

ГИДРАВЛИКА. ИНЖЕНЕРНАЯ ГИДРОЛОГИЯ. ГИДРОТЕХНИЧЕСКОЕ СТРОИТЕЛЬСТВО

УДК 621.22

И.Е. Михайлов, Р.С. Алисултанов

НИИ МГСУ

РАСЧЕТ СПИРАЛЬНЫХ КАМЕР ГИДРОТУРБИН ПО УРАВНЕНИЯМ ТЕЧЕНИЯ, ВЫЗЫВАЕМОГО ВИХРЕВЫМ СТОКОМ — ОКРУЖНОСТЬЮ*

Рассмотрены вопросы расчета спиральных камер гидротурбин по уравнениям линий (поверхностей) тока потенциального течения, индуцируемого вихревым стоком — окружностью, расположенным на бесконечном непроницаемом цилиндре в неограниченном пространстве, заполненном идеальной (невязкой) жидкостью, а также характеристики потока в спиральных камерах. Установлено, что: 1) уравнения линий (поверхностей) тока течения позволяют рассчитать спиральные камеры, отличающиеся конструктивными параметрами и направлением потока на входе в статор гидротурбины; 2) угол наклона конусов спирали и направление потока на входе в статор существенно влияют на габариты спиральной камеры; 3) форма поперечных сечений спирали отличается от применяемых в настоящее время тавровой и круглой; 4) высота поперечных сечений больше ширины, и это различие возрастает в направлении от входного сечения к зубу спиральной камеры; 5) габариты рассчитанных спиральных камер меньше, чем габариты камер с круглой формой поперечных сечений и больше чем, с тавровой формой. Выявлено, что теоретические характеристики потока, формируемые спиральной камерой, рассчитанной по уравнениям потенциального течения, индуцируемого вихревым стоком — окружностью, расположенным на бесконечном непроницаемом цилиндре, хорошо согласуются с опытными и являются благоприятными для обтекания статорных колонн и направляющих лопаток гидротурбин.

Ключевые слова: вихревой сток — окружность, поверхность тока, линии тока, спиральная камера гидротурбины, поперечное сечение, формируемое течение, распределение скоростей

Расчет спиральных камер по уравнениям течения, вызываемого вихревым стоком — окружностью, выполняется для гидротурбин с вертикальным валом. Оси вала и непроницаемого цилиндра, на котором расположен сток — окружность, совмещены с вертикальной осью z цилиндрической системы координат. Течение жидкости, формируемое рассматриваемым стоком, зеркально относительно плоскости его расположения (рис. 1, *а*) Поверхностями тока являются бесконечные усеченные конусы [1—3], опирающиеся на сток — окружность (рис. 1, *б*), которые при $\gamma = \pm 90^\circ$ выражаются в цилиндры, совпадающие с непроницаемым цилиндром, а при $\gamma = 0$ — в горизонтальную плоскость ($z = 0$).

Анализ работ [4—20], в которых разрабатываются вопросы, связанные с расчетами спиральных камер гидротурбин по уравнениям течения, показал, что расчеты таких моделей не применялись.

* Работа выполнена при поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации (грант Президента Российской Федерации № 14.Z57.14.6545-НШ).

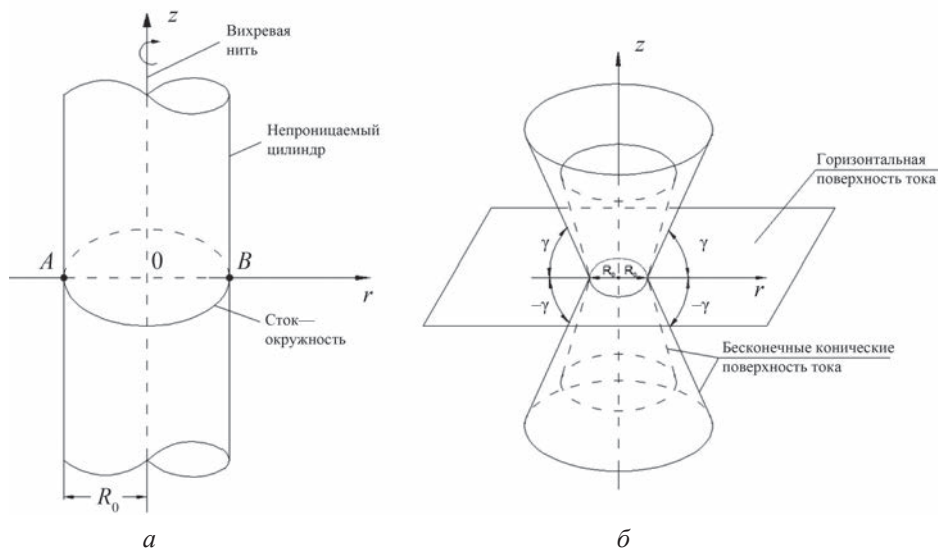


Рис. 1. Схемы вихревого стока — окружности (а) и поверхностей тока (б)

Уравнения линий (поверхностей) тока, по которым рассчитываются спиральные камеры, получены в [1] и записываются в следующем виде:

$$z = \tan \gamma (r - R_o); \quad (1)$$

уравнение проекций линий тока на горизонтальную, перпендикулярную оси z , плоскость (рис. 2, б)

$$\varphi = \frac{2}{\cos^3 \gamma} \frac{1}{q} \left[r - r_a + \left(\frac{\pi R_o \cos \gamma}{2} - 2R_o \right) \ln \frac{r}{r_a} + \left(\frac{\pi R_o \cos \gamma}{2} - R_o^2 \right) \left(\frac{1}{r} - \frac{1}{r_a} \right) \right], \quad (2)$$

при $\gamma = \pm 90^\circ$ уравнение (2) теряет смысл, поскольку для линий тока, лежащих на поверхности непроницаемого цилиндра $r = R_o = \text{const}$, оно имеет другой вид; уравнение линий тока на поверхности непроницаемого цилиндра

$$\frac{2}{3R_o^2} \frac{1}{q} |z|^3 + \frac{\pi}{2R_o} \frac{1}{q} |z|^2 = \varphi \quad (3)$$

уравнение кубическое, и так как нет необходимости выражать координату z через угол φ в явном виде, значение z в нем берется по модулю. Отметим, что в [3] эти линии тока построить нельзя. В уравнениях (1) — (3): R_o — радиус стока — окружности; r и z — текущие координаты точек; γ — угол наклона поверхностей тока (усеченных конусов); Γ — интенсивность вихря; q — расход стока — окружности; $r_a \geq R_o$ — радиус окружности, от которой начинается отсчет угла φ .

Для определения формы и размеров спиральной камеры по системе уравнений (1) — (3) необходимо знать в каждом конкретном случае величину отношения Γ/q .

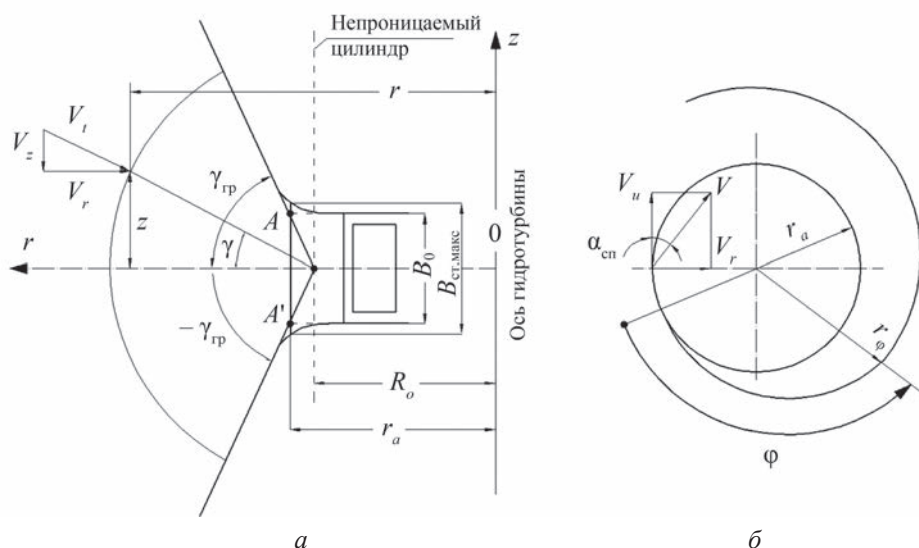


Рис. 2. Схема к определению отношения Γ/Q (а) и проекции линии тока на горизонтальную плоскость (б)

Расчетную формулу для вычисления Γ/q получим следующим образом.

Допустим, что требуется спроектировать спиральную камеру (см. рис. 2) для гидротурбины, имеющей расход Q , высоту направляющего аппарата b_o , высоту входных кромок статорных $b_{ст.м}$, радиус окружности расположения входных кромок статорных колонн r_a . Спиральная камера должна подводить поток к входным кромкам статорных колонн под средним по высоте колонн углом $\alpha_{сп}$, а ее поперечные сечения должны ограничиваться граничными коническими поверхностями тока $\pm\gamma_{гр}$, проходящими через точки с координатами $r = r_a$, $z = \pm b_o/2$ (точки A и A' на рис. 2).

Циркуляция скорости Γ (интенсивность вихревой нити) определяется по формуле (1)

$$\Gamma = \frac{Q}{b_{ст.м} \tan \alpha_{сп}} = \frac{Q}{b_o \tan \alpha_{сп}}. \quad (4)$$

Рис. 2 показывает, что расход гидротурбины Q меньше расхода стока — окружности q и равен

$$Q = \frac{q 2\gamma_{гр}}{\pi}, \quad q = \frac{\pi Q}{2\gamma_{гр}}. \quad (5)$$

Таким образом, отношение Γ/q составляет

$$\frac{\Gamma}{q} = \frac{2\gamma_{гр}}{\pi b_{ст.м} \tan \alpha_{сп}} = \frac{2\gamma_{гр}}{\pi b_o \tan \alpha_{сп}} \quad (6)$$

и уравнения линий тока (1)—(3) для расчета спиральной турбинной камеры записываются в такой форме:

$$\begin{cases} z = \tan \gamma (r - R_o); \\ \varphi = \frac{A_o}{\cos^3 \gamma} \left[r - r_a + \left(\frac{\pi R_o \cos \gamma}{2} - 2R_o \right) \ln \frac{r}{r_a} + \left(\frac{\pi R_o^2 \cos \gamma}{2} - R_o^2 \right) \left(\frac{1}{r} - \frac{1}{r_a} \right) \right]; \\ \varphi = \frac{1}{b_{\text{ст. м}} R_o \tan \alpha_{\text{сп}}} \left[\frac{2}{3R_o} |z|^3 + \frac{\pi}{2} |z|^2 \right], \end{cases} \quad (7)$$

где

$$\begin{cases} A_o = \frac{4\gamma_{\text{гр}}}{\pi b_{\text{ст. м}} \tan \alpha_{\text{сп}}} = \frac{4\gamma_{\text{гр}}}{\pi b_o \tan \alpha_{\text{сп}_o}}; \\ R_o = r_a - \frac{b_o}{2 \operatorname{tg} \gamma_{\text{гр}}}; \end{cases} \quad (8)$$

φ — угол, определяющий положение рассматриваемой точки или поперечного сечения спирали, отсчитывается от входных кромок статорных колонн ($r = r_a$) в направлении, обратном направлению вращения турбины (см. рис. 2, б); остальные обозначения указаны выше.

Уравнения (7) показывают, что уменьшение угла $\alpha_{\text{сп}}$, а также увеличение углов $\pm \gamma_{\text{гр}}$ приводит к сокращению размеров спиральной камеры в плоскости, перпендикулярной оси турбины и наоборот.

Необходимо отметить, что для камер с $\gamma_{\text{гр}} = \pm 90^\circ$ (когда $r_a = R_o$) по второму уравнению системы (7) рассчитываются зависимости $r = f(\varphi)$ для линий тока с $\gamma < \pm 90^\circ$, а по третьему уравнению — зависимости $z = f(\varphi)$ для $\gamma = \gamma_{\text{гр}} = \pm 90^\circ$.

Пример расчета

Расчет спиральной камеры для конкретной турбины выполняется, когда уже известны: диаметр рабочего колеса D_1 , высота направляющего аппарата b_o , радиус окружности расположения входных кромок статорных колонн r_a , высота входных кромок статорных колонн $b_{\text{ст. м}}$, расход гидротурбины Q , направление скоростей потока на входе в статор — угол $\alpha_{\text{сп}}$, угол конусов поперечных сечений спирали $\gamma_{\text{гр}}$, а также угол охвата спирали φ_o (углы $\gamma_{\text{гр}}$ и φ_o в процессе расчета спиральной камеры могут незначительно изменяться).

Исходные данные: $D_1 = 9,25$ м; $b_o = 3,7$ м; $r_a = 7,0$ м; $b_{\text{ст. м}} = 4,49$ м; $Q = 640$ м³/с; $\gamma_{\text{гр}} = \pm 75^\circ$; $\alpha_{\text{сп}} = 30^\circ$ ($\alpha_{\text{сп}_o} = 35^\circ$). Требуется определить размеры и форму поперечных сечений спиральных камер с углами охвата спирали $\varphi_o = 330^\circ$ и 180° .

Алгоритм расчета:

1. По (8) вычисляем: $A_o = 0,6425$ м⁻¹ и $R_o = 6,5$ м.
2. По второму уравнению (7), задаваясь значениями r от $r = r_a$ до значения, при котором угол φ равен или несколько больше угла охвата спирали φ_o , для различных величин угла γ ($\gamma = 0^\circ$; $\gamma = \pm 30^\circ$; $\gamma = \gamma_{\text{гр}} = \pm 75^\circ$, чем больше значение углов γ , тем точнее построение поперечных сечений спирали) определяем углы φ и строим (рис. 3) зависимости $r = f(\varphi)$.

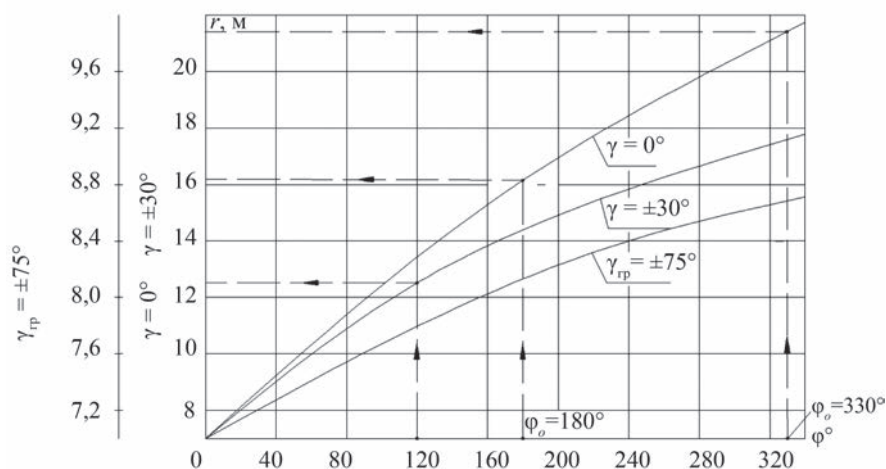


Рис. 3. Зависимость $r = f(\varphi)$

3. По графикам рис. 3 строим поперечные сечения спирали, соответствующие различным значениям координатного угла φ .

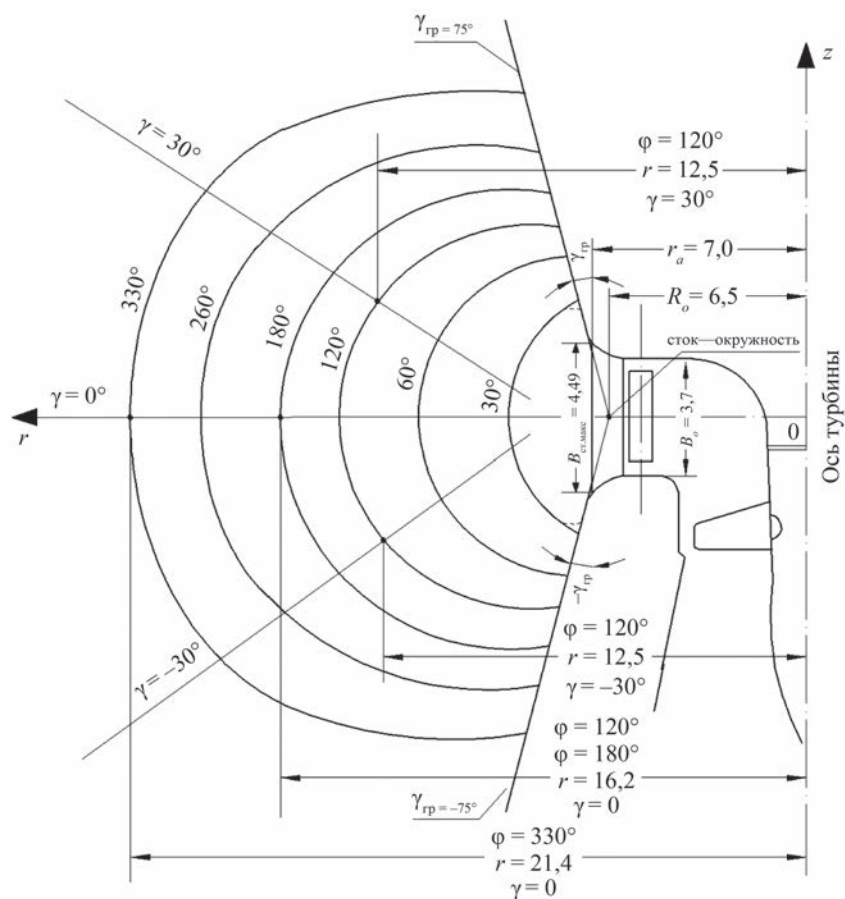


Рис. 4. Поперечные сечения спиральных камер с углами охвата спирали $\varphi_o = 330^\circ$ и $\varphi_o = 180^\circ$

Очертание спиральной камеры в плоскости, перпендикулярной оси турбины строится по значениям r для различных величин угла φ при $\gamma = 0^\circ$ (см. рис. 2, б). Для уменьшения гидравлических потерь в камере при сопряжении периферийной стенки с конусами спирали следует избегать острых углов. В тех сечениях, где они получаются, сопряжение следует выполнять как это показано на рис. 4 для сечения $\varphi = 30^\circ$.

Полученные поперечные сечения спирали существенно отличаются от применяемых в настоящее время тавровых и круглых. Отношение высоты сечения к ширине увеличивается в направлении к зубу спиральной камеры. При $\varphi = 330^\circ$ оно составляет 1,17, для $\varphi = 180^\circ$ — 1,37 и при $\varphi = 60^\circ$ — 1,81. В связи с этим рассматриваемые спиральные камеры оказываются шире спиральных камер с тавровыми сечениями и уже, чем с круглыми.

Аналогичным образом были рассчитаны спиральные камеры с другими углами $\gamma_{гр}$ и $\alpha_{сп}$, поперечные сечения которых при $\varphi = 180^\circ$ приведены на рис. 5.

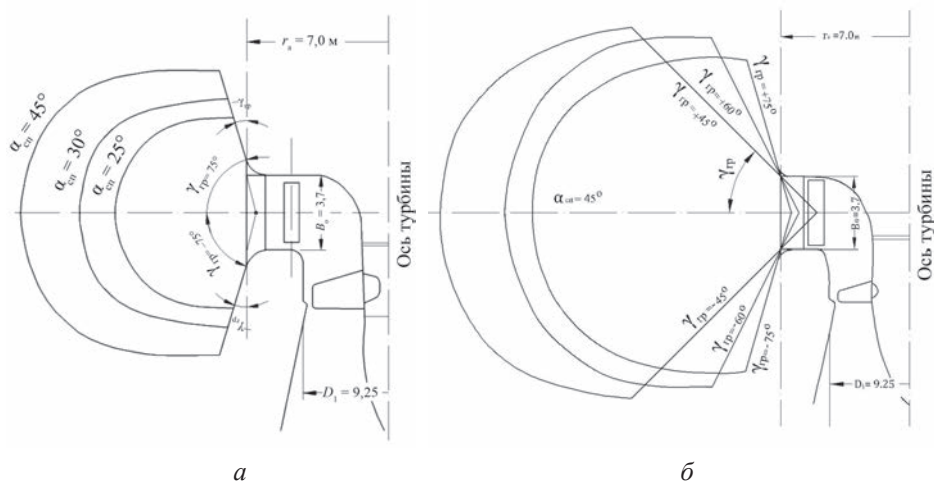


Рис. 5. Влияние значений угла $\alpha_{сп}$ (а) и граничных углов конусов $\gamma_{гр}$ (б) на размеры спиральной камеры

Рис. 5 показывает, что увеличение углов конусов спирали $\gamma_{гр}$ и уменьшение угла $\alpha_{сп}$ приводит к сокращению размеров спиральной камеры.

Теоретические и экспериментальные характеристики потока в спиральной камере, рассчитанной по уравнениям (7)

На рис. 6, а изображены теоретические распределения скоростей V_r , V_z , V_u и углов α и δ ($\delta = \arcsin(V_z/V)$) по вертикали на входных кромках статорных колонн. Вертикальные и особенно радиальные составляющие скорости, а также углы α и δ распределяются по высоте входных кромок статорных колонн неравномерно.

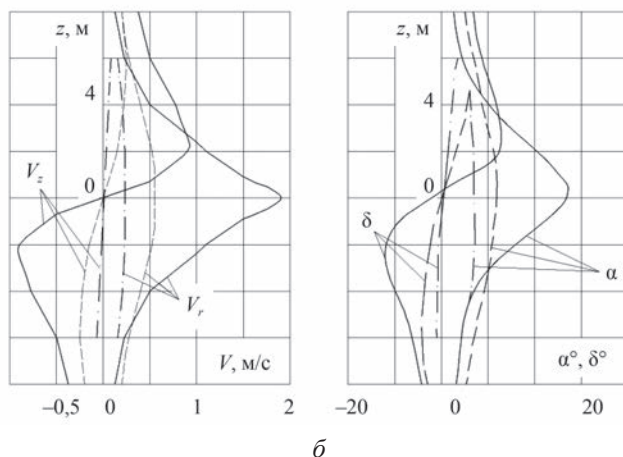
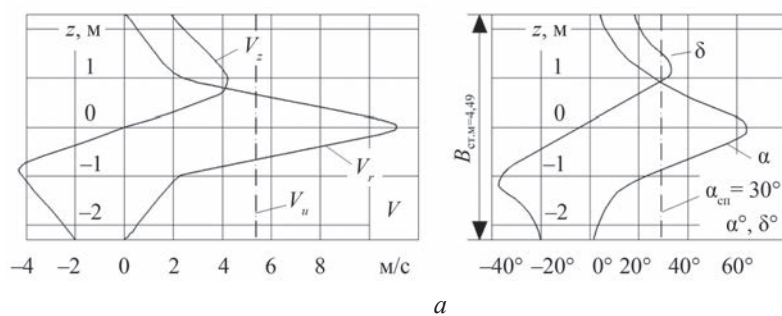


Рис. 6. Теоретические характеристики потока в спиральной камере: *a* — на входных кромках статорных колонн $r = r_a = 7,0$ м; *б* — на различных расстояниях от входных кромок статорных колонн: — $r = 9,0$ м; - - - $r = 13,0$ м; — · — · — $r = 19,0$ м

Степень неравномерности зависит от углов $\pm\gamma_{гр}$ конусов спирали. При уменьшении $\gamma_{гр}$ неравномерность указанных скоростей и углов, как и следовало ожидать, уменьшается, а с ростом $\gamma_{гр}$ — увеличивается. Существенная неравномерность связана с тем, что в меридиональной плоскости все теоретические линии тока сходятся в одной точке, а рассматриваемый створ расположен недалеко от стока — всего на расстоянии $1,077R_o$. Вместе с этим необходимо подчеркнуть, что среднее по высоте входных кромок статорных колонн теоретическое значение угла α незначительно отличается, что очень важно, от заданного в расчете значения угла $\alpha_{ст} = 30^\circ$ (см. рис. 6, *a*). При удалении от стока — окружности распределение теоретических скоростей и их направлений по вертикали существенно выравнивается.

На рис. 7 изображены эпюры полных скоростей на вертикалях в поперечном сечении спирали $\varphi = 330^\circ$, а также эпюры давлений $P/\rho g$ для случая $P/\rho g + V^2/2g = 30$ м вод. ст. Как и следовало ожидать, полные скорости убывают, а давление возрастает при удалении от входных кромок статорных колонн. Полные скорости распределяются по вертикали значительно равномернее их радиальных и вертикальных составляющих.

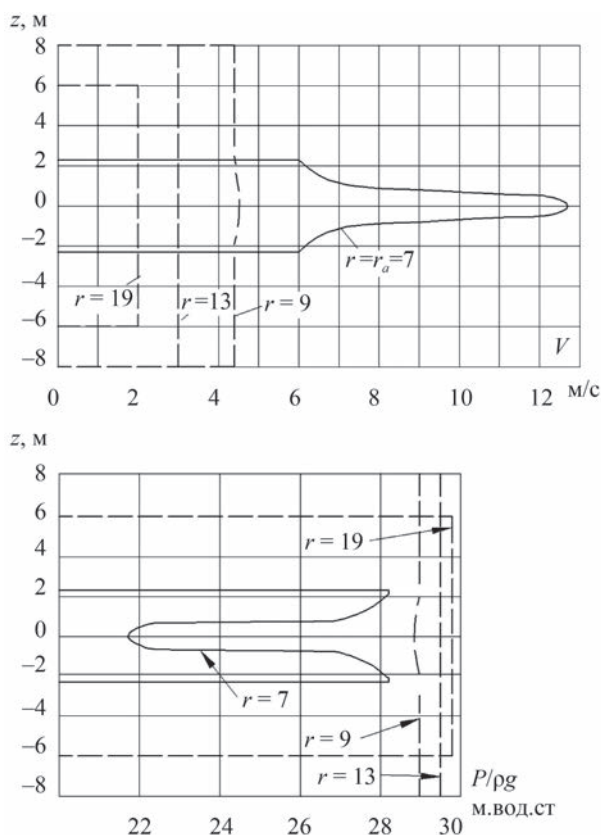


Рис. 7. Распределение полных скоростей V и давлений на вертикалях в поперечных сечениях спирали; r , в м

С целью сопоставления теоретических характеристик потока с опытными, по уравнениям (7) была рассчитана, изготовлена и испытана спиральная камера (рис. 8) с углом охвата спирали $\phi_o = 180^\circ$, которая должна подводить поток к входным краям статорных колонн под углом $\alpha_{\text{сп}} = 32^\circ 17'$.

Характеристики потока снимались при входе в статор (на радиусе r_a) на шести вертикалях 1 через 30° (см. рис. 8) и в двух поперечных сечениях спирали — створы V и VII. На рис. 9, а приведено распределение окружных и радиальных скоростей по вертикали в поперечных сечениях спирали. Окружные скорости V_u изменяются по высоте поперечных сечений незначительно и можно считать, что теоретическое положение о независимости V_u от координаты z с приемлемой для практики точностью выполняется. Измеренные радиальные скорости V_r , так же как и теоретические (см. рис. 6), у статора имеют большую неравномерность и максимальные значения. При удалении от входных кромок статорных колонн скорости V_r по вертикали выравниваются и уменьшаются.

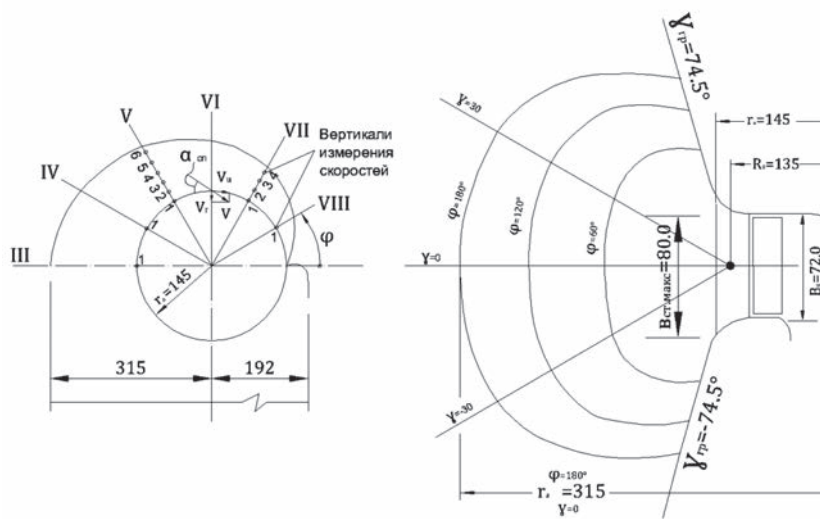


Рис. 8. Модель спиральной камеры, исследованной в лаборатории; размеры в мм

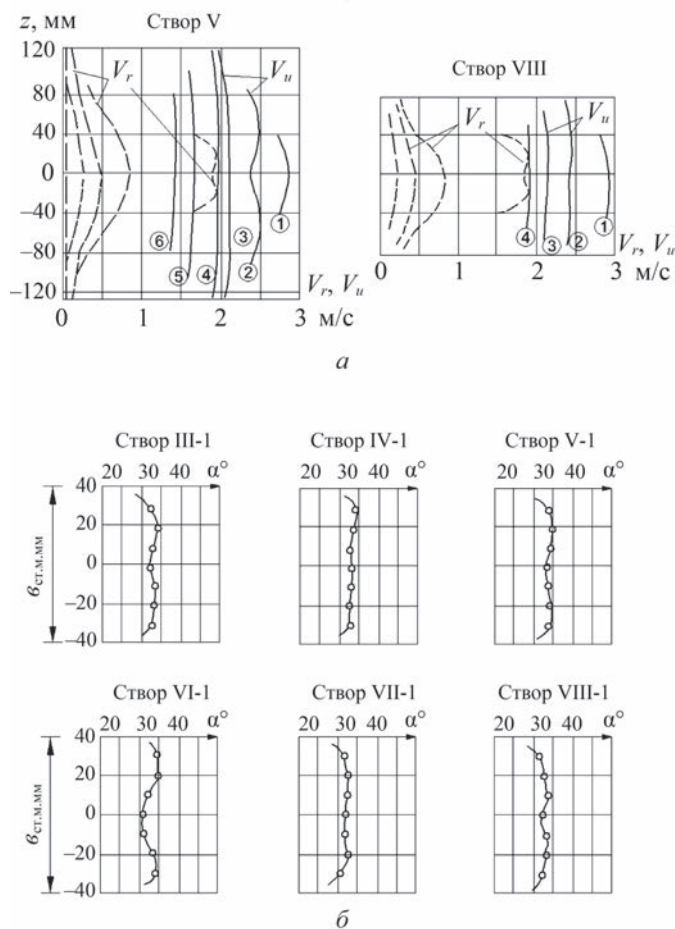


Рис. 9. Опытные характеристики потока в спиральной камере, рассчитанной по уравнениям (7): a — распределение скоростей V_u и V_r на вертикалях; b — распределение направления полных скоростей (углов $\alpha_{\text{сн}}$) на выходных кромках статорных колонн

Направления полных скоростей (углы α), а следовательно и скорости V_r , на входе в статор по его высоте распределяются (см. рис. 9, б) значительно равномернее теоретического распределения (см. рис. 6). Углы α изменяются по высоте незначительно, что обеспечивает благоприятные условия обтекания статорных колонн и направляющих лопаток турбины. Измеренные средние по высоте колонн статора углы α практически совпадают, что очень важно, с заданным в расчете значением угла $\alpha_{\text{ср}} = 32^\circ 17'$ (рис. 9, б и 10, б) — расхождение не превышает $1,5^\circ \dots 2,5^\circ$.

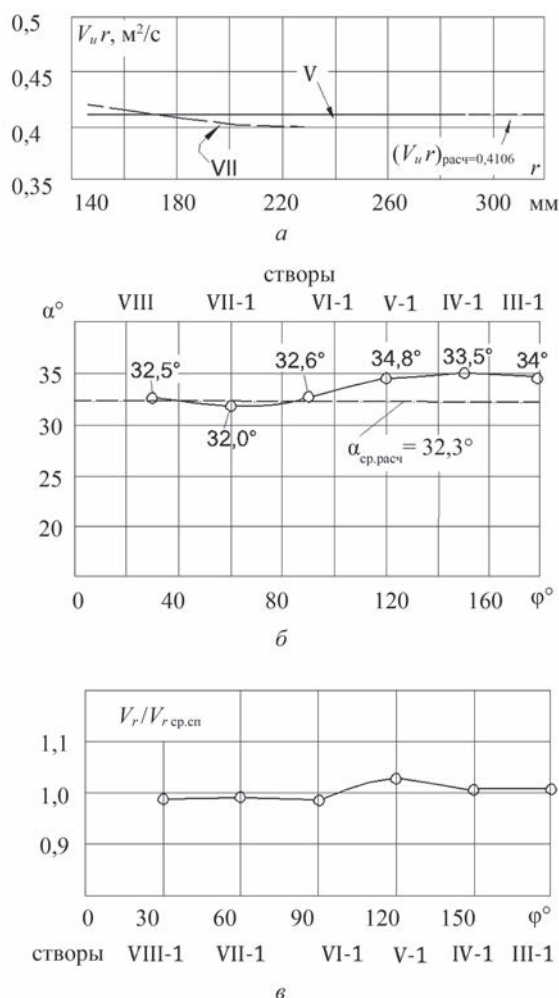


Рис. 10. Осредненные по высоте опытные характеристики потока в спиральной камере с углом охвата спирали $\phi_o = 180^\circ$ (см. рис. 8), рассчитанной по уравнениям (7): а — изменение $V_u r$ вдоль радиуса; б — изменение угла $\alpha_{\text{ср}}$ на входных кромках статорных колонн; в — характер изменения радиальных скоростей по периметру на входных кромках статорных колонн в спиральной части камеры

На рис. 10, а представлено изменение произведения $V_u r$ вдоль радиуса в поперечных сечениях спирали, вычисленного по опытным средним по высоте значениям скоростей V_u . Там же показано теоретическое значение $(V_u r)_{\text{теор}} = 0,4106 \text{ м}^2/\text{с} = \text{const}$. Рисунок показывает, что в поперечных сечениях

спирали, удаленных от входного сечения, окружные скорости несущественно отличаются от расчетных (теоретических) значений и распределяются вдоль радиуса по закону, близкому к теоретическому $V_{\theta} r = \text{const}$.

Распределение расхода по периметру статора в спиральной части камеры характеризует рис. 10, в, где V_r — средние по высоте значения радиальных скоростей на входе в статор; $V_{r, \text{ср. сп}}$ — средняя радиальная скорость на части периметра статора в спиральной части камеры, питаемой из спирали. Рис. 10, в показывает, что распределение расхода по периметру статора достаточно равномерное.

Таким образом, экспериментальные характеристики потока, формируемого спиральной камерой, рассчитанной по уравнениям линий тока течения, вызываемого вихревым стоком — окружностью, расположенным на бесконечном непроницаемом цилиндре, в целом хорошо согласуются с теоретическими.

Выводы. Уравнения линий (поверхностей) тока течения, формируемого вихревым стоком — окружностью, расположенным на бесконечном непроницаемом цилиндре, позволяют рассчитать размеры спиральных камер, различающихся конструктивными параметрами и направлением потока на входе в статор гидротурбины.

Угол наклона конусов спиральной камеры и направление потока, которое она должна создавать на входе в статор, существенно влияют на ее размеры.

Формы поперечных сечений спирали существенно отличаются от применяемых в настоящее время тавровой и круглой.

Габаритные размеры рассматриваемых спиральных камер меньше, чем размеры камер с круглой формой поперечных сечений применяемых для радиально-осевых турбин и больше по сравнению с камерами, имеющими тавровую форму поперечных сечений (ПЛ и ПР турбины).

Теоретические характеристики потока, формируемые спиральной камерой, рассчитанной по уравнениям течения, индуцируемого вихревым стоком — окружностью, расположенным на бесконечном непроницаемом цилиндре, хорошо согласуются с опытными и являются благоприятными для обтекания статорных колонн и направляющих лопаток гидротурбин.

Библиографический список

1. Михайлов И.Е., Алисултанов Р.С. Вихревой сток — окружность, расположенный на бесконечном непроницаемом цилиндре // Вестник МГСУ. 2015. № 10. С. 153—161.
2. Михайлов И.Е., Алисултанов Р.С. Сток-окружность, расположенный на поверхности или внутри бесконечного непроницаемого цилиндра // Вестник МГСУ. 2015. № 8. С. 140—149.
3. Михайлов И.Е. Турбинные камеры гидроэлектростанций. М. : Энергия, 1970. 272 с.
4. Menter F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications // AIAA J. 1994. Vol. 32. No. 8. Pp. 1598—1605.
5. Русанов А.В., Косьянов Д.Ю., Сухоребрий П.Н., Хорев О.Н. Численное исследование пространственного вязкого течения жидкости в спиральной камере осевой гидротурбины // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2010. Т. 5. № 7. С. 33—36.

6. *Русанов А.В., Косьянов Д.Ю.* Численное моделирование течений вязкой несжимаемой жидкости с использованием неявной квазимонотонной схемы Годунова повышенной точности // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2009. Т. 5. № 4. С. 4—7.
7. *Tao Jiang, Kezhen Huang.* The numerical simulation of gas turbine inlet-volute flow field // World Journal of Mechanics. 2013. Vol. 3 (04). Pp. 230—235.
8. *Shi F. and Tsukamoto H.* Numerical study of pressure fluctuations caused by impeller-diffuser interaction diffuser pump stage // ASME Journal of Fluid Engineering. 2001. Vol. 123 (3).
9. *Wu K.Q. and Huang J.* Numerical analysis of the fan volute internal vortex flow // Engineering Thermophysics. 2001. Vol. 22. No. 3. Pp. 316—319.
10. *Pfau A., Treiber M., Sell M., Gyarmathy G.* Flow interaction from the exit cavity of an axial turbine blade row labyrinth seal // Journal of Turbomachinery. 2001. Vol. 123 (2). Pp. 342—352.
11. *Schlienger J., Pfau A., Kalfas A.I., Abhari R.S.* Single pressure transducer probe for 3D flow measurements // 16 Symposium on Measurement Technology in Turbomachinery, 24—25.9.2002. Cambridge. 2002. 8 p.
12. *Rusch D., Pfau A., Schlienger J., Kalfas A.I., Abhari R.S.* Deterministic unsteady vorticity field in a driven axisymmetric cavity flow // Accepted at the 12th International Conference on Fluid Flow Technologies, September 3—6, 2003, Budapest, Hungary. 2003.
13. *Бубенчиков А.М., Коробицын В.А., Коробицын Д.В., Котов П.П., Шокин Ю.И.* Численное моделирование осесимметричных разрывных потенциальных многосвязных течений несжимаемой жидкости // Журнал вычислительной математики и математической физики. 2014. Т. 54. № 7. С. 1194—1202.
14. *Вайнштейн И.И., Литвинов П.С.* Модель М. А. Лаврентьева о склейке вихревых и потенциальных течений идеальной жидкости // Вестник Сибирского государственного аэрокосмического университета им. академика М.Ф. Решетнева. 2009. № 3 (24). С. 7—9.
15. *Вайнштейн И.И., Федотова И.М.* Задача Гольдштика о склейке вихревых течений идеальной жидкости в осесимметричном случае // Вестник Сибирского государственного аэрокосмического университета им. академика М.Ф. Решетнева. 2014. № 3 (55). С. 48—54.
16. *Yan H.J., Hu D.M. and Li J.* Numerical simulation of flow field for horizontal-axis wind turbine rotor // Journal of Shanghai University of Electric Power. 2010. Vol. 26. No. 2. Pp. 123—126.
17. *Yang C.Z., Liu H.C. and Zhou Y.L.* The design of horizontal axis wind turbine blades and the analysis of flow field based on CFD // Journal of Northeast Dianli University. 2010. Vol. 30. No. 1. Pp. 21—26.
18. *Zhang D.H., Li W., Lin Y.G., Ying Y. and Yang C.J.* Simulation of generation system of marine current turbine with pressure-maintaining storage based on hydraulic transmission // Automation of Electric Power Systems. 2009. Vol. 33. No. 7. Pp. 70—74.
19. *Berend G., van der Wall, Richard H.* Analysis methodology for 3C-PIV data of rotary wing vortices // Experiments in Fluids. 2006. Vol. 40. No. 5. Pp. 798—812.
20. *Badie R., Jonker J.B., van Den Braembussche R.A.* Finite element calculations and experimental verification of the unsteady potential flow in a centrifugal volute pump // International Journal for Numerical Methods in Fluids. Vol. 19 (12). Pp. 1083—1102.

Поступила в редакцию в ноябре 2015 г.

Об авторах: **Михайлов Иван Евграфович** — доктор технических наук, профессор, профессор кафедры гидравлики и водных ресурсов, **Московский государственный строительный университет (НИУ МГСУ)**, 129337, г. Москва, Ярославское шоссе, д. 26, orehov_gv@mail.ru;

Алисултанов Рамидин Семедович — аспирант, ассистент кафедры инженерной геодезии, **Московский государственный строительный университет (НИУ МГСУ)**, 129337, г. Москва, Ярославское шоссе, д. 26. ramidin.semedovich@yandex.ru.

Для цитирования: *Михайлов И.Е., Алисултанов Р.С. Расчет спиральных камер гидротурбин по уравнениям течения, вызываемого вихревым стоком — окружностью // Вестник МГСУ. 2015. № 11. С. 142—156.*

I.E. Mikhaylov, R.S. Alisultanov

CALCULATION OF SPIRAL TURBINE CASES ACCORDING TO THE EQUATIONS OF FLOW CAUSED BY VORTEX DISCHARGE — CIRCLE*

The authors considered the issues of spiral turbine cases calculation with the help of the equations of fluid flow line of a potential flow induced by vortex discharge-circle situated on an infinite impenetrable cylinder in infinite space filled with ideal (nonviscous) fluid and the characteristics of the flow in spiral cases. It was established that: 1) the stated equations allow calculating the spiral cases, which differ in constructive parameters and the direction of the flow at the entry to the stator of the turbine; 2) slope angle of spiral cones and the direction of the flow at the entry into the stator significantly influence the dimensions of the spiral case; 3) the shape of the cross-sections of the spiral differs from the T-shaped and circle ones usually applied today; 4) the height of the cross-sections is greater than their width. This difference grows in the direction from the entry section to the tooth of the spiral case; 5) the dimensions of the calculated spiral cases are smaller than the dimensions of the cases with round cross sections and bigger than the ones with T shape.

It was stated that the theoretical characteristics of the flow formed by spiral case calculated according to the equations of the potential flow induced by vortex discharge-circle situated on an infinite impenetrable cylinder are in good agreement with the experimental characteristics and are favourable for flow-around of stay vanes and guide vanes of turbines.

Key words: vortex discharge — circle, stream surface, flow lines, spiral turbine case, cross section, formed flow, velocity distribution

References

1. Mikhaylov I.E., Alisultanov R.S. Vихревой сток — окружность, расположенный на бесконечном непроницаемом цилиндре [Vortex Discharge — Circle Situated on Infinite Impenetrable Cylinder]. *Vestnik MGSU* [Proceedings of Moscow State University of Civil Engineering]. 2015, no. 10, pp. 153—161. (In Russian)
2. Mikhaylov I.E., Alisultanov R.S. Сток — окружность, расположенный на поверхности или внутри бесконечного непроницаемого цилиндра [Discharge — Circle Situated on the Surface or Inside an Infinite Impermeable Cylinder]. *Vestnik MGSU* [Proceedings of Moscow State University of Civil Engineering]. 2015, no. 8, pp. 140—149. (In Russian)
3. Mikhaylov I.E. *Tурбинные камеры гидроэлектростанций* [Turbine Cases of HPPs]. Moscow, Energiya Publ., 1970, 272 p. (In Russian)
4. Menter F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA J.* 1994, vol. 32, no. 8, pp. 1598—1605. DOI: <http://dx.doi.org/10.2514/3.12149>

* The investigation is carried out with support from the Ministry of Education and Science of the Russian Federation (grant of the President of the Russian Federation no. 14.Z57.14.6545-NSH).

5. Rusanov A.V., Kos'yanov D.Yu., Sukhorebryy P.N., Khorev O.N. Chislennoe issledovanie prostranstvennogo vyazkogo techeniya zhidkosti v spiral'noy kamere osevoy gidroturbiny [Numerical Investigation of Space Viscous Liquid Flow in a Spiral Case of an Axial Flow Turbine]. *Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy* [Eastern-European Journal of Enterprise Technologies]. 2010, vol. 5, no. 7, pp. 33—36. (In Russian)
6. Rusanov A.V., Kos'yanov D.Yu. Chislennoe modelirovanie techeniy vyazkoy neszhimaemoy zhidkosti s ispol'zovaniem neyavnoy kvazimonotonnoy skhemy Godunova povyshennoy tochnosti [Numerical Modelling of the Flows of a Viscous Incompressible Fluid Using Implicit Quasimotor Godunov Scheme of an Extended Precision]. *Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy* [Eastern-European Journal of Enterprise Technologies]. 2009, vol. 5, no. 4, pp. 4—7. (In Russian)
7. Tao Jiang, Kezhen Huang. The Numerical Simulation of Gas Turbine Inlet-Volute Flow Field. *World Journal of Mechanics*. 2013, vol. 3 (04), pp. 230—235. DOI: <http://dx.doi.org/10.4236/wjm.2013.34023>.
8. Shi F. and Tsukamoto H. Numerical Study of Pressure Fluctuations Caused by Impeller-Diffuser Interaction Diffuser Pump Stage. *ASME Journal of Fluid Engineering*. 2001, vol. 123 (3). DOI: <http://dx.doi.org/10.1115/1.1385835>.
9. Wu K.Q. and Huang J. Numerical Analysis of the Fan Volute Internal Vortex Flow. *Engineering Thermophysics*. 2001, vol. 22, no. 3, pp. 316—319.
10. Pfau A., Treiber M., Sell M., Gyarmathy G. Flow Interaction from the Exit Cavity of an Axial Turbine Blade Row Labyrinth Seal. *Journal of Turbomachinery*. 2001, vol. 123 (2), pp. 342—352. DOI: <http://dx.doi.org/10.1115/1.1368124>
11. Schlienger J., Pfau A., Kalfas A.I., Abhari R.S. Single Pressure Transducer Probe for 3D Flow Measurements. 16 Symposium on Measurement Technology in Turbomachinery, 24—25.9.2002. Cambridge, 2002, 8 p.
12. Rusch D., Pfau A., Schlienger J., Kalfas A.I., Abhari R.S. Deterministic Unsteady Vorticity Field in a Driven Axisymmetric Cavity Flow. Accepted at the 12th International Conference on Fluid Flow Technologies, September 3—6, 2003, Budapest, Hungary. 2003.
13. Bubenchikov A.M., Korobitsyn V.A., Korobitsyn D.V., Kotov P.P., Shokin Yu.I. Chislennoe modelirovanie osesimmetrichnykh razryvnykh potentsial'nykh mnogosvyaznykh techeniy neszhimaemoy zhidkosti [Numerical Modeling of Axisymmetric Noncontinuous Potential Multiple Connected Flows of Incompressible Fluids]. *Zhurnal vychislitel'noy matematiki i matematicheskoy fiziki* [Computational Mathematics and Mathematical Physics]. 2014, vol. 54, no. 7, pp. 1194—1202. (In Russian)
14. Vaynshteyn I.I., Litvinov P.S. Model' M. A. Lavrent'eva o skleyke vikhrevykh i potentsial'nykh techeniy ideal'noy zhidkosti [The Model of M. A. Lavrentiev on Adhesion of Vortex and Potential Flows]. *Vestnik Sibirskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta im. akademika M.F. Reshetneva* [Vestnik SibSAU. Aerospace Technologies and Control Systems]. 2009, no. 3 (24), pp. 7—9. (In Russian)
15. Vaynshteyn I.I., Fedotova I.M. Zadacha Gol'dshtika o skleyke vikhrevykh techeniy ideal'noy zhidkosti v osesimmetricheskom sluchae [Goldshtick Problem on Adhesion of Vortex Flows of an Ideal Fluid in Axisymmetric Case]. *Vestnik Sibirskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta im. akademika M.F. Reshetneva* [Vestnik SibSAU. Aerospace Technologies and Control Systems]. 2014, no. 3 (55), pp. 48—54. (In Russian)
16. Yan H.J., Hu D.M. and Li J. Numerical Simulation of Flow Field for Horizontal-Axis Wind Turbine Rotor. *Journal of Shanghai University of Electric Power*. 2010, vol. 26, no. 2, pp. 123—126.
17. Yang C.Z., Liu H.C. and Zhou Y.L. The Design of Horizontal Axis Wind Turbine Blades and the Analysis of Flow Field Based on CFD. *Journal of Northeast Dianli University*. 2010, vol. 30, no. 1, pp. 21—26.
18. Zhang D.H., Li W., Lin Y.G., Ying Y. and Yang C.J. Simulation of Generation System of Marine Current Turbine with Pressure-Maintaining Storage Based on Hydraulic Transmission. *Automation of Electric Power Systems*. 2009, vol. 33, no. 7, pp. 70—74.
19. Berend G., van der Wall, Richard H. Analysis Methodology for 3C-PIV Data of Rotary Wing Vortices. *Experiments in Fluids*. 2006, vol. 40, no. 5, pp. 798—812. DOI: <http://dx.doi.org/10.1007/s00348-006-0117-x>.

20. Badie R., Jonker J.B., Van Den Braembussche R.A. Finite Element Calculations and Experimental Verification of the Unsteady Potential Flow in a Centrifugal Volute Pump. International Journal for Numerical Methods in Fluids, vol. 19 (12), pp. 1083—1102. DOI: <http://dx.doi.org/10.1002/flid.1650191203>.

About the authors: **Mikhaylov Ivan Evgrafovich** — Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Hydraulics and Water Resources, **Moscow State University of Civil Engineering (National Research University) (MGSU)**, 26 Yaroslavskoe shosse, Moscow, 129337, Russian Federation; orexov_gv@mail.ru;

Alisultanov Ramidin Semedovich — postgraduate student, Assistant Lecturer, Department of Engineering Geodesy, **Moscow State University of Civil Engineering (National Research University) (MGSU)**, 26 Yaroslavskoe shosse, Moscow, 129337, Russian Federation; ramidin.semedovich@yandex.ru.

For citation: Mikhaylov I.E., Alisultanov R.S. Raschet spiral'nykh kamer gidroturbin po uravneniyam techeniya, vyzyvayemogo vikhrevym stokom — okruzhnost'yu [Calculation of Spiral Turbine Cases according to the Equations of Flow Caused by Vortex Discharge — Circle]. *Vestnik MGSU* [Proceedings of Moscow State University of Civil Engineering]. 2015, no. 11, pp. 142—156. (In Russian)