

УДК 621.224

**А. В. Русанов**, д-р техн. наук

**Ю. В. Городецкий**

**Д. Ю. Косьянов**

**П. Н. Сухоробрый**, канд. техн. наук

**О. Н. Хорев**, канд. техн. наук

Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины  
(г. Харьков, E-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua)

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОСТРАНСТВЕННОГО ВЯЗКОГО ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОСЕВОЙ ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНОЙ ГИДРОТУРБИНЫ**

*Представлены результаты расчетного исследования пространственного вязкого течения жидкости в проточной части вертикальной осевой поворотной-лопастной гидротурбины, разработанной на напор 20 м. Расчеты проведены с помощью программного комплекса FlowER-U. Выполнен анализ структуры потока, потерь энергии и особенностей течения в элементах проточной части.*

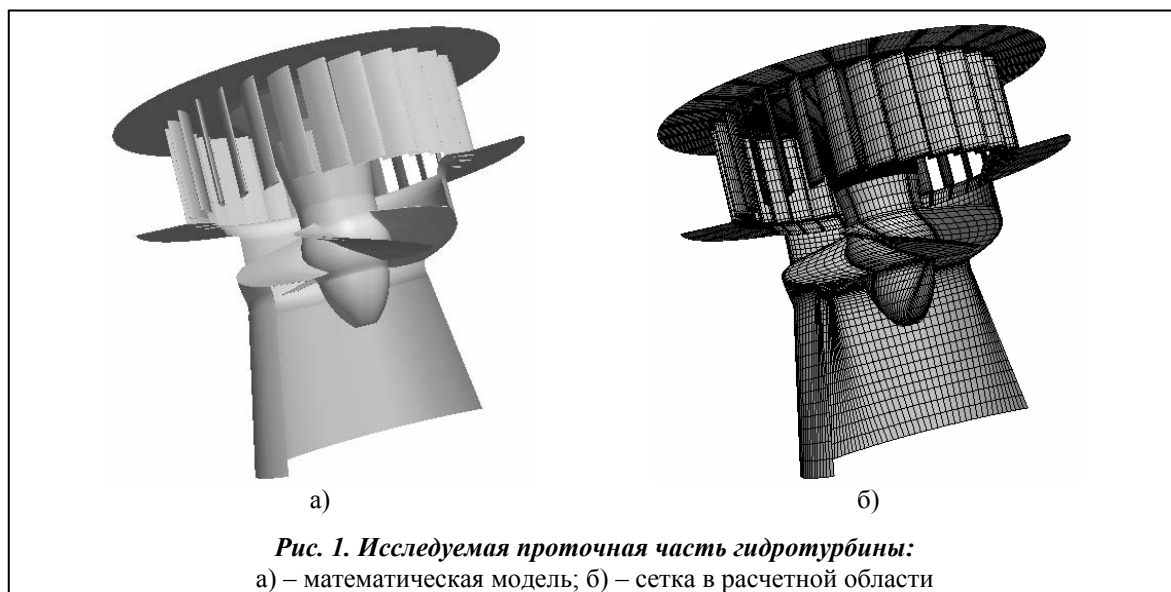
*Подано результати розрахункового дослідження просторової в'язкої течії рідини в проточній частині вертикальної осевої поворотної-лопастної гідротурбіни, розробленої на напір 20 м. Розрахунки проведено за допомогою програмного комплексу FlowER-U. Виконано аналіз структури потоку, втрат енергії та особливостей течії в елементах проточної частини.*

### **1. Введение**

В Украине большинство крупных гидроэлектростанций (ГЭС) построено в 50–60 годы прошлого столетия и оснащено в основном вертикальными осевыми поворотными-лопастными (ПЛ) гидротурбинами. В настоящее время модернизируется гидроэнергетическое оборудование ГЭС на р. Днепр. Из элементов проточной части замене подлежат рабочее колесо (р. к.) и направляющий аппарат (н. а.), а спиральная камера, статор и отсасывающая труба, являющиеся капитальными сооружениями, остаются неизменными. Модернизация считается экономически эффективной, если мощность модернизированного гидроагрегата увеличится не менее чем на 5%. Это возможно, прежде всего, за счет повышения КПД гидротурбины, полученного путем совершенствования лопастных систем заменяемых р. к. и н. а.

Течение жидкости в осевых ПЛ гидротурбинах имеет сложный пространственный характер. В области н. а. поток направлен к оси вращения, затем поворачивает на 90°, и в зоне р. к. жидкость течет параллельно оси турбины. При профилировании лопастной системы р. к. необходимо знать распределение окружной и осевой составляющих абсолютной скорости потока вдоль входной кромки лопасти. Рекомендации по выбору этих параметров потока основаны на экспериментальных измерениях с помощью пятиканальных шаровых зондов [1–4]. Однако при изменении меридиональной проекции проточной части и режимных параметров, на которые проектируется гидротурбина, меняется и структура потока перед р. к. Поэтому для рационального проектирования новой или модернизируемой гидротурбины важно знать характеристики пространственного течения во всех элементах проточной части.

В работе представлены результаты численного исследования движения жидкости в элементах проточной части гидротурбины, разработанной на напор 20 м, выполненного с помощью программного комплекса FlowER-U. Программный комплекс FlowER-U позволяет



моделировать пространственные вязкие течения несжимаемой жидкости в проточных частях гидротурбин. По результатам расчета получены характеристики потока и потери энергии в элементах проточной части.

## 2. Объект исследования

В качестве объекта исследования выбрана проточная часть номенклатурной гидротурбины ПЛ 20/811-В-50 [5], для которой известны геометрические данные проточной части и универсальная характеристика модели гидротурбины с  $D_1 = 0,5$  м, полученная по результатам испытаний на гидродинамическом стенде. Универсальная характеристика представляет собой зависимость КПД модели от режимных параметров: приведенного расхода  $Q_1'$  и приведенных оборотов  $n_1'$ .

Расчетные исследования выполнялись для модели с диаметром р. к.  $D_1 = 1$  м при напоре  $H = 1$  м (рис. 1). Исследуемая проточная часть состояла из решетки н. а. с числом лопаток  $z_0 = 28$  симметричного профиля, высотой  $b_0 = 0,43D_1$  и диаметром расположения осей поворота лопаток  $D_0 = 1,2D_1$ , р. к. ПЛ 20/811 с диаметром втулки  $d_{вт} = 0,4D_1$ , числом лопастей  $z_1 = 4$  и конуса отсасывающей трубы (рис. 1, а). Расчеты проведены для оптимального значения угла установки лопасти  $\varphi_l = 16^\circ$  при четырех значениях открытия н. а.  $a_0 = 55, 65, 75, 85$  мм и соответствующих им значениях приведенного расхода и оборотов, определенных по универсальной характеристике (табл. 1). Угол потока  $\alpha_{1пот}$ , создаваемый спиральной камерой и статором перед решеткой н. а., принят в соответствии с рекомендациями [5], равным  $35^\circ$ . В качестве граничных условий при расчетных исследованиях заданы

- на входе в н. а. – вектор скорости потока, рассчитанный через расходную составляющую скорости и угол  $\alpha_{1пот}$ ;
- на стенке – условие прилипания (скорость равна нулю);
- на выходе из конуса отсасывающей трубы – статическое давление.

**Таблица 1. Режимные параметры при расчетных исследованиях**

Параметры	Режимы			
	1	2	3	4
$a_0$ , мм	55	65	75	85
$Q_1'$ , л/с	1005	1170	1360	1580
$n_1'$ , мин <sup>-1</sup>	122	147	175	209
КПД, %	90,5	92	90	82

Исследуемая проточная часть гидротурбины отображается на расчётную область с помощью сетки (рис. 1, б) общим числом ячеек около 1 млн.

### 3. Математическая модель. Численный метод

Моделирование течений вязкой несжимаемой жидкости в проточных частях гидротурбин выполняется на основе численного интегрирования уравнений Рейнольдса с дополнительным членом, содержащим искусственную сжимаемость [6]

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{1}{J_*} \left( \frac{\partial J_*(E_i + E_v)}{\partial \xi} + \frac{\partial J_*(F_i + F_v)}{\partial \eta} + \frac{\partial J_*(G_i + G_v)}{\partial \zeta} \right) = H,$$

где  $Q = ((P/\beta \quad u \quad v \quad \omega))^T$ ,  $P = p/\rho_*$ ,  $H = (0 \quad 0 \quad 2\omega\Omega + y\Omega^2 \quad 2v\Omega + z\Omega^2)^T$ ,

$E_i = (U, uU + \xi_x P, vU + \xi_y P, \omega U + \xi_z P)^T$ ,  $E_v = (0, \tau_{\xi\xi}, \tau_{\xi\eta}, \tau_{\xi\zeta})^T$ ,

$F_i = (V, uV + \eta_x P, vV + \eta_y P, \omega V + \eta_z P)^T$ ,  $F_v = (0, \tau_{\eta\xi}, \tau_{\eta\eta}, \tau_{\eta\zeta})^T$ ,

$G_i = (W, uW + \zeta_x P, vW + \zeta_y P, \omega W + \zeta_z P)^T$ ,  $G_v = (0, \tau_{\zeta\xi}, \tau_{\zeta\eta}, \tau_{\zeta\zeta})^T$ ,

$U = \xi_x u + \xi_y v + \xi_z \omega$ ,  $V = \eta_x u + \eta_y v + \eta_z \omega$ ,  $W = \zeta_x u + \zeta_y v + \zeta_z \omega$ ,

$\xi = \xi(x, y, z)$ ,  $\eta = \eta(x, y, z)$ ,  $\zeta = \zeta(x, y, z)$ .

Здесь  $\Omega$  – угловая скорость;  $Q$  – вектор консервативных переменных;  $E_i, F_i, G_i$  – конвективные (невязкие) составляющие потоков;  $E_v, F_v, G_v$  – диффузионные (вязкие) составляющие потоков;  $x, y, z, t$  – декартовы координаты и время;  $\xi, \eta, \zeta$  – обобщённые криволинейные координаты;  $J_*$  – якобиан преобразования координат;  $P, p, u, v, \omega, \rho_*, \beta$  – соответственно кинематическое давление, давление, декартовы компоненты скорости, плотность и коэффициент искусственной сжимаемости. Предполагается, что температура жидкости постоянна.

Моделирование турбулентных эффектов выполнялось с помощью дифференциальной двухпараметрической модели Ментера (SST) [7].

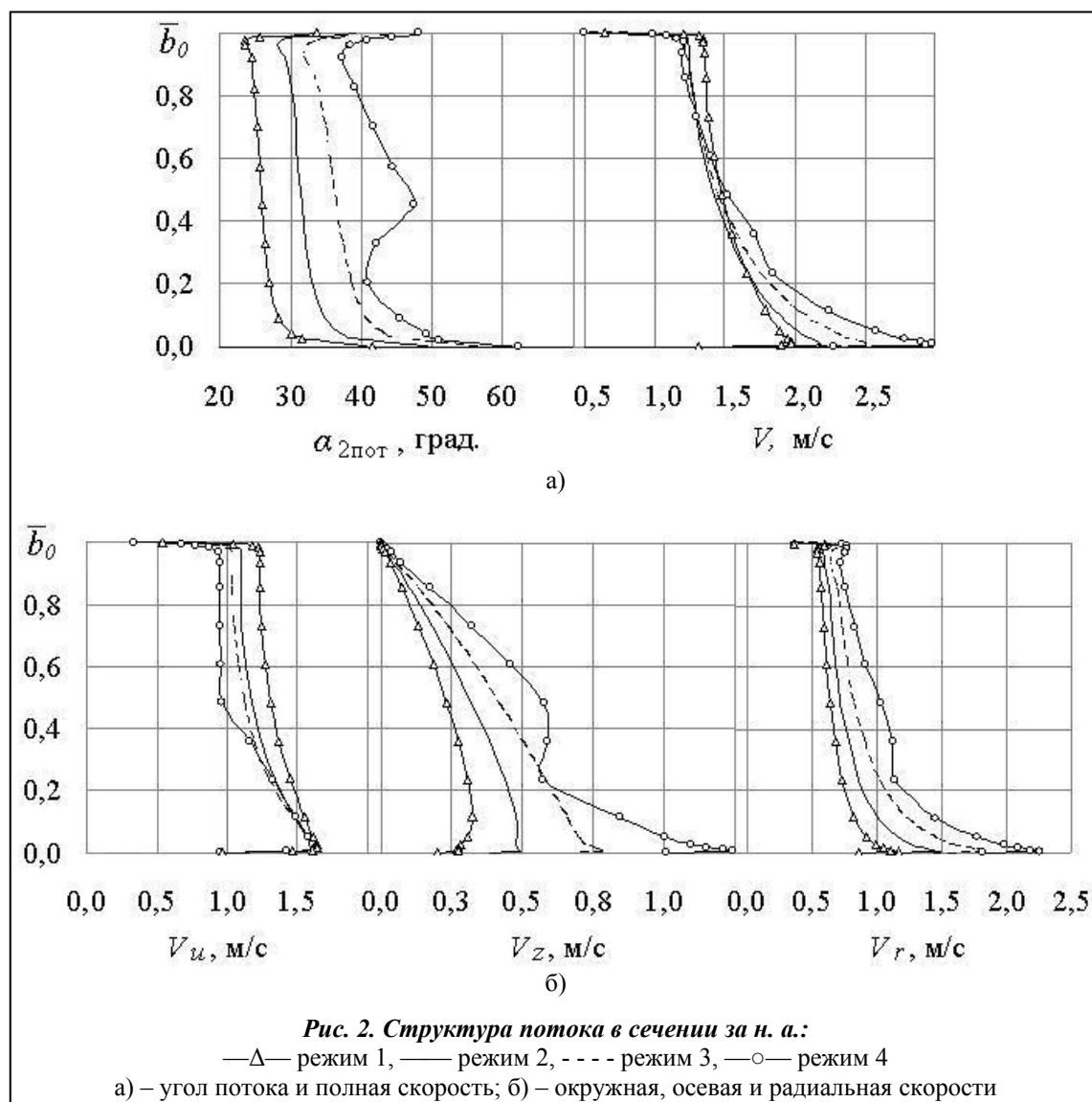
Численное интегрирование уравнений проводится с помощью неявной квазилинейной схемы Годунова второго порядка аппроксимации по пространству и времени. Подробное описание математической модели и численного метода представлено в работах [6, 8].

### 4. Результаты расчетного исследования течения

В результате расчетов получены кинематические характеристики пространственного потока и значения потерь энергии в проточной части ПЛ гидротурбины для четырех режимов работы.

На рис. 2 представлены осредненные в окружном направлении значения полной скорости  $V$  и её составляющих: окружной  $V_u$ , радиальной  $V_r$ , осевой  $V_z$ , а также угла потока  $\alpha_{2\text{пот}}$  в поперечном сечении за н. а. радиусом  $R = 0,535$  м по относительной высоте канала  $\bar{b}$ . Значения полной скорости и её составляющих, а также угол потока  $\alpha_{2\text{пот}}$  имеют меньшие значения в верхней части канала и возрастают к нижнему кольцу н. а. (рис. 2, а). Наибольшее увеличение параметров потока наблюдается в области, составляющей примерно 20 % высоты канала, и связано с поворотом потока в проточной части. С увеличением открытия н. а. расходная составляющая скорости  $V_r$  и угол потока также возрастают, причем характер изменения по высоте канала не меняется, за исключением режима с наибольшим расходом. Увеличение окружной составляющей скорости  $V_u$  при уменьшении открытия н. а. отмечено в верхней части канала, а в нижней части изменение незначительно, хотя и имеет максимальное значение. По высоте канала неравномерность составляет 25÷50%. Осевая составляющая скорости  $V_z$  в верхней части канала близка к нулю и увеличивается при приближении к нижнему кольцу н. а., а с увеличением расхода может достигать 30% абсолютной скорости.

Таким образом, уже за н. а. поток имеет пространственный характер со значительной неравномерностью расходной и окружной составляющих скорости и заметной осевой составляющей (рис. 2, б).



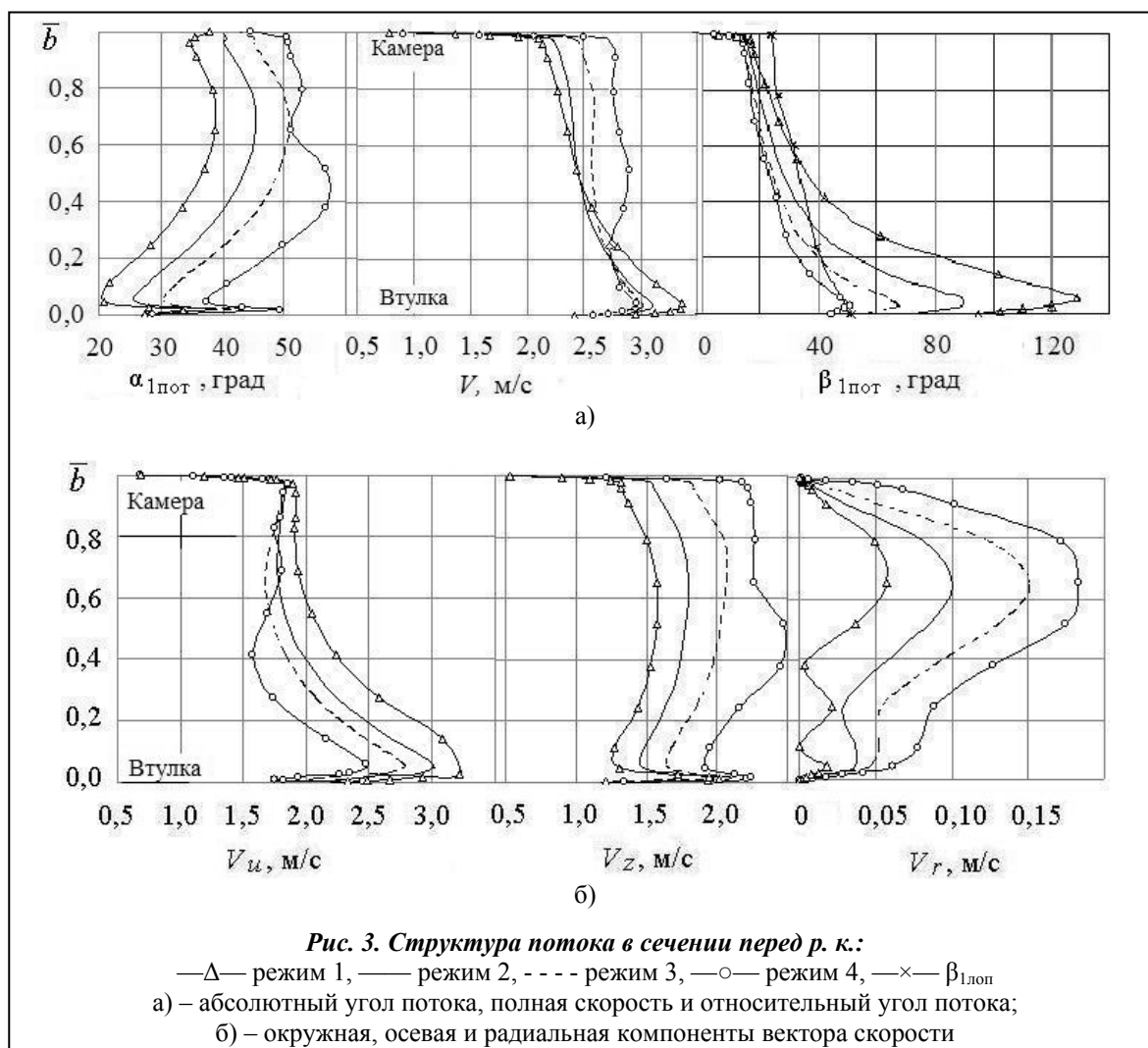
Представляют интерес осредненные по площади сечения углы потока за н. а. (см. табл. 2). Видно, что углы потока не совпадают с геометрическими углами лопатки, недоворот потока увеличивается с увеличением открытия н. а. и достигает почти 5°.

**Таблица 2. Геометрические углы лопатки и осредненные углы потока после н. а. при различных открытиях**

Параметры	Режимы			
	1	2	3	4
$a_0$ , мм	55	65	75	85
$\alpha_{1л}$ , град	38	43,9	49,3	56,7
$\alpha_{2л}$ , град	26,4	33,2	39,5	48,4
$\bar{\alpha}_{2пот}$ , град	26,5	32,4	37,5	43,8

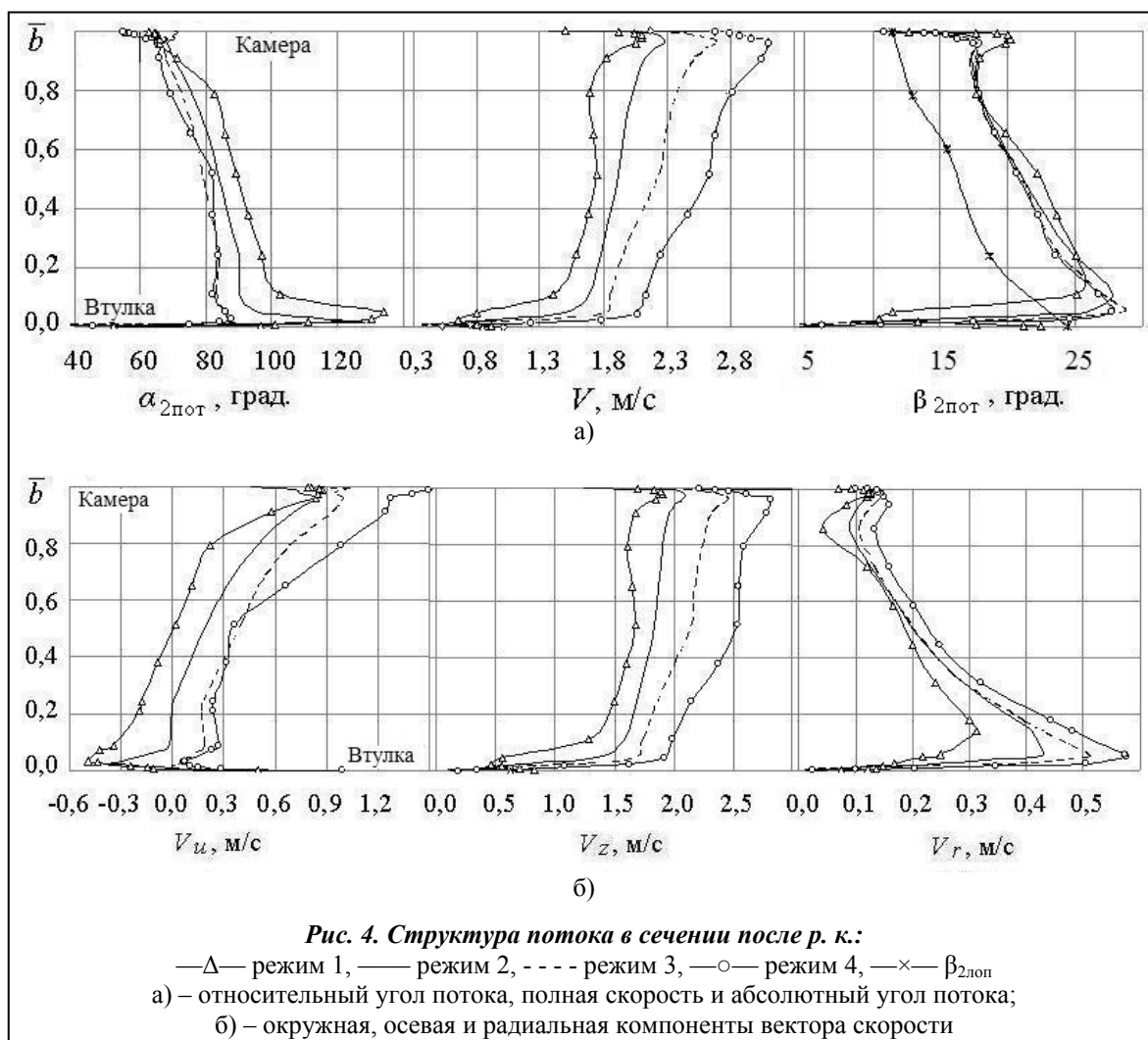
Характеристики потока перед р. к. в сечении, расположенном на расстоянии 85 мм от нижней полки н. а. вдоль относительной ширины канала  $\bar{b}$ , представлены на рис. 3.

Перед р. к. абсолютная скорость потока  $V$  имеет большие значения у втулки. Для оптимального расхода (режим 2) неравномерность скорости составляет до 20%. С увеличением



открытия н. а. и расхода значения  $V$  по ширине канала выравниваются (рис. 3, а). Осевая (расходная) составляющая скорости  $V_z$  принимает большие значения в средней части канала и уменьшается к стенкам (на 15÷20%). При увеличении открытия н. а. значения  $V_z$  возрастают, особенно у камеры р. к. Окружная составляющая  $V_u$  на всех исследованных режимах наибольшие значения принимает у втулки р. к., к середине канала снижается примерно на 40% и практически не меняется при приближении к камере. С увеличением открытия н. а.  $V_u$  выравнивается по высоте, а ее среднее значение уменьшается (рис. 3, б). Угол потока  $\alpha_{1\text{пот}}$  перед р. к. имеет меньшее значение у втулки, возрастает к середине канала и затем уменьшается к камере. С увеличением открытия н. а. значение угла  $\alpha_{1\text{пот}}$  возрастает. Радиальная скорость  $V_r$  в сечении перед р. к. для оптимального режима составляет около 5% от  $V_z$  и с увеличением открытия н. а. изменяется незначительно. Таким образом, поток перед р. к. можно считать осевым с максимальными значениями расходной составляющей скорости в средней части канала и с большими значениями окружной составляющей у втулки р. к.

Угол потока в относительном движении  $\beta_{1\text{пот}}$  в области входных кромок р. к. отличается от лопастного угла  $\beta_{1\text{лоп}}$ , причем наибольшее отличие достигается у втулки (рис.3). Для оптимального открытия н. а. и расхода большая часть лопасти, примерно 70%, обтекается с небольшими (5÷7°) отрицательными углами атаки. У втулки направление потока изменяется, появляются положительные углы атаки, которые увеличиваются при уменьшении открытия н. а. и расхода и достигают 30÷40°. При увеличении открытия н. а. эпюра  $\beta_{1\text{пот}}$  выравнивает-



ся по ширине канала, и лопасть обтекает с отрицательными углами атаки, не превышающими  $8\div 10^\circ$ .

Параметры потока на выходе из р. к. в сечении, расположенном на расстоянии 420 мм от нижней полки н. а., представлены на рис. 4. После р. к. основной составляющей абсолютной скорости является расходная  $V_z$ , достигающая 95% от  $V$  (рис. 4, а). Меньшие значения  $V_z$  получены у втулки, а большие – у периферии лопасти (на 20%). С ростом открытия н. а. и расхода значения расходной составляющей скорости также увеличиваются (рис. 4, б).

Угол потока  $\alpha_{2пот}$  для оптимального расхода у втулки равен  $90^\circ$  и плавно уменьшается до  $70^\circ$  у камеры р. к. Окружная составляющая  $V_u$ , определяющая закрутку потока на входе в отсасывающую трубу, имеет небольшие отрицательные значения у втулки, на расстоянии 20% ширины лопасти меняет знак и увеличивается к камере, достигая 30% от расходной составляющей скорости. С изменением режима работы меняется и распределение закрутки потока по ширине лопасти. При уменьшении расхода увеличивается доля отрицательной закрутки, а с увеличением расхода растет положительная закрутка потока.

Радиальная составляющая скорости  $V_r$  на периферии лопасти близка к нулю и возрастает у втулки, достигая 20% от расходной составляющей  $V_z$ .

Таким образом, поток после р. к. пространственный с преобладанием расходной составляющей скорости, но с существенной закруткой потока по ширине канала, которая мо-

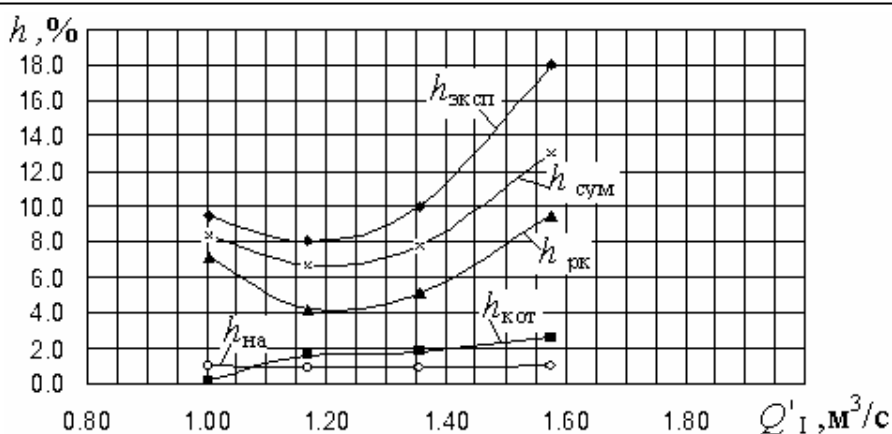


Рис. 5. Потери энергии в элементах проточной части исследуемой ПЛ гидротурбины

жет принимать как отрицательные, так и положительные значения, в зависимости от режима работы.

Угол потока в относительном движении  $\beta_{2\text{пот}}$  в области выходных кромок р. к. больше лопастного угла  $\beta_{2\text{лоп}}$  примерно на  $5^\circ$  для всех исследуемых режимов работы и увеличивается от камеры к втулке (рис. 4, а).

Полученные в результате расчетного исследования данные о структуре пространственного течения жидкости в проточной части ПЛ гидротурбины качественно согласуются с результатами экспериментального измерения потока пятиканальными шаровыми зондами на гидродинамическом стенде [2, 4] и на аэростенде в ЦКТИ [3].

Выполненные расчеты позволили определить потери энергии в исследуемой проточной части  $h_{\text{сум}}$ , а также выделить потери в каждом из элементов (рис. 5). Потери определялись как разности полной энергии потока в характерных сечениях проточной части. Наибольшее их значение получено в р. к. Минимум  $h_{\text{рк}}$  совпадает с оптимумом характеристики и составляет 4%, а при изменении расхода их величина возрастает. В н. а. потери энергии в исследуемом диапазоне открытий практически не изменяются и составляют 1%. В конусе отсасывающей трубы потери растут с увеличением расхода и в оптимуме близки к 2%. Сравнение расчетных потерь энергии  $h_{\text{сум}}$  с экспериментальными  $h_{\text{эксп}}$ , полученными из универсальной характеристики, показывает, что положение минимумов потерь по расходу прак-

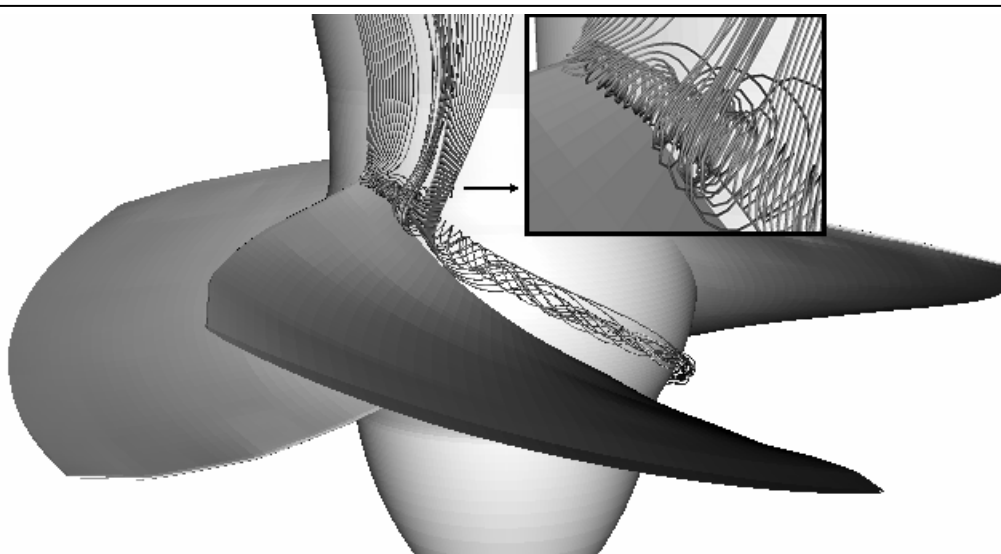
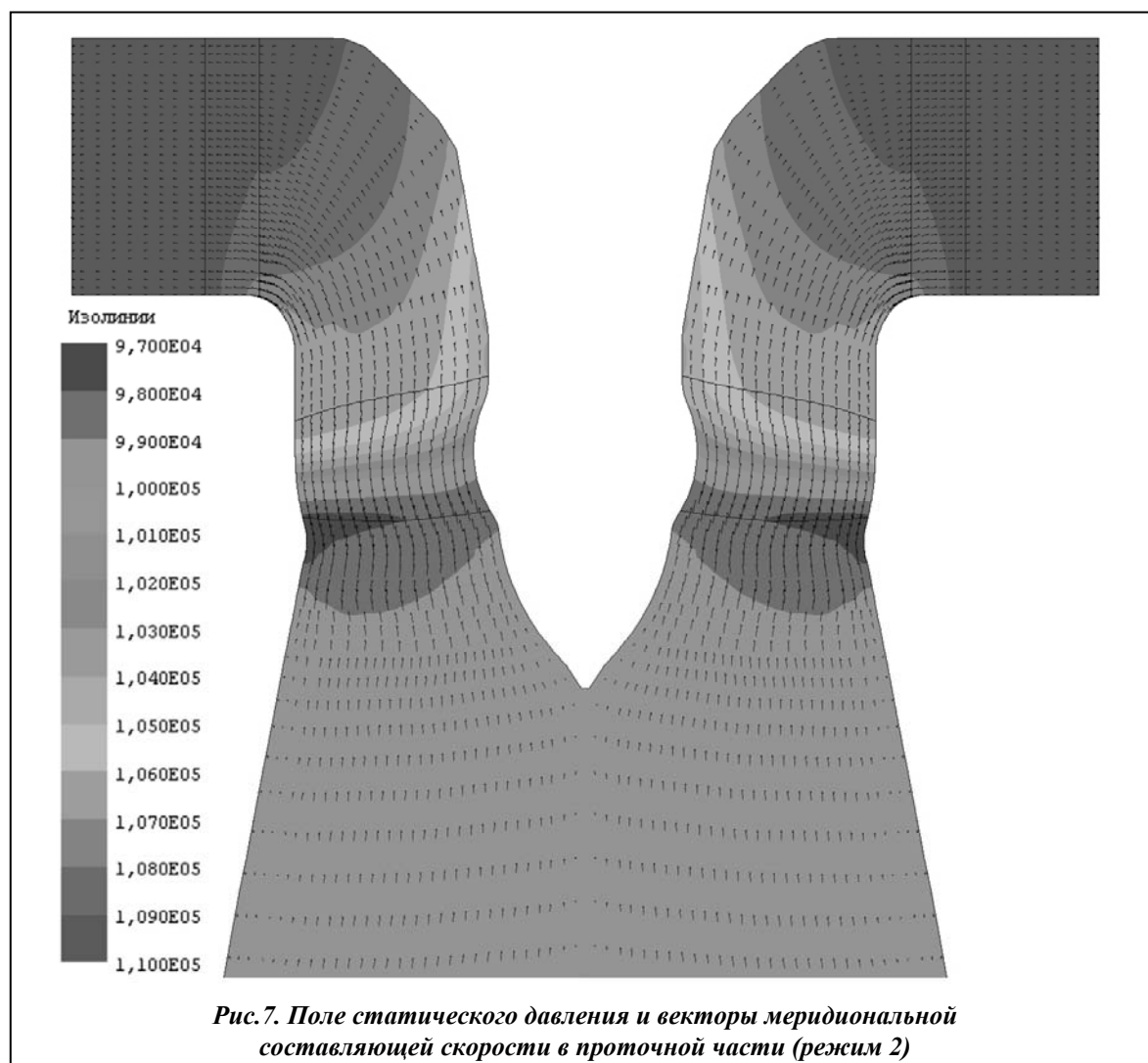


Рис. 6. Образование вихря при обтекании лопасти в области втулки р. к. (режим 4)



тически совпадает, а характер изменения величины потерь от расхода идентичен. Различие абсолютных значений объясняется тем, что при расчете не учтены потери в спиральной камере и статоре, а также в колене и горизонтальном диффузоре отсасывающей трубы.

#### 4. Визуализация течения

На рис. 6–7 представлена визуализация результатов расчетов. На нерасчетных режимах, при обтекании лопасти с большими положительными углами атаки в области втулки р. к. образуются вихри, срывающиеся с входной кромки лопасти (см. рис. 6). Поле статического давления и векторы меридиональной составляющей скорости в исследуемых элементах проточной части представлены на рис. 7.

#### 5. Заключение

Расчетное исследование вязкого трехмерного течения жидкости в проточной части вертикальной осевой ПЛ гидротурбины позволило получить новые данные по характеристикам пространственного потока, определить особенности течения и потери энергии в каждом из элементов. Полученные результаты структуры потока полезны для выбора расчетных параметров и рационального проектирования элементов проточной части ПЛ гидротурбины.

В дальнейшей работе планируется провести исследования потока во всех элементах проточной части гидротурбины, включая спиральную камеру, решетку статора, в колене и горизонтальном диффузоре отсасывающей трубы.



**Литература**

1. Барлит В. В. Гидравлические турбины / В. В. Барлит. – Киев: Вища шк., 1977. – 360 с.
2. Квятковский В. С. Рабочий процесс осевой турбины. Ч. I / В. С. Квятковский // Тр. Всесоюз. ин-т гидр. машиностроения. – М.: Машгиз, 1951. – 155 с.
3. Этинберг И. Э. Теория и расчет проточной части поворотно-лопастных гидротурбин / И. Э. Этинберг. – Л.: Машиностроение, 1965. – 350 с.
4. Завьялов П. С. Исследование кинематики потока перед рабочим колесом и за ним поворотно-лопастной осевой гидротурбины на напор 30–40 м / П. С. Завьялов, А. Е. Сушко, И. С. Веремеенко, А. В. Бондаренко, Н. А. Федоренко // Гидравл. машины. – 1977. – **11**. – С. 39–44.
5. ОСТ 108.023.15–82. Турбины гидравлические вертикальные поворотно-лопастные осевые и радиально-осевые. – Л., 1984. – 263 с.
6. Русанов А. В. Численное моделирование течений вязкой несжимаемой жидкости с использованием неявной квазимонотонной схемы Годунова повышенной точности / А. В. Русанов, Д. Ю. Косьянов // Восточ.-Европ. журн. передовых технологий. – 2009. – № 5. – С. 4–7.
7. Menter F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications / F. R. Menter // AIAA J. – 1994. – **32**, № 8. – P. 1598–1605.
8. Русанов А. В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин / А. В. Русанов, С. В. Ершов. – Харьков: Ин-т пробл. машиностроения НАН Украины, 2008. – 275 с.

Поступила в редакцию  
07.2010