

УДК 621.224

**К. С. РЕЗВАЯ, В. Э. ДРАНКОВСКИЙ, Е. С. КРУПА, И. И. ТЫНЬЯНОВА****РАСЧЕТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НА ОСНОВЕ РАСЧЕТА ПРОСТРАНСТВЕННОГО ТЕЧЕНИЯ ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ В ОБРАТИМЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИНАХ**

Проведены расчеты энергетических и кинематических параметров проточной части обратимой гидромашины. Приняты величины дисковых, механических и объемных потерь энергии. Использована методика, которая позволяет с достаточной точностью определить суммарные кинематические характеристики потока на основе поэлементного исследования. Детально изучен рабочий процесс насос-турбины посредством составления баланса энергии в рабочих органах, используя основное уравнение гидромашин. Установлены особенности исследуемой проточной части насос-турбины. Установлены особенности распределения гидравлических потерь в элементах проточной части данной гидромашины. Проведено сравнение методов составления баланса энергии обратимой гидромашины в турбинном режиме работы.

**Ключевые слова:** турбинный режим, проточная часть, циркуляция, гидравлический КПД, крутящий момент, потери энергии, баланс энергии.

Проведен розрахунок енергетичних і кінематичних параметрів проточної частини оборотної гідромашини. Прийняті величини дискових, механічних і об'ємних втрат енергії. Використана методика, яка дозволяє з достатньою точністю визначити сумарні кінематичні характеристики потоку на основі поелементного дослідження. Детально вивчено робочий процес насос-турбіни за допомогою складання балансу енергії в робочих органах, використовуючи основне рівняння гідромашин. Визначені особливості досліджуваної проточної частини насос-турбіни. Встановлені особливості розподілу гідрравлічних втрат в елементах проточної частини даної гідромашини. Проведено порівняння методів складання балансу енергії оборотної гідромашини в турбінному режимі роботи.

**Ключові слова:** турбінний режим, проточна частина, циркуляція, гідрравлічний ККД, крутний момент, втрати енергії, баланс енергії.

The calculation of the energy and kinematic parameters of the water passage of the reversible hydraulic machine are carry out. The values of disk, mechanical and volumetric energy losses are accepted. The technique which allows to determine the total kinematic characteristics of the fluid flow based on the element-wise study with a high accuracy is used. The working process of the pump-turbine by compiling the energy balance in the working elements using the basic equation of the hydraulic machine has been studied in detail. The features of the investigated water passage of the pump-turbine are found out. The features of the distribution of hydraulic losses in the elements of the water passage of the reversible hydraulic machine are found out. The comparison of the methods for calculating the energy balance of a reversible hydraulic machine in the turbine operation mode is made.

**Keywords:** turbine mode, water passage, circulation, hydraulic efficiency, torque, energy loss, energy balance.

**Введение.** В настоящее время расчетные и экспериментальные методы исследования обратимых гидравлических машин не всегда в полной мере позволяют изучить рабочий процесс. Для дальнейшего усовершенствования энергетических характеристик рассматриваемого типа насос-турбины требуется более детальное изучение элементов проточной части гидромашин.

Одним из методов анализа данных является составление баланса энергий в рабочих органах обратимой гидравлической машины. Данное исследование позволяет определить элементы проточной части с наибольшими потерями и выявить пути их снижения.

**Баланс энергии на основе осредненных параметров.** Рабочий процесс в насос-турбине, который основывается на преобразовании энергии, сопровождается ее потерями. Таким образом при составлении баланса энергии необходимо учитывать следующие потери: гидравлические, дисковые, объемные.

Рассмотрим один из методов составления баланса энергии. Данный метод позволяет с достаточной точностью определить суммарные кинематические характеристики потока при исследовании проточной части поэлементно. Так как предполагается, что сохраняется кинематическое подобие осредненных параметров потока жидкости, а следовательно – последующие элементы проточной части не влияют на предыдущие [1].

Используя основное уравнение гидравлических машин определим основные параметры,

характеризующие поток перед и за рабочим колесом, т. е. в характерных сечениях 1-1 и 2-2 (рис. 1).

Основное уравнение гидромашин представим в следующем виде:

$$H \cdot \eta_r = \frac{\omega}{2 \cdot \pi \cdot g} (\Gamma_1 - \Gamma_2), \quad (1)$$

где  $H$  – напор обратимой гидравлической машины в турбинном режиме работы,  $\eta_r$  – гидравлический

КПД,  $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$  – угловая скорость,  $\Gamma_1, \Gamma_2$  –

осредненная циркуляция перед и за рабочим колесом соответственно.

Значения осредненной циркуляции при свободном движении жидкости с учетом постоянства момента скорости в пространстве между направляющим аппаратом ( $\Gamma_0$ ) и рабочим колесом ( $\Gamma_1$ ) не изменяется, и его можно определить по формуле [2]:

$$\Gamma_1 = \pi \cdot D_1 \cdot v_1 \cdot \cos \alpha_1, \quad (2)$$

где  $D_1$  – диаметр рабочего колеса,  $v_1$  – абсолютная скорость,  $\alpha_1$  – угол между абсолютной и окружной скоростями.

Для нахождения окружной скорости используют формулу:

$$u_1 = \frac{\omega \cdot D_1}{2}. \quad (3)$$

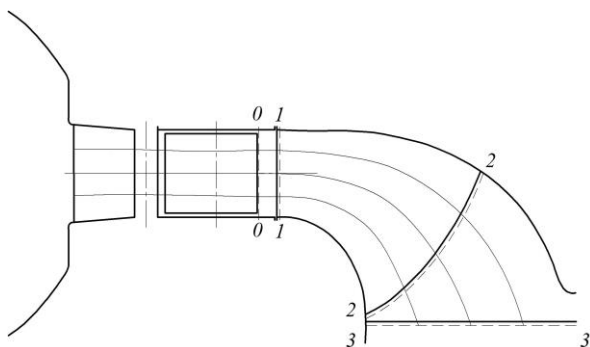


Рис. 1 – Характерные сечения проточной части: 0-0 – выход с направляющего аппарата, 1-1 – вход в рабочее колесо, 2-2 – выход с рабочего колеса, 3-3 – вход в отсасывающую трубу

В данной работе расчетное исследование баланса потерь было проведено для проточной части насос-турбины ОРО-200.

Проточная часть состоит из спиральной камеры с круглыми и овальными сечениями и полным углом охвата  $360^\circ$  с 20-ю колоннами статора, 20-ти лопаток направляющего аппарата, радиально-осевого рабочего колеса с 7-ю лопастями и изогнутой отсасывающей трубы.

Рассматривалась гидравлическая машина с диаметром рабочего колеса 1 м, работающая при напоре 1 м в турбинном режиме.

Предварительно были проведены расчеты основных энергетических характеристик методом осредненных безразмерных параметров.

Необходимым условием проведения численного исследования является знание зависимостей, отражающих взаимосвязь потерь энергии в элементах проточной части с геометрическими и режимными параметрами обратимой гидромашины.

Основные функциональные зависимости, описывающие энергетическое взаимодействия потока с рабочими органами обратимой гидромашины с помощью безразмерных коэффициентов:  $K_{HT}$ ,  $K_h$  [3]:

$$\eta_z = \frac{K_{HT} Q_i'^2}{g} \quad (4)$$

$$Q_i'^2 = \frac{g}{K_{HT} + K_h} \quad (5)$$

В этих зависимостях:

$$K_{HT} = \frac{gH_T D^4}{Q^2} = K_{HT} \left( \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, K_Q, L_{PK} \right), \quad (6)$$

$$K_h = \frac{ghD^4}{Q^2} = K_h \left( \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, K_Q, L \right), \quad (7)$$

где  $K_{HT}$  – коэффициент теоретического напора,  $K_h$  – коэффициент потерь проточной части;  $L$  – символическое обозначение набора безразмерных

геометрических параметров проточной части,  $\frac{\bar{\Gamma}_0 \cdot D}{Q}$

– безразмерный коэффициент осредненной циркуляции, характеризующий направление потока соответственно в сечении за направляющим аппаратом (НА);  $K_Q = \frac{\omega \cdot D^3}{Q}$  – обобщенный режимный параметр.

Коэффициент потерь  $K_h$  проточной части гидромашины может быть представлен в виде [3]:

$$K_h = K_{hп} + K_{hтр} + K_{hкр} + K_{худ} + K_{hц} + K_{hov} + K_{hotр}, \quad (8)$$

где  $K_h$  – коэффициент потерь в подводе,  $K_{hп}$ ,  $K_{hтр}$ ,  $K_{hкр}$ ,  $K_{худ}$ ,  $K_{hц}$ ,  $K_{hov}$ ,  $K_{hotр}$  – соответственно коэффициенты потерь в рабочем колесе: трения, кромочных, ударных, циркуляционных, от осевого вихря за рабочим колесом и потери трения в отсасывающей трубе.

Использование функциональной модели рабочего процесса, представленной соотношениями (4–7), для численного моделирования энергетических характеристик требует конкретизации зависимостей коэффициентов теоретического напора

$K_{HT} = K_{HT} \left( \frac{\bar{\Gamma}_0 \cdot D}{Q}, K_Q, L_{PK} \right)$  и отдельных видов

потерь  $K_h = K_h \left( \frac{\bar{\Gamma}_0 \cdot D}{Q}, K_Q, L \right)$ . В работе [4] дано

выражение для определения коэффициента теоретического напора в явном виде в предположении обтекания элементов рабочего колеса по поверхностям тока, без учета их смещения с изменением режима.

Для построения зависимостей отдельных видов потерь от геометрических и режимных параметров также положена упрощенная кинематическая модель течения в элементах рабочего колеса по поверхности тока, без учета их смещения с изменением режима [4].

При раскрытии функциональных зависимостей  $K_{hп}$ ,  $K_{hкр}$ ,  $K_{hotр}$  принята известная схема разделения потерь в решетках по их физической природе на потери трения, кромочные, ударные, циркуляционные, концевые. Общие потери в каждом из элементов проточной части определяются суммированием этих видов потерь.

Коэффициент потерь в подвода  $K_{hп}$  равен:

$$K_{hп} = K_{hСК} + K_{hСТ} + K_{hНА}, \quad (9)$$

где  $K_{hСК}$ ,  $K_{hСТ}$ ,  $K_{hНА}$  – коэффициенты потерь соответственно в спиральной камере, статоре, направляющем аппарате. В работах [5, 6] приведены выражения для определения этих коэффициентов

потерь, которые здесь не приводятся в виду их громоздкости.

Для составления математической модели потерь на участке проточной части, включающем лопастную систему рабочего колеса и отсасывающую трубу, будем учитывать следующие виды потерь: потери трения, кромочные, ударные, циркуляционные; в отсасывающей трубе потери на трение и расширение в конусе отсасывающей трубы, потери в колене, на выходе из гидромашин и потери от осевого вихря [7, 8].

$$\bar{h}_{тр} = \frac{1}{Q} \int_Q \zeta_{тр} \frac{C_{2m}^2}{\sin^2 \beta_2 2g} dQ, \quad (10)$$

$$\bar{h}_{кр} = \int_Q \zeta_{кр} \frac{C_{2m}^2}{\sin^2 \beta_2 2g} dQ, \quad (11)$$

$$\bar{h}_{уд} = \frac{\chi}{Q} \int_Q \frac{(\text{ctg} \beta_1 - \text{ctg} \beta_2)^2}{2g} C_{1m}^2 dQ, \quad (12)$$

$$\bar{h}_{ц} = \frac{1}{Q} \int_Q \frac{C_{2u}^2}{2g} dQ = \frac{1}{Q} \int_Q \frac{C_{2m}^2 \text{ctg}^2 \alpha_2}{2g} dQ, \quad (13)$$

$$\bar{h}_{отгр} = \frac{\chi_{отг}}{2gQ} \int_Q C_{2m}^2 dQ, \quad (14)$$

$$\bar{h}_{ос.в} = \frac{(rCu)_{2вт}^2}{2gR_3^2} = \frac{r_{2вт}^2 C_{2вт}^2 \text{ctg}^2 \alpha_2}{2gR_3^2}. \quad (15)$$

В (14) под  $\bar{h}_{отгр}$  понимается сумма потерь на трение и расширение во входном диффузоре, потерь в колене и потерь на выходе из обратимой гидромашин. Заменяя меридиональные скорости  $C_{2m} = B_2(l)Q$  в (10)-(15) в выражении коэффициента потерь  $K_h = \frac{g \cdot \bar{h} \cdot D^4}{Q^2}$ , находим развернутые

выражения для указанных видов потерь. Коэффициенты потерь ударных, циркуляционных, от осевого вихря представлены в виде квадратных полиномов, коэффициенты которых зависят от геометрических параметров, а независимыми параметрами являются режимные параметры:

$$K_Q = \frac{\omega \cdot D^3}{Q} \text{ и } \frac{\bar{\Gamma}_0 \cdot D}{Q}.$$

Ниже приведены полученные таким образом выражения для определения осредненных коэффициентов отдельных видов потерь, характеризующих обтекания для  $n$  элементарных решеток:

– коэффициент потерь трения:

$$K_{h_{ркр}} = \frac{1}{2n} \sum_{i=1}^n \frac{\zeta_{тр} (B_{2i})^2}{\sin^2 \beta_2},$$

– коэффициент кромочных потерь:

$$K_{h_{ркр}} = \frac{1}{2n} \sum_{i=1}^n \frac{\zeta_{кр} (B_{2i})^2}{\sin^2 \beta_2},$$

– коэффициент ударных потерь:

$$K_{h_{уд}} = b_1 K_Q^2 + b_2 \left( \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 + b_3 K_Q \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + b_4 K_Q + b_5 K_Q \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + b_6,$$

– коэффициент циркуляционных потерь:

$$K_{h_{ц}} = c_{2ц} K_Q^2 + c_{1ц} K_Q + c_{0ц},$$

– коэффициент потерь от осевого вихря:

$$K_{h_{ов}} = d_{2ов} K_Q^2 + d_{1ов} K_Q + d_{0ов},$$

– коэффициент потерь в отсасывающей трубе:

$$K_{h_{отгр}} = \frac{8\chi_{отгр}}{\pi^2 (D'_3)^4},$$

Полный коэффициент потерь проточной части:

$$K_h = K_{h_{сп}} + K_{h_{ст}} + K_{h_{на}} \left( \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, K_Q \right) + K_{h_{ркр}} + K_{h_{уд}} + K_{h_{уд}} \left( \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, K_Q \right) + K_{h_{ц}} (K_Q) + K_{h_{ов}} (K_Q) + K_{h_{от}}.$$

В этих зависимостях:

$\zeta_{тр}, \zeta_{кр}, \chi_{отгр}$  – коэффициенты потерь [3];

$\beta_2$  – осредненные углы потока соответственно на выходе из рабочего колеса в относительном движении;

$B'_2$  – коэффициент меридиональной скорости;

$b_1, b_2, b_3, b_4, b_5, c_0, c_1, c_2, d_0, d_1, d_2$  полиномиальные коэффициенты, ввиду громоздкости эти выражения не приводятся [3]

Полученные развернутые зависимости для коэффициентов всех видов потерь дают возможность определять относительные потери по формуле, вытекающие из (7).

$$\frac{\bar{h}_i}{H} = \frac{K_{hi}}{g} Q_i'^2, \quad (16)$$

где под  $K_{hi}$  понимаются коэффициенты отдельных видов потерь.

Методика расчета отдельных видов потерь в заданном диапазоне приведенных параметров  $n'_i - Q'_i$  сводится к следующему:

– определяются параметры оптимального режима [9];

– в зависимости от найденных параметров оптимального режима назначается диапазон

изменений  $n'_i - Q'_i$ . Например,  $0,8n'_{\text{опт}} \leq n'_i \leq 1,2n'_{\text{опт}}$ ,  $0,8Q'_{\text{опт}} \leq Q'_i \leq 1,2Q'_{\text{опт}}$ ;

– из уравнения баланса энергии (5) в каждой режимной точке определяется величина  $\frac{\bar{\Gamma}_0 \cdot D}{Q}$ ;

– для каждой точки в заданном диапазоне режимных параметров находятся коэффициенты отдельных видов потерь  $K_{hi}$  и величины относительных потерь (16);

– по результатам строятся графики изменения отдельных видов относительных потерь  $\frac{\bar{h}_i}{H} = f(Q'_i)$

при  $n'_i = \text{const}$  и  $\frac{\bar{h}_i}{H} = f(n'_i)$  при  $Q'_i = \text{const}$ .

Графики потерь в элементах проточной части при постоянном значении приведенной частоты и приведенного расхода представлены на рис. 2 и рис. 3.

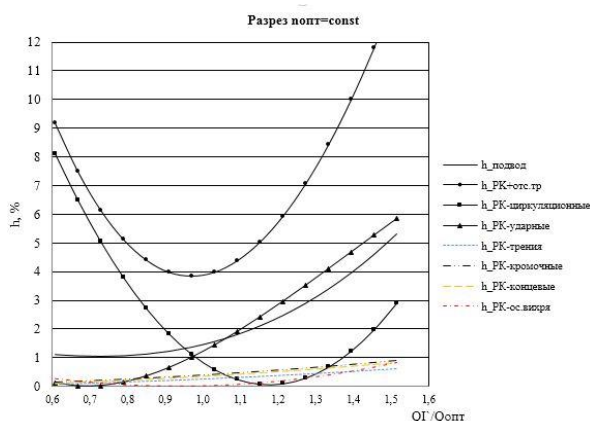


Рис. 2 – График потерь энергии при  $n'_i = \text{const}$

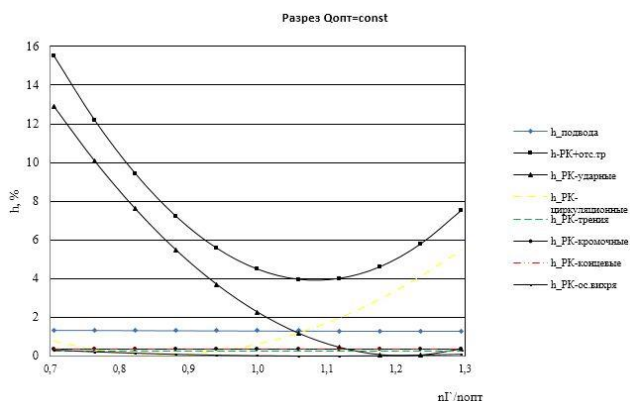


Рис. 3 – График потерь энергии при  $Q'_i = \text{const}$

После проведения расчетов методом осредненных безразмерных параметров было проведено численного исследования пространственного течения вязкой жидкости в проточной части насос-турбины, используя пакет программы CFD.

Исследования были проведены для трех фиксированных открытий лопаток направляющего аппарата ( $a_0 = 40, 58, 86$  мм) при задании для каждого открытия трех значений частоты вращения рабочего колеса.

Таким образом было исследовано девять турбинных режимов, которые охватывают достаточное поле универсальной характеристики.

Для каждого режимного работы в качестве граничных условий на входе задавалось величина расхода, на выходе – статическое давление.

В результате решения трехмерной задачи определялись кинематические характеристики (поле скоростей и давлений), полная энергия и потери энергии [10].

Гидравлический КПД определялся по формуле:

$$\eta_r = \frac{\pi \cdot n \cdot M_{кр}}{30 \cdot \rho \cdot g \cdot Q \cdot H} \quad (17)$$

Отнесенные к напору безразмерные гидравлические потери в неподвижных элементах (спиральная камера со статором, направляющий аппарат и отсасывающая труба) определялись по формуле:

$$h = \frac{E_{\text{вх}}^* - E_{\text{вых}}^*}{H} \quad (18)$$

где  $E_{\text{вх}}, E_{\text{вых}}$  – значения осредненных по расходу

полной удельной энергии жидкости  $E^* = \frac{\int E v_n dS}{Q}$  в

характерных сечениях рассматриваемых элементов проточной части,  $v_n$  – нормальная к сечению проекция скорости,  $S$  – площадь сечения.

Потери в рабочем колесе определялись по формуле:

$$h_{\text{рк}} = (1 - \eta_r) - (h_{\text{ск+ст}} + h_{\text{на}} + h_{\text{от}}) \quad (19)$$

Так как расчетным методом определялись только гидравлические потери, а в балансе энергии учитываются еще и дисковые с объемными, то необходимо знать значения данных потерь.

По методике В. В. Макарова [11] используя значения приведенных дисковых и объемных потерь, которые зависят от быстроходности в поле  $n'_i - Q'_i$  были определены значения для рассматриваемой обратимой гидромашины. Общй КПД равен:

$$\eta = \eta_r - (h_{\text{об}} + h_{\text{д}}) \quad (20)$$

В таблице 1 представлены результаты численного исследования обратимой гидромашины ОРО-200. Были определены потери в элементах проточной части для составления баланса энергии.

Таким образом, используя значения таблицы 1, были построены графики баланса энергии при  $n'_i = \text{const}$ . Рассматривались три значения

приведенной частоты:  $n'_i = n'_{\text{лонт}} = 79$  об/мин,  $n'_i = n'_{\text{расч}} = 94$  об/мин,  $n'_i = 68$  об/мин.

при постоянном открытии направляющего аппарата. Вдоль линии одного открытия расход меняется в диапазоне от  $0,8Q'_i$  до  $1,2Q'_i$ .

На рисунке 4 показаны зависимости потерь в элементах проточной части от приведенных расходов

Таблица 1 – Таблица расчетов ОРО-200 в турбинном режиме работы

$a_0$ , мм	$n'_i$ , об/мин	$Q'_i$ , м <sup>3</sup> /с	$H$ , м	$M$ , Н·м	$\eta_r$ , %	$v_1$ , м/с	$h_{\text{ск+ст}}$ , %	$h_{\text{на}}$ , %	$h_{\text{от}}$ , %	$h_{\text{рк}}$ , %
40	68	0,240	1,05	297,14	85,77	1,305	0,65	2,93	2,03	8,62
	79	0,230	1,09	263,94	89,12	1,833	0,55	2,7	4,73	2,9
	94	0,180	0,99	108,42	60,8	3,227	0,9	2,36	14,02	21,92
58	68	0,345	1,07	433,96	85,27	1,629	1,3	1,69	3,13	8,61
	79	0,330	1,06	381,32	91,97	2,095	1,27	1,55	2,35	2,86
	94	0,305	1,08	284,22	86,32	3,048	1,53	1,31	6,57	4,27
86	68	0,470	1,08	573,83	81,86	2,099	2,0	1,19	7,17	7,78
	79	0,460	1,1	526,35	87,85	2,576	2,2	1,1	5,04	3,81
	94	0,440	1,12	427,41	86,75	3,389	1,98	1,04	6,87	3,36

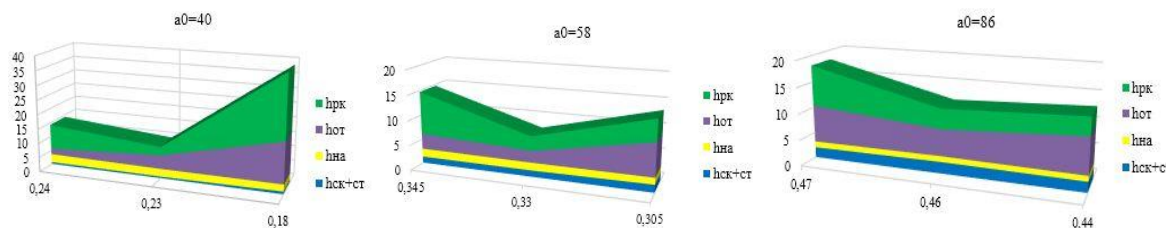


Рис. 4 – Потери энергии в элементах проточной части насос-турбины

Для анализа гидродинамических характеристик обратимой гидромашины необходимым является определить минимум потерь или максимум КПД. Из представленного рис. 4 видно, при постоянном открытии лопаток направляющего аппарата и изменении приведенных оборотов в рассматриваемом диапазоне расхода значительно меняются потери в рабочем колесе. Разница в неподвижных элементах незначительна в данном случае.

Так же можно отметить, что при оптимальном значении приведенной частоты наблюдается минимум потерь при трех открытиях направляющего аппарата  $a_0$ .

Следует отметить, что потери в отсасывающей трубе будут зависеть не только от ее геометрии, но и от закрутки потока жидкости, так как в основном потери в данном элементе проточной части определяются распределением скоростей и давлений на входе.

По результатам численного исследования пространственного потока можно сделать не только

численный анализ, но и качественный, т.е. представить распределение полей скоростей (рис. 5, 6, 7) и давления (рис. 8, 9, 10).

Рассмотрен турбинный режим работы обратимой гидромашины при оптимальных параметрах.

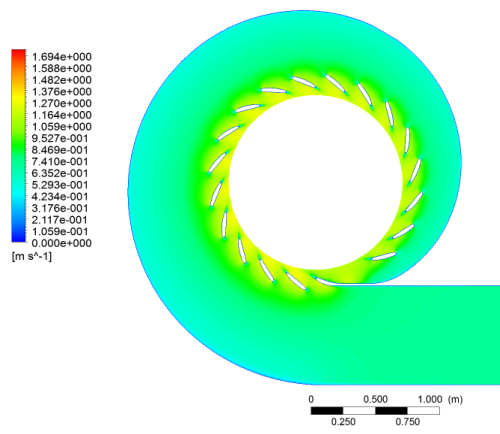


Рис. 5 – Поля скоростей в спиральной камере со статором

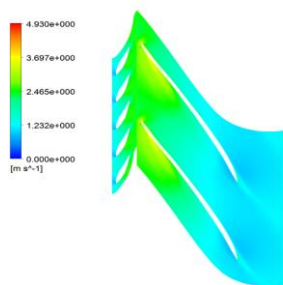


Рис. 6 – Поля скоростей в решетках направляющего аппарата и рабочего колеса

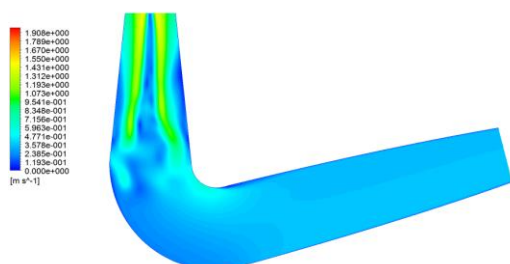


Рис. 7 – Поля скоростей в отсасывающей трубе в вертикальном сечении

На рис. 5 показано, как распределяется скорость в подводе в горизонтальном сечении среднем по высоте НА. При прохождении жидкости в спиральной камере формируется поток, скорость равномерно увеличивается по всей окружности, но наблюдаются отрывы в областях кромок лопаток статора. Далее жидкость попадает в направляющий аппарат и в рабочее колесо, скорость при этом увеличивается (рис. 6). В НА и РК так же на кромках видны отрывы потока и на входных кромках РК локально повышения скорости. При прохождении жидкости в ОТ (рис. 7) происходит разделение потока, и уменьшение скорости к выходу.

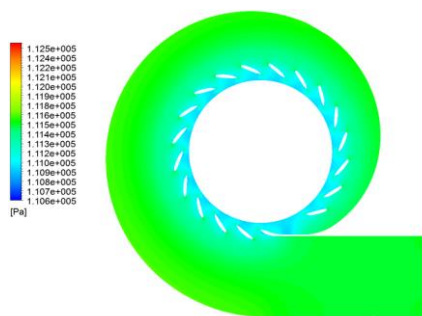


Рис. 8 – Поля давления в спиральной камере со статором

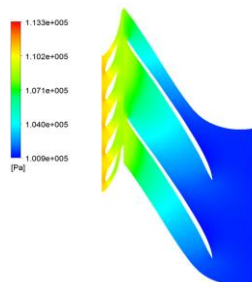


Рис. 9 – Поля давления в решетках направляющего аппарата и рабочего колеса

На рисунках 8-10 изображено распределения давления в элементах проточной части обратимой гидромашины. Как в подводе, так и в отводе наблюдается равномерное распределение давления, только рабочем колесе отмечается его резкое повышение.

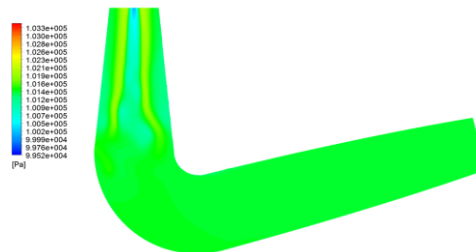


Рис. 10 – Поля давления в отсасывающей трубе в вертикальном сечении

**Выводы.** Исследование баланса энергии обратимой гидромашины показал, что такой подход позволяет достаточно надежно оценить параметры режимов насос-турбины, определить основные особенности изменения КПД и распределения потерь в элементах проточной части для дальнейшего ее совершенствования. Отличительной чертой метода на основе безразмерных осредненных параметров является то, что на ранних стадиях возможно прогнозирование гидродинамических показателей проточной части проектируемой гидромашины без создания ее твердотельной модели. А по результатам численного исследования пространственного потока количественно и качественно можно проанализировать элементы проточной части и уточнить опытные коэффициенты для расчета по осредненным параметрам.

#### Список литературы

1. Четкин А. В. Баланс энергии высоконапорной обратимой гидромашины в турбинном режиме / А. В. Четкин, Е. М. Эскрибано // Гидравлические машины. – 1986. – № 20. – С. 38–46.
2. Кривченко Г. И. Гидравлические машины: Турбины и насосы. Учебник для вузов / Г. И. Кривченко. – М.: Энергия, 1983. – 320 с.
3. Колычев В. А. Расчет и анализ баланса потерь энергии в высоконапорной радиально-осевой гидравлической турбине / В. А. Колычев, К. А. Миронов, И. И. Тыньянова // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2005. – № 1/2 (13). – С. 95–106.
4. Колычев В. А. Кинематические характеристики потока в лопаточных гидромашин: учебн. пособие / В. А. Колычев. – Л.: ИСМО, 1995.
5. Колычев В. А. / Математическая модель сопротивления подводящей части радиально-осевой гидротурбины / В. А. Колычев, В. Э. Дранковский [и др.] // Вестник ХГПУ. – 1999. – Вып. 68. – С. 35–48.
6. Колычев В. А. Расчет гидродинамических характеристик направляющих аппаратов гидротурбины: учебн. пособие / В. А. Колычев, В. Э. Дранковский [и др.] – Х. НТУ «ХПИ», 2002. – 216 с.
7. Топаж Г. И. Расчет интегральных гидравлических показателей гидромашин / Г. И. Топаж – Л.: ЛГУ, 1989. – 208с.
8. Этинберг И. Э. Гидродинамика гидравлических турбин / И. Э. Этинберг, Б. С. Раухман – Л.: Машиностроение, 1978. – 280 с.
9. Колычев В. А. Применение методов оптимизации для расчета параметров оптимального режима гидротурбины / В. А. Колычев, В. Э. Дранковский, М. Б. Мараховский // Вестник ХГПУ. – 1997. – Вып. 8. – С. 93–100.
10. Селезнев В. Н. Исследование баланса потерь на основе расчета трехмерного течения вязкой жидкости в проточной части обратимой гидромашины / В. Н. Селезнев, Г. И. Топаж // Гидротехническое строительство. – 2014. – № 11. – С. 59–62.

## References (transliterated)

- Chechetkin, A. V. "Balans energii vyisokonapornoy obratimoy gidromashiny v turbinnom rezhime." *Gidravlicheskie mashiny*. No 20. 1986. 38–46. Print.
- Krivchenko, G. I. *Gidravlicheskie mashiny: Turbiny i nasosy. Uchebnik dlya vuzov*. Moscow: Energiya, 1983. Print.
- Kolyichev, V. A. "Raschet i analiz balansa poter energii v vyisokonapornoy radialno-osevoy gidravlicheskoj turbine." *Shidno-Evropejskiy zhurnal peredovih tehnologiy*. 1.2(13): 2005. 95–106. Print.
- Kolyichev, V. A. *Kinematicheskie harakteristiki potoka v lopastnyh gidromashinah*. Leningrad: ISMO, 1995. Print.
- Kolyichev, V. A., et al. "Matematicheskaya model soprotivleniya podvodyaschey chasti radialno-osevoy gidroturbiny." *Vestnik HGPU*, No. 68. 1999. 35–48. Print.
- Kolyichev, V. A., et al. *Raschet gidrodinamicheskikh harakteristik napravlyayuschih apparatov gidroturbiny. Uch. posobie*. NTU «HPI». 2002. Print.
- Topazh, G. I. *Raschet integralnyh gidravlicheskih pokazateley gidromashin*. Leningrad: LGU, 1989. Print.
- Etinberg, I. E., and B. S. Rauhman. *Gidrodinamika gidravlicheskih turbin*. Leningrad: Mashinostroenie, 1978. Print.
- Kolyichev, V. A., V. E. Drankovskiy, and M. B. Marahovskiy. "Primenenie metodov optimizatsii dlya rascheta parametrov optimalnogo rezhima gidroturbiny." *Vestnik HGPU*. No 8. 1997. 93–100. Print.
- Seleznev, V. N., and G. I. Topazh. "Issledovanie balansa poter na osnove rascheta trehmemogo techeniya v yazykoy zhidkosti v protochnoy chasti obratimoy gidromashiny." *Gidrotehnicheskoe stroitelstvo*. Sankt-Peterburg. No 11. 2014. 59–62. Print.

Посмунуа (received) 12.05.2018

## Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

**Расчетное определение энергетических характеристик на основе расчета пространственного течения вязкой жидкости в обратимых гидравлических машинах / К. С. Резвая, В. Э. Дранковский, Е. С. Крупа, И. И. Тыньянова** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини і гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2018. – № 17 (1293). – С. 43-49. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online)

**Розрахункове визначення енергетичних характеристик на основі розрахунку просторової течії в'язкої рідини в оборотних гідравлічних машинах / К. С. Резва, В. Е. Дранковський, Е. С. Крупа, І. І. Тиньянова** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини і гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2018. – № 17 (1293). – С. 43-49. – Библиогр.: 7 назв. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online)

**The calculated determination of energy characteristics based on the calculation of the spatial flow of a viscous fluid in reversible hydraulic machines / K. Rezvaya, V. Drankovskiy, E. Krupa, I. Tynyanova** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2018. – No. 17 (1293). – P. 43-49. – Bibliogr. 10. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online)

## Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Резва Ксенія Сергіївна** – аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», асистент кафедри «Гідравлічні машини», асистент кафедри «Гідравлічні машини», тел.: (057)-707-66-46, e-mail: rezvayaks@gmail.com

**Резвая Ксения Сергеевна** – аспірант, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», асистент кафедри «Гидравлические машины», тел.: (057)-707-66-46, e-mail: rezvayaks@gmail.com

**Rezvaya Kseniya Sergeevna** – postgraduate student, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", assistant of the department "Hydraulic machines", tel.: (057)-707-66-46, e-mail: rezvayaks@gmail.com

**Дранковський Віктор Едуардович** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідравлічні машини», тел.: (057)-707-66-46, e-mail: drankovskiy50@ukr.net

**Дранковский Виктор Эдуардович** – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (057) 707-66-46, e-mail: drankovskiy50@ukr.net

**Drankovskiy Viktor Eduardovich** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate professor of the department "Hydraulic machines" tel.: (057) 707-66-46, e-mail: drankovskiy50@ukr.net

**Крупа Євгеній Сергійович** – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини», тел.: (057) 707 – 66 - 46, e-mail: zhekr@ukr.net

**Крупа Евгений Сергеевич** – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (057) 707-66-46, e-mail: zhekr@ukr.net

**Krupa Evgeniy Sergeevich** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute" Docent of the department "Hydraulic machines", tel.: (057) 707-66-46, e-mail: zhekr@ukr.net

**Тиньянова Ірина Іванівна** – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини», тел.: (057) 707-66-46, e-mail: t.irinai@mail.ru

**Тыньянова Ирина Ивановна** – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (057) 707-66-46, e-mail: t.irinai@mail.ru

**Tynyanova Irina Ivanovna** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Docent of the department "Hydraulic machines", tel.: (057) 707-66-46, e-mail: t.irinai@mail.ru