окружном направлении относительно исходного варианта на $7,5^\circ$, с углом $\gamma_U = 20^\circ$ – на $3,3^\circ$. На рис. 2 представлены компьютерные модели исходной лопастной системы РК, а также с углами саблевидности $\gamma_U = -40^\circ$ и $\gamma_U = +40^\circ$.

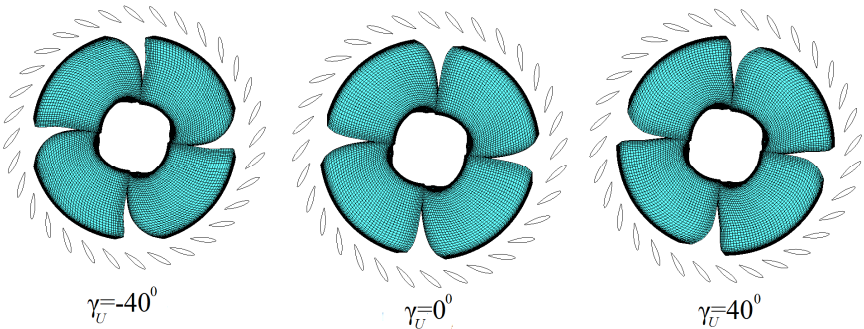


Рис. 2 – Компьютерная модель лопастей РК для трех вариантов навала.

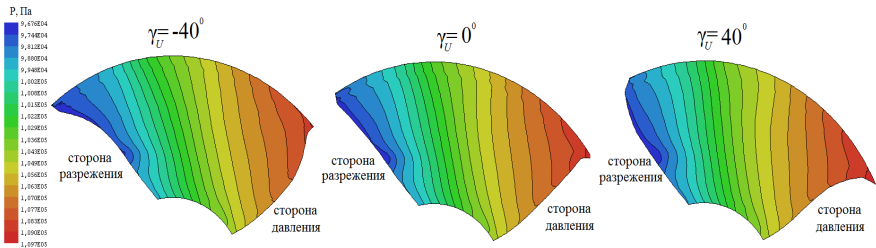


Рис. 3 – Изолинии давления в среднем поперечном сечении межлопастного канала РК для трех значений окружного навала.

На рис. 3 показаны распределения изолиний статического давления в плоскости, перпендикулярной к оси вращения и расположенной в среднем сечении межлопастного канала РК для трех значений угла саблевидности: исходного нулевого, максимальных положительного и отрицательного. Вид-

но, что градиент давления в окружном направлении выше на стороне разрезания, а навал оказывает заметное влияние на положение изолиний давления:

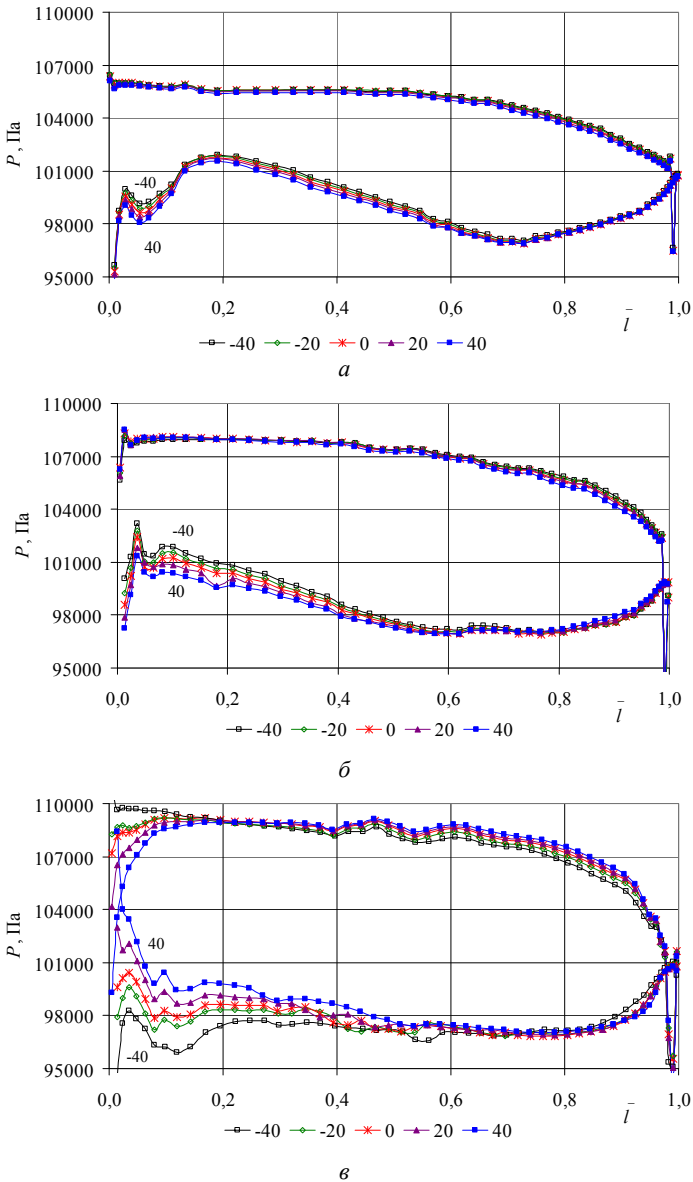


Рис. 4 – Распределение давления вдоль сечений лопасти РК при разных значениях угла саблевидности γ_U :
 а – втулочное; б – среднее; в – периферийное.

при отрицательном угле саблевидности они сдвигаются к стороне разрежения, при положительном – к стороне давления. Наблюдается также изменение распределения давления на поверхностях РК.

На рис. 4 приведено распределение статического давления на поверхностях лопасти у втулки (10 % ширины канала), среднем сечении (50 %) и периферии (90 %) области РК для пяти вариантов окружного навала. На втулочном участке (рис. 4, а) навалы не оказывают существенного влияния на эпюры распределения давления. В среднем сечении на стороне давления эпюры при навалах меняются незначительно. На стороне разрежения во входной части при отрицательных значениях угла γ_U давление повышается, при положительных – понижается, в выходной же части влияние навалов мало заметно. В периферийной зоне лопасти, подвергающейся наибольшим деформациям при рассматриваемом виде навала, происходит существенное перераспределение эпюр давления на стороне разрежения во входной части лопасти. В отличие от средней части лопасти, на периферии при отрицательных значениях угла γ_U давление значительно понижается, а при положительных – возрастает. Наиболее благоприятные эпюры в исходном варианте и при угле $\gamma_U = -20^\circ$. Дальнейшее уменьшение значения γ_U может привести к возникновению зон локального понижения давления на входном участке и, как следствие, к возникновению кавитационных зон.

На рис. 5 показано распределение осредненного по шагу абсолютного полного давления по ширине канала в среднем поперечном сечении межлопастного канала РК (то же сечение, что и на рис. 3) при разных значениях угла саблевидности γ_U . Видно, что навалы приводят к заметному перераспределению энергии по ширине канала. Навалы с отрицательными значениями угла γ_U повышают уровень энергии в области втулки, положительные понижают. При относительной ширине канала около 80 % значения полного давления выравниваются, и на периферии наблюдается обратная картина распределения. Таким образом, применяя окружной навал, можно добиться более равномерного распределения энергии по ширине канала. В исследуемом РК ПЛ 20/3271у-В наиболее равномерное распределение энергии получено при угле саблевидности $\gamma_U = -20^\circ$.

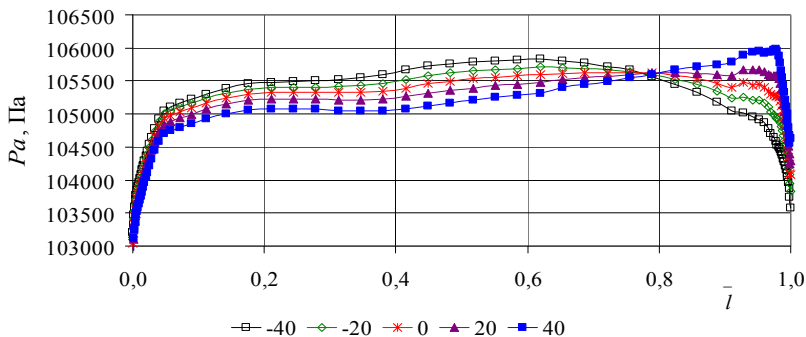


Рис. 5 – Распределение осредненного по шагу абсолютного полного давления по ширине канала в среднем поперечном сечении межлопастного канала РК при разных значениях окружного навала.

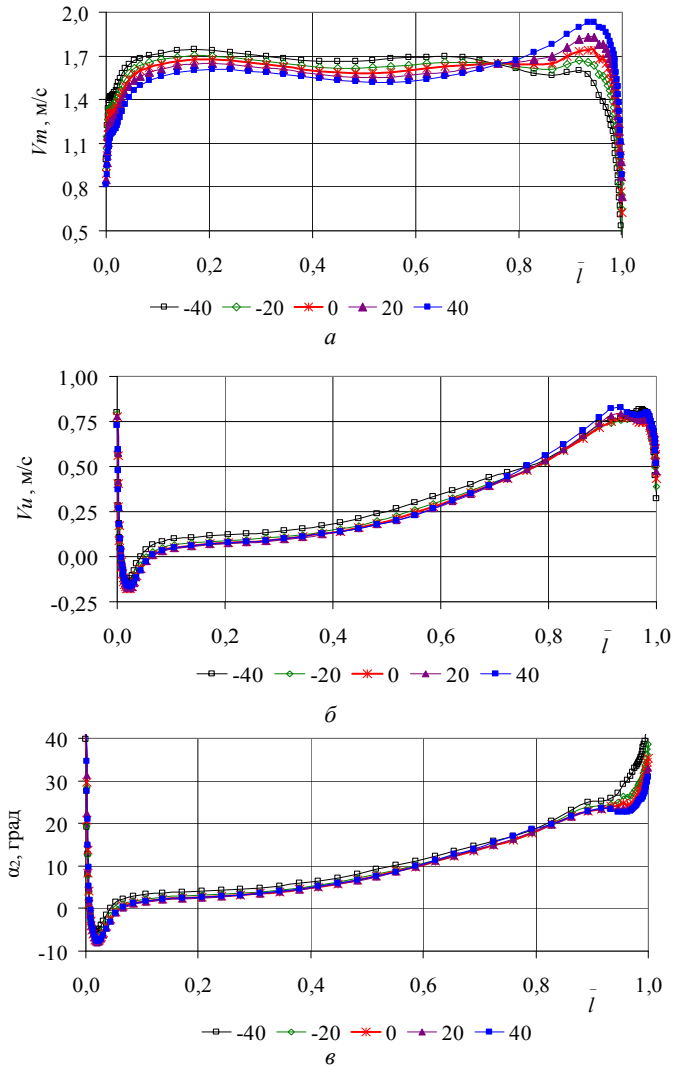


Рис. 6 – Распределение по ширине канала параметров потока за РК при разных значениях угла саблевидности: a – меридиональной скорости V_m ; $б$ – окружной скорости V_u ; $в$ – абсолютного угла потока α .

На рис. 6 приведено распределение по ширине канала меридиональной (расходной) V_m и окружной скорости V_u , а также абсолютного угла потока α за РК при разных значениях угла саблевидности γ_U . Эти данные необходимы для оценки изменения граничных условий на входе в отсасывающую трубу. Из рисунка видно, что применение сложного окружного периферийного

навала мало влияет на величину закрутки потока и значение угла потока за РК. Навалы заметно влияют на распределение расходной скорости V_m . Для исследуемого РК наиболее плавная эпюра скорости получена при угле саблевидности $\gamma_U = -20^\circ$. Равномерное распределение V_m на входе в отсасывающую трубу, вероятно, приведет к улучшению течения в ней и повышению энергетических показателей ПЧ в целом.

Проведенные расчеты позволили определить потери энергии в элементах ПЧ и значение КПД расчетной области. Потери в НА при навалах меняются мало и составляют $h_{НА} = 0,91 \dots 0,92$ %. На рис. 7 приведены зависимости потерь энергии в рабочем колесе и КПД исследуемой расчетной области (без учета спиральной камеры со статором и отсасывающей трубы) от значений угла саблевидности γ_U . Как видно из рисунка, изменения структуры потока в результате применения окружного навала (рис. 3 – 5) приводят к изменению энергетических характеристик. Минимальное значение потерь в РК $h_{РК} = 2,74$ % получено при угле $\gamma_U = -20^\circ$, что на 0,14 % ниже, чем в исходном варианте. При этой же величине навала наблюдается и максимальное значение КПД ПЧ $\eta = 96,36$ % (против 96,21 % исходного) и получено повышение мощности на 0,2 %. Следует отметить, что при $\gamma_U = -20^\circ$ величина срабатываемого напора H по сравнению с исходным практически не изменилась (разность менее 0,1 %), то есть положение режимной точки в поле универсальной характеристики осталось прежним.

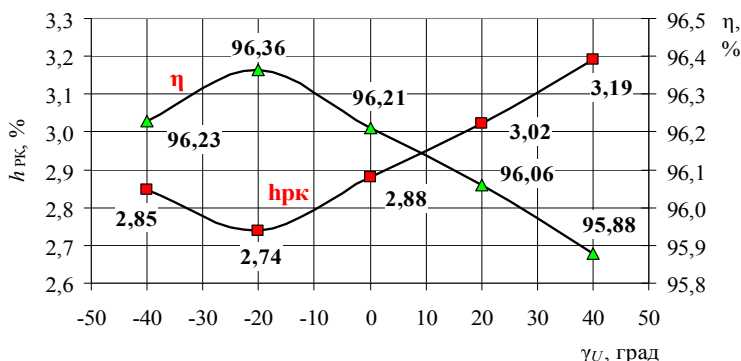
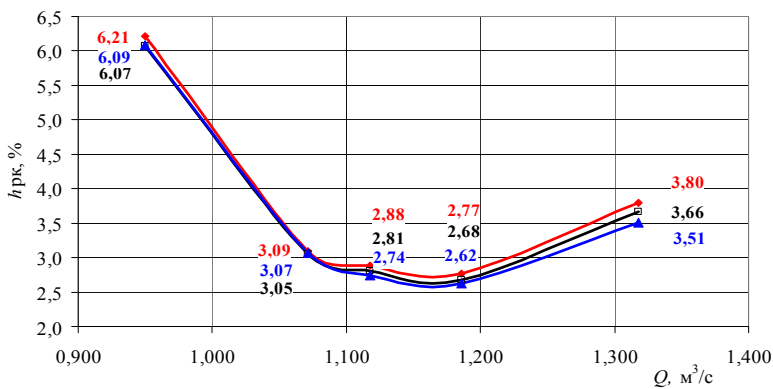


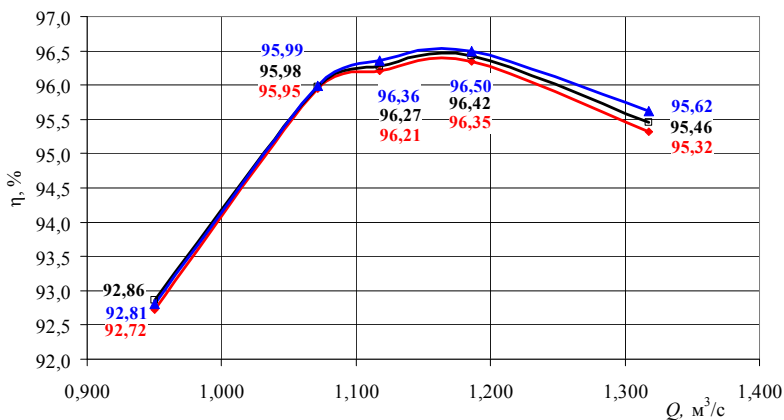
Рис. 7 – Зависимость потерь в РК и КПД проточной части от величины периферийного окружного навала.

Для оценки влияния навалов на энергетические характеристики в широком диапазоне расходов и частот вращения были проведены исследования в четырех дополнительных режимных точках (табл. 1) для исходного варианта и лучших вариантов простого [4] и сложного окружного навалов. На рис. 8 приведены зависимости потерь в РК (а) и значений КПД (б) для этих ПЧ. Как видно из рисунка, за счет применения навалов удалось снизить потери в РК и повысить значение КПД во всем диапазоне расходов. Наиболее перспективной, по-видимому, является форма сложного периферийного навала, при которой повысился КПД от 0,15 % в оптимуме до 0,30 % в режимной точке с максимальным расходом.



— исходное ПК — простой навал ▲ сложный навал $\gamma=-20$

a



— исходное ПК — простой навал ▲ сложный навал $\gamma=-20$

b

Рис. 8 – Сопоставление трёх вариантов ПК: а – потеря; б – значений КПД.

Исследование влияния сложного окружного втулочного навала лопасти ПК. Также было проведено исследование влияния сложного окружного втулочного навала на параметры потока в ПЧ и ее энергетические характеристики. Исследования проводились для исходной лопастной системы ПК и четырех значений угла саблевидности γ_D : -20° ; -10° ; 10° ; 20° . Применение навала с $\gamma_D = \pm 20^\circ$ приводит к окружному смещению втулочного сечения на $8,5^\circ$, при $\gamma_D = \pm 10^\circ$ – на $4,1^\circ$. На рис. 9 приведена компьютерная модель для трех видов втулочного навала (вид сверху).

Проведенные исследования показали, что применение втулочного навала оказывает значительно меньшее влияние на энергетические показатели и структуру потока в области ПК, чем периферийного. На рис. 10 приведены

зависимости значений потерь в РК и КПД ПЧ от величины навала. Из рисунка видно, что применение втулочного навала в РК ПЛ 20/3271у-В Кременчугской ГЭС не привело к улучшению энергетических характеристик. Структура потока в области РК при таком виде навалов меняется незначительно, в основном во втулочной зоне – на расстоянии до 25 – 30 % ширины канала l .

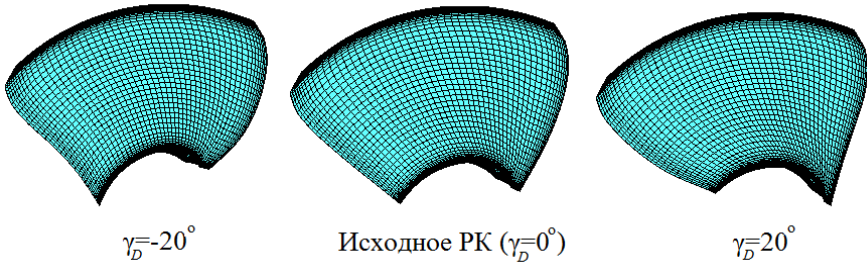


Рис. 9 – Вид лопастей РК при различных значениях окружного втулочного навала.

За РК – на входе в диффузор отсасывающей трубы – в области втулки существенно изменяется распределение меридиональной и окружной скорости, а также углов потока. Это может привести к изменению течения в отсасывающей трубе и ее показателей. Вопрос влияния граничных условий на входе в отсасывающую трубу на ее показатели требует дополнительных исследований.

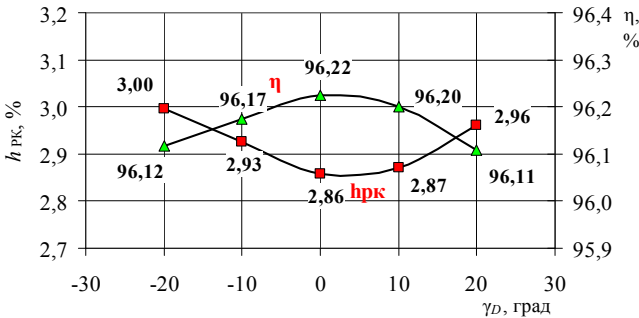


Рис. 10 – Зависимость потерь в РК и КПД проточной части от величины втулочного окружного навала.

Выводы. Выполнено численное исследование влияния сложного окружного навала лопасти РК осевой гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС на структуру потока и интегральные характеристики проточной части. В результате установлено, что при применении периферийного навала:

- меняется положение изолиний статического давления в межлопастном канале РК;
- существенно меняется вид эпюр давления на поверхностях лопасти, особенно в районе входных кромок;
- появляется возможность выровнять распределение полного давления по ширине канала;

- закрутка потока за РК меняется незначительно;
- удалось добиться снижения потерь в РК и повышения максимального значения КПД в широком диапазоне режимов эксплуатации современной высокоэффективной проточной части Кременчугской ГЭС.

Также можно сделать вывод, что применение сложного периферийного навала эффективнее, чем простого, а сложный втулочный окружной навал менее эффективен, чем периферийный.

Список литературы: 1. Семенова А.В., Чирков Д.В., Скороспелов В.А. Применение метода многоцелевой оптимизации для проектирования формы лопасти рабочего колеса поворотной гидротурбины // Известия Самарского научного центра РАН. – 2013. – Т. 15. – № 4 (2). – С. 588 – 593. 2. Русанов А.В., Волков Ю.П. Влияние сложного навала рабочих и направляющих лопаток ЦВД паровой турбины на аэродинамические характеристики проточной части // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2008. – Вып. 3 (13). – С. 93 – 97. 3. Русанов А.В., Левченко Е.В., Швецов В.Л., Пащенко Н.В. Влияние пространственного профилирования направляющих лопаток на газодинамические характеристики ЦНД паровой турбины // Двигатели и энергоустановки аэрокосмических летательных аппаратов. – 2010. – № 7 (74). – С. 65 – 70. 4. Русанов А.В., Хорев О.Н., Линник А.В., Сухоревый П.Н. Влияние простого окружного навала лопастей рабочего колеса осевой гидротурбины ПЛ20 на гидродинамические характеристики проточной части // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. Вип. 3 (1012). – С. 8 – 12. 5. Этинберг И.Э., Белова Н.В. Исследование влияния компоновки решеток рабочего колеса на форму потока и потери энергии // Труды ЦКТИ – Л. – 1967. Вып. 79. – С. 39 – 50. 6. Русанов А.В., Косьянов Д.Ю. Численное моделирование течений вязкой несжимаемой жидкости с использованием невязной квазимонотонной схемы Годунова повышенной точности // Восточ.-Европ. журн. передовых технологий. – 2009. – №5. – С. 4 – 7. 7. Русанов А.В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин / А.В. Русанов, С.В. Ершов [Монография]. – Харьков: Ин-т пробл. машиностроен. НАН Украины, 2008. – 275 с. 8. Русанов А.В., Линник А.В., Сухоревый П.Н., Хорев О.Н., Рябов А.В. Математическое моделирование течения жидкости и анализ характеристик потока в подводе гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2014. – Вип. 1 (1044). – С. 41 – 48.

Bibliography (transliterated): 1. Semenova, A. V., et al. "Primenenie metoda mnogocелевой optimizatsii dlja proektirovaniya formy lopasti rabocheho kola povorotno-lopastnoj gidroturbiny." *Izvestija Samarskogo nauchnogo centra RAN*. Vol. 15. No. 4 (2). 2013. 588–593. Print. 2. Rusanov, A. V., and Yu. P. Volkov. "Vlijanie slozhnogo navala rabochih i napravljajushhh lopatok CVD parovoj turbiny na aerodinamicheskie harakteristiki protochnoj chasti." *Kompressornoe i energeticheskoe mashinostroenie*. No. 3 (13). 2008. 93–97. Print. 3. Rusanov, A. V., et al. "Vlijanie prostranstvennogo profilirovaniya napravljajushhh lopatok na gazodinamicheskie harakteristiki CND parovoj turbiny." *Dvigateli i energoustanovki aerokosmicheskikh letatel'nyh apparatov*. No. 7 (74). 2010. 65–70. Print. 4. Rusanov, A. V., et al. "Vlijanie prostogo okruzhnogo navala lopastej rabocheho kola osevoj gidroturbiny PL20 na gidrodinamicheskie harakteristiki protochnoj chasti." *Visnyk NTU «KhPI»*. Ser.: *Gidravlichni mashyny ta gidroagregaty*. No. 3 (1012). Kharkiv: NTU «KhPI», 2015. 8–12. Print. 5. Etinberg, I. E., and N. V. Belova. "Issledovanie vlijaniya komponovki reshjtok rabocheho kola na formu potoka i poteri energii." *Trudy CKTI*. No. 79. Leningrad, 1967. 39–50. Print. 6. Rusanov, A. V., and D. Yu. Kos'janov. "Chislennoe modelirovanie techenij vjazkoj neszhimaemoj zhidkosti s ispol'zovaniem nejavnnoj kvazimonotonnoj shemy Godunova povyshennoj tochnosti." *Vostochn.-Evrop. zhurn. peredovyh tehnologij*. No. 5. 2009. 4–7. Print. 7. Rusanov, A. V., and S. V. Ershov. *Matematicheskoe modelirovanie nestacionarnyh gazodinamicheskijh processov v protochnyh chastjah turbomashin. Monografija*. Kharkov: In-t probl. mashinostroen. NAN Ukrainy, 2008. Print. 8. Rusanov, A. V., et al. "Matematicheskoe modelirovanie techenija zhidkosti i analiz harakteristik potoka v podvode gidroturbiny PL20 Kremenchugskoj GES." *Visnyk Nacional'nogo tehničnogo universitetu «KhPI»*. Ser.: *Energetični ta teplotehnični procesy j ustatkuvannja*. No. 1 (1044). Kharkiv: NTU «KhPI», 2014. 41–48. Print.

Поступила (received) 28.05.2015