

# ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОСТРАНСТВЕННОГО ВЯЗКОГО ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ В СПИРАЛЬНОЙ КАМЕРЕ ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

*Наведено результати розрахункового дослідження просторої в'язкої течії рідини в трапецеїдалній спіральній камері поворотно-лопатевої гідротурбіни ПЛ20. Розрахунки проведено за допомогою програмного комплексу FlowER-U. Виконано аналіз структури потоку та втрат енергії*

*Ключові слова: чисельне моделювання, в'язка течія, спіральна камера, гідротурбіна*

*Представлены результаты расчетного исследования пространственного вязкого течения жидкости в трапецевидной спиральной камере вертикальной осевой поворотно-лопастной гидротурбины ПЛ20. Расчеты проведены с помощью программного комплекса FlowER-U. Выполнен анализ структуры потока и потерь энергии*

*Ключевые слова: численное моделирование, вязкое течение, спиральная камера, гидротурбина*

*The results of computational investigation of the viscous incompressible flow in Kaplan turbine trapeziform spiral case are presented. The program system FlowER-U is used for numerical investigation. The flow pattern analysis and power waste are realized*

*Key words: numerical simulation, viscous flow, spiral case, hydroturbine*

**А. В. Русанов**

Доктор технических наук, заведующий отделом\*

Контактный тел.: (057) 752-33-88

E-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua

**Д. Ю. Косьянов**

Аспирант

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»

ул. Фрунзе, 21, г. Харьков, Украина, 61001

Контактный тел.: (0572) 95-95-21

E-mail: kosyanovdima@rambler.ru

**П. Н. Сухоробрый**

Кандидат технических наук, старший научный сотрудник\*

Контактный тел.: (0572) 95-95-70

E-mail: sukhor@ipmach.kharkov.ua

**О. Н. Хорев**

Кандидат технических наук, научный сотрудник\*

\*Отдел гидроаэромеханики энергетических машин

Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного  
НАН Украины

ул. Дм. Пожарского, 2/10, г. Харьков, Украина, 61046

Контактный тел.: (0572) 95-95-21

E-mail: khorev@ipmach.kharkov.ua

## 1. Введение

Повышение эффективности гидротурбинного оборудования является обязательным условием развития энергетики. В настоящее время КПД гидротурбин доведен до высокого уровня и его дальнейшее повышение возможно только в результате тщательного изучения пространственной структуры потока во всех элементах проточной части гидромашин.

Спиральная камера формирует поток, поступающий в последующие элементы проточной части гидротурбины. Она должна обеспечить равномерное поле скоростей как по высоте канала, так и по углу охвата, с требуемой циркуляцией перед рабочим колесом. Такое течение имеет сложную пространственную структуру, а его характеристики существенно влияют на потери энергии в статоре, направляющем аппарате, рабочем колесе, отсасывающей трубе и на энергетические показатели гидро-

турбины в целом. Изучение характеристик течения позволяет установить зоны повышенных гидравлических потерь энергии и найти способы их уменьшения.

Применяемые в настоящее время в инженерной практике методы проектирования спиральных камер и расчета потока в них основаны на допущениях о потенциальном течении идеальной жидкости. Это не позволяет получить реальные характеристики потока, необходимые для оптимального проектирования последующих элементов проточной части.

В последнее время созданы комплексы программ, которые с применением современных численных методов позволяют рассчитать трехмерное вязкое течение жидкости в каналах гидромашин. В результате расчета по этим программам можно получить поля скоростей и давлений, осредненные характеристики скоростей, углов потока и потери энергии в элементах проточной части достаточно близкие к реальным параметрам потока.

В работе представлены результаты численного исследования течения жидкости в трапециевидной спиральной камере гидротурбины, проведенного с помощью программного комплекса FlowER-U. Данный комплекс позволяет моделировать пространственные вязкие течения несжимаемой жидкости в проточных частях гидротурбин. По результатам расчета получены характеристики потока и потери энергии в спиральной камере.

**2. Объект исследования**

В качестве объекта исследования выбрана трапециевидная спиральная камера с углом охвата  $\phi_{сп}=210^\circ$  номенклатурной гидротурбины ПЛ 20/811-B-50, для которой известны геометрические данные и универсальная характеристика модели гидротурбины с  $D_1=0,5$  м, полученная по результатам испытаний на гидродинамическом стенде [1]. Расчеты проведены для модели с диаметром рабочего колеса  $D_1=1$  м при напоре  $H=1$  м.

На рис. 1 приведена компьютерная модель спиральной камеры. Расчеты проведены для четырех режимных точек при оптимальном угле установки лопасти  $\phi_l=16^\circ$  для значений открытия направляющего аппарата  $a_0= 55, 65, 75, 85$  мм и соответствующих им значений приведенного расхода  $Q_1'=1005, 1170, 1360$  и  $1580$  л/с.

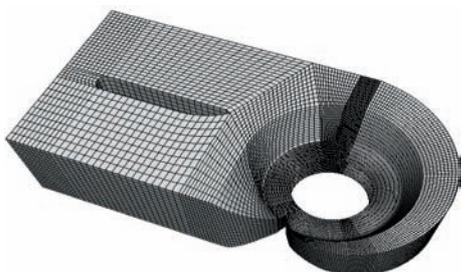


Рис. 1. Компьютерная модель исследуемой спиральной камеры

В качестве граничных условий при расчетных исследованиях задавались:

- на входе в спиральную камеру – вектор скорости потока;

- на стенках – условие прилипания (скорость равна нулю);
- на выходе из спиральной камеры – статическое давление.

Исследуемая спиральная камера отображается на расчётную область с помощью сетки общим числом ячеек около 2 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 [2]

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

где

$$Q = \left( \frac{P}{\beta} u + v \omega \right)^T, P = \frac{P}{\rho_*}, H = (0 \ 0 \ 2\omega\Omega + \gamma\Omega^2 \ 2v\Omega + z\Omega^2)^T,$$

$$E_i = (U, uU + \xi_x P, vU + \xi_y P, \omega U + \xi_z P)^T,$$

$$E_v = (0, \tau_{\xi\xi}, \tau_{\xi\eta}, \tau_{\xi\zeta})^T,$$

$$F_i = (V, uV + \eta_x P, vV + \eta_y P, \omega V + \eta_z P)^T,$$

$$F_v = (0, \tau_{\eta\xi}, \tau_{\eta\eta}, \tau_{\eta\zeta})^T,$$

$$G_i = (W, uW + \zeta_x P, vW + \zeta_y P, \omega W + \zeta_z P)^T,$$

$$G_v = (0, \tau_{\zeta\xi}, \tau_{\zeta\eta}, \tau_{\zeta\zeta})^T,$$

$$U = \xi_x u + \xi_y v + \xi_z \omega, \quad V = \eta_x u + \eta_y v + \eta_z \omega,$$

$$W = \zeta_x u + \zeta_y v + \zeta_z \omega,$$

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

Здесь  $\Omega$  – угловая скорость вокруг оси  $x$ ;  $Q$  – 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;  $P, p, u, v, \omega, \rho, \beta$  – кинематическое давление, давление, декартовы компоненты скорости, плотность и коэффициент искусственной сжимаемости соответственно. Предполагается, что температура жидкости постоянна.

Моделирование турбулентных эффектов выполнялось с помощью дифференциальной двухпараметрической модели Ментера (SST) [3].

Численное интегрирование уравнений проводится с помощью неявной квазимонотонной схемы Годунова второго порядка аппроксимации по пространству и времени. Подробное описание математической модели и численного метода представлено в работах [2, 4].

#### 4. Результаты расчетного исследования течения

В результате расчетов получены кинематические характеристики пространственного потока и значения потерь энергии в трапецевидной спиральной камере поворотно-лопастной гидротурбины для четырех режимов работы. На рис. 2 приведено распределение абсолютной скорости (а) и статического давления (б) в горизонтальной плоскости, проходящей через середину колонн статора, для оптимального режима ( $Q_1' = 1170$  л/с).

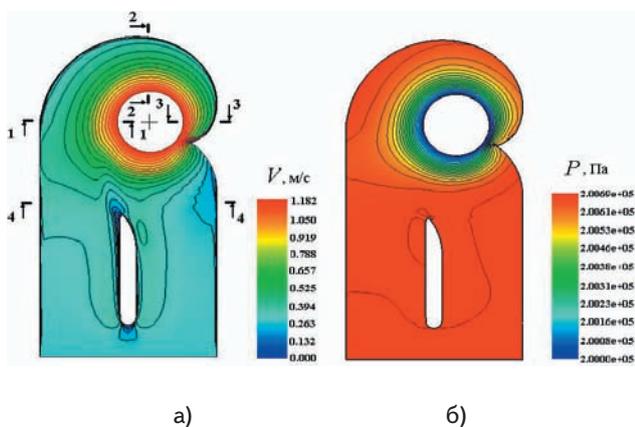


Рис. 2. Распределение абсолютной скорости (а) и статического давления (б) в спиральной камере

На рис. 3 приведено распределение по относительной высоте канала  $b_0$  абсолютной скорости  $V$  и ее компонент: окружной  $V_u$ , радиальной  $V_r$  и осевой  $V_z$ , а также угла потока  $\alpha$ , формируемого спиральной камерой в характерных сечениях, представленных на рис. 2а. Сечения расположены на радиусе входных кромок статорных колонн  $R = 0,815$  м, угол охвата спирали в сечениях 1-1, 2-2, 3-3 равен 0, 90 и 180° соответственно.

Как видно из приведенных рисунков, поток в спирали имеет сложную пространственную структуру. Величина абсолютной скорости  $V$  плавно уменьшается с увеличением угла охвата спирали, максимальные ее значения наблюдаются вблизи колец статора, а к середине канала понижаются на 4-9%. Наибольшая неравномерность распределения окружной  $V_u$  (до 11%) и радиальной  $V_r$  (3-4%) скоростей отмечена в сечении 3-3 посередине канала. Величина  $V_r$  уменьшается с увеличением угла охвата. Значение осевой составляющей скорости  $V_z$  мало зависит от угла охвата в этом диапазоне, распределение по высоте канала – симметрично относительно середины канала. Значения угла  $\alpha$ , формируемого спиральной камерой, существенно зависят от угла охвата и значительно меняются по высоте канала.

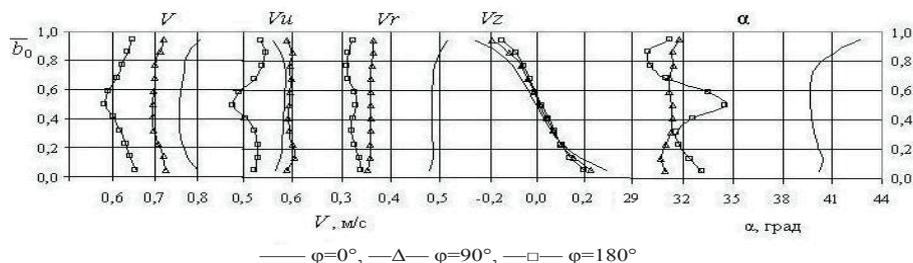
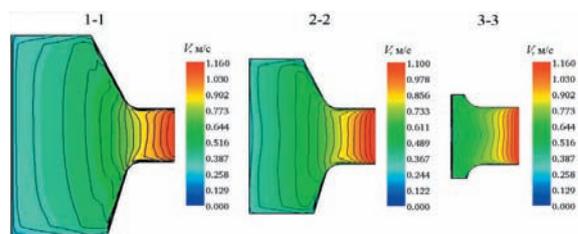
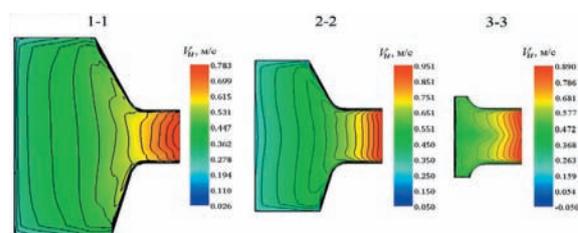


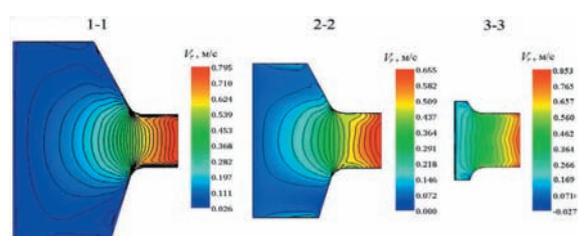
Рис. 3. Распределение абсолютной скорости, ее компонент и угла потока, формируемого спиральной камерой, по высоте канала



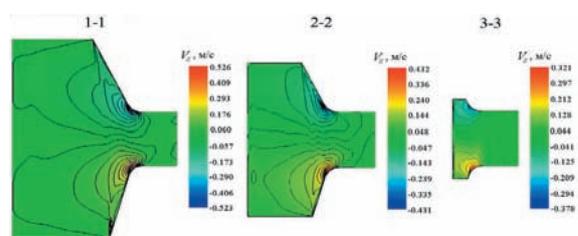
а) распределение абсолютной скорости



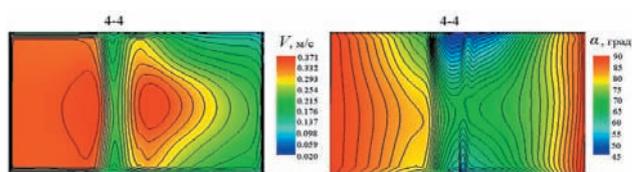
б) распределение окружной скорости



в) распределение радиальной скорости



г) распределение осевой скорости



д) распределение абсолютной скорости и угла потока

Рис. 4. Визуализация потока в характерных сечениях спиральной камеры

На рис. 4 представлена визуализация распределения абсолютной скорости (а) и ее компонент (б, в, г), а также угла потока  $\alpha$  (д) в сечениях, приведенных на рис. 2а. Результаты показанные на рис. 4 качественно и количественно хорошо согласуются с данны-

ми экспериментальных исследований подобной спиральной камеры, приведенными в литературе [5].

На рис. 5 показано распределение осредненных по высоте канала окружной и радиальной компонент скорости, а также угла, формируемого спиралью, перед входными кромками колонн статора,  $R=0,815$  м.

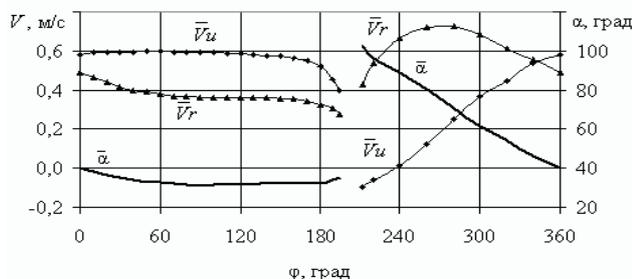


Рис. 5. Распределение осредненных характеристик потока перед входными кромками колонн статора

Из представленных результатов видно, что параметры плавно изменяются во всем диапазоне угла охвата спиральной камеры ( $210^\circ$ ). Угол  $\alpha$  меняется от  $40^\circ$  при  $\phi=0^\circ$  до  $31^\circ$  в районе  $\phi=90^\circ$  и затем повышается до  $35^\circ$ . При угле  $\phi > 210^\circ$  угол  $\alpha$  уменьшается от  $104$  до  $40^\circ$ . Определение угла, формируемого спиральной камерой, является одной из важнейших задач при расчете потока, поскольку эта информация позволяет более оптимально проектировать колонны статора. Сравнение приведенных на рис. 5 результатов с данными экспериментальных исследований [5] показывает их хорошее количественное и качественное согласование. Кроме того, величина осредненного угла потока  $\bar{\alpha} = 33,5^\circ$  в диапазоне угла охвата спирали  $\phi=0-210^\circ$  хорошо соответствует рекомендуемому ОСТ осредненному углу спиральной камеры СУБ-0,40-210° [1].

Расчеты позволили определить потери энергии в спиральной камере (рис. 6а), а также выделить потери в каждом из элементов исследуемой проточной части гидротурбины ПЛ 20 (рис. 6б) [6]. Потери определялись как разность полной энергии потока в характерных сечениях проточной части. Расчеты выполнены для четырех режимных точек (см. выше) при значениях приведенного расхода  $Q_1' = 1005, 1170, 1360$  и  $1580$  л/с. Исследования подтвердили, что структура потока в спиральной камере при изменении расхода в рассмотренном диапазоне не изменяется, а значения абсолютной скорости и ее составляющих изменяются пропорционально расходу. Расчеты показали, что потери в исследуемой спиральной камере при оптимальном расходе равны  $h_{сп} = 0,33\%$ , что практически совпадает с экспериментальными данными, и подчиняются квадратичной зависимости  $h_{сп} = \zeta_{сп} \frac{V^2}{2g}$  [5].

Наибольшее значение потерь получено в рабочем колесе. Минимум  $h_{рк}$  совпадает с оптимумом характеристики и составляет  $4\%$ , а при изменении расхода их величина возрастает. В направляющем аппарате потери энергии в исследуемом диапазоне открытой практически не изменяются и составляют  $1\%$ . Сравнение суммарных расчетных потерь энергии  $h_{сум}$  с экспериментальными  $h_{эксп}$ , полученными из универ-

сальной характеристики, показывает, что положение минимумов потерь по расходу практически совпадает, а характер изменения величины потерь от расхода идентичен. Различие абсолютных значений объясняется тем, что при расчете не учтены потери в статоре и отсасывающей трубе.

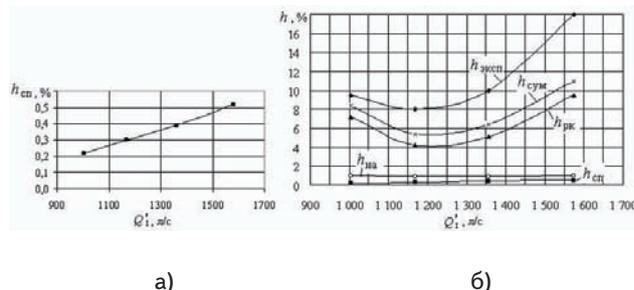


Рис. 6. Потери энергии в спиральной камере (а) и других элементах проточной части исследуемой ПЛ гидротурбины (б)

### 5. Заключение

В результате расчетного исследования вязкого трехмерного течения жидкости в спиральной камере вертикальной осевой поворотно-лопастной гидротурбины получены новые сведения о характеристиках пространственного потока, особенностях течения и величине потерь энергии. Использование этих результатов при проектировании проточных частей гидротурбин позволит улучшить их режимные и энергетические характеристики.

В дальнейшей работе планируется провести исследование потока во всех элементах проточной части гидротурбины, включая решетку статора и отсасывающую трубу.

### Литература

1. ОСТ 108.023.15–82. Турбины гидравлические вертикальные поворотно-лопастные осевые и радиально-осевые. Л., 1984.
2. Русанов А.В. Численное моделирование течений вязкой несжимаемой жидкости с использованием неявной квази-монотонной схемы Годунова повышенной точности / А.В. Русанов, Д.Ю. Косьянов // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – №5. – С. 4–7.
3. Menter F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications // AIAA J. – 1994. – 32, №8. – P. 1598 – 1605.
4. 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.
5. Михайлов И.Е. Турбинные камеры гидроэлектростанций. – М. «Энергия», 1970. – 272 с.
6. Русанов А.В. Моделирование пространственного течения вязкой жидкости в проточной части осевой поворотно-лопастной гидротурбины / А.В. Русанов, Ю.В. Городецких, Д.Ю. Косьянов и др. // Пробл. машиностроения. – 2010. – т. 13, № 4. – С. 15-23.