

EDN: CDDCVC

УДК 621. 22–226

Jet Hydraulic Turbine with Nozzle Based on Segner Wheel

Oybek O. Bozarov^a, Akmaljon A. Kuchkarov^{*b},
Hamidillo A. Egamberdiyev^b, Maxmuda A. Kuchkarova^c
*^aTashkent State Technical University named after I. A. Karimov
Tashkent, Republic of Uzbekistan
^bFergana Polytechnic Institute
Fergana, Republic of Uzbekistan
^cFergana State University
Fergana, Republic of Uzbekistan*

Received 09.08.2023, received in revised form 07.09.2023, accepted 13.10.2023

Abstract. The article presents theoretical analyses and results of experimental tests of a jet-nozzle hydro turbine developed on the basis of the “Segner wheel”, which works effectively at low water pressures, that is, at water sources with a head of 1.6 meters and above. In 1754, L. Euler told his opinion about the speed and high efficiency of a hydraulic turbine based on the “Segner wheel”. Experiments have shown that the efficiency of the created jet turbine at a 2-meter water pressure was 62.05 % and turned out to be 5.5 % less than the results of theoretical calculations. With an increase in water pressure, the efficiency increased to 74 %. With a water pressure of 2 meters and a water flow rate of 0.2 m³/s, the rotation speed of the hydraulic turbine was 144 rpm. Such hydraulic turbines are very convenient to use in water sources with a low pressure of 2–5 meters due to the low cost, the payback period is small.

Keywords: nozzle, Jet turbine, Microhydropower systems, low pressure, Segner Wheel.

Citation: Bozarov O. O., Kuchkarov A. A., Egamberdiyev H. A., Kuchkarova M. A. Jet hydraulic turbine with nozzle based on segner wheel. J. Sib. Fed. Univ. Eng. & Technol., 2023, 16(8), 932–943. EDN: CDDCVC



Реактивная гидравлическая турбина с соплом на основе колеса Сегнера

О. О. Бозаров^а, А. А. Кучкаров^б,
Х. А. Эгамбердиев^б, М. А. Кучкарова^в

^аТашкентский государственный технический университет
им. И. А. Каримова

Республика Узбекистан, Ташкент

^бФерганский политехнический институт

Республика Узбекистан, Фергана

^вФерганский государственный университет

Республика Узбекистан, Фергана

Аннотация. В статье представлены теоретические анализы и результаты экспериментальных испытаний реактивно-сопловой гидротурбины, разработанной на основе колеса Сегнера, которая эффективно работает при низких напорах воды, то есть на источниках воды с напором 1,6 метра и выше. В 1754 г. Л. Эйлер привел свое мнение о быстроте и высоком КПД гидротурбины на основе колеса Сегнера. Эксперименты показали, что КПД созданной реактивной гидротурбины при 2-метровом напоре воды составил 62,05 % и оказался на 5,5 % меньше результатов теоретических расчетов. При увеличении давления воды КПД увеличился до 74 %. При напоре воды 2 метра и расходе воды 0,2 м³/с частота вращения гидротурбины составила 144 об/мин. Такие гидротурбины очень удобно использовать в источниках воды с низким напором 2–5 метров, из-за низкой стоимости срок окупаемости небольшой.

Ключевые слова: сопло, реактив-турбина, микроГЭС, низкий напор, колесо Сегнера.

Цитирование: Бозарова О. О. Реактивная гидравлическая турбина с соплом на основе колеса Сегнера / О. О. Бозаров, А. А. Кучкаров, Х. А. Эгамбердиев, М. А. Кучкарова // Журн. Сиб. федер. ун-та. Техника и технологии, 2023, 16(8). С. 932–943. EDN: CDDCVC

Введение

Количественные показатели всех видов возобновляемых источников электроэнергии (ветровая, солнечная и гидроэнергетика) велики, а доля используемого энергетического потенциала составляет около 26 %. Так, доля ветровой энергетики в 2012 году с гидроэнергетикой составила 26 % при всей доле 39 %. При этом рост мощности составил 3 %, и мощность достигнута 990 ГВт, мощность других видов увеличилась на 21,5 % (480 гВт) [1]. Обеспечение электроэнергией и модернизация существующих централизованных систем (газопроводов и электросетей) для регионов с объектами малой плотности энергонагрузок зачастую экономически не выгодны и не везде возможны из-за дефицита электрогенерирующих мощностей.

В работе [2–4] рассматриваются вопросы, связанные с технико-экономическими характеристиками, параметрами для аккумулирующих станций микроГЭС. Особенно хорошо и просто объясняются вопросы касательно аккумуляции и распределения собранной электроэнергии, а в [5] – создание микросетей (для отдельных потребителей) и рациональное использование собранной электроэнергии.

Проводились численные исследования по изучению параметров спиральной сферической турбины диаметром 1,4 м [6]. Здесь основное внимание уделено вопросу использования возду-

ходоводов круглого и прямоугольного сечения. Было показано, что у прямоугольного воздуховода коэффициент мощности турбины выше на 4,7 % по сравнению с круглым. Аналогично с турбиной Горлова и Дарье (сферической формы) диаметром 1 м и 1,14 м [7]. Показано, что турбина Горлова имеет более высокий КПД (28 %) по сравнению с турбиной Дарье (21 %). В случае со сферическими турбинами с диаметром менее 1 м были проведены исследования компанией Oladosu [8]. Численные расчеты показали, что турбина с диаметром 233,6 мм имеет максимальную мощность 1080 и 2663 *W* при случае из нержавеющей стали и алюминия соответственно. Максимальная потеря напора составила 9,7 %. Таким же образом проанализировали при помощи вычислений новую сферическую турбину диаметром 894,08 мм. Здесь КПД достиг 22 % при передаточном числе скорости 2,4 и зазоре 12 % [9].

В [10] были проведены экспериментальные и численные исследования теории турбин Дарье и Савониуса с диаметром 183,6 и 180 мм соответственно. КПД был выше у турбины Дарье. По мере увеличения числа и начального угла атаки лопаток турбины повышались коэффициенты мощности и давления вследствие приращения кавитации [11].

Производство электроэнергии на гидроузлах с низким напором имеет ограничения, что недостаточно для эффективной работы. Работа прототипа медленная и неэффективная при низком уровне напора в случае турбин большего диаметра, так как они потребляют значительную энергию во время работы, как с конструкцией V-образного манжетного уплотнения. Эффективность низкая и колеблется в пределах от 54 до 56 % [12]. Вследствие фиксированного размера стандартных фитингов некоторые ограничения связаны с диаметром турбины и выходным сечением сопла [13]. Учитывая этот фактор, был разработан тип турбины Z-blade для работы в условиях очень низкого напора воды [14].

Здесь вместо труб из оцинкованного железа используются стандартные фитинги из серого ПВХ класса D. Они по сравнению с трубами недороги, легко доступны и могут быть легко модифицированы или отрегулированы, чтобы соответствовать указанному диаметру турбины [15]. Надо отметить, что турбина с Z-образной лопастью оказалась более рентабельной и ее общая стоимость составляет 76 долларов США, что почти вдвое меньше по сравнению с другими типами.

Благодаря более простой технологии изготовления продолжительность сборки турбины короче. Следовательно, это обеспечивает более дешевую себестоимость. Самая дорогая часть – это водяная муфта. Процесс сборки также прост, не требует наличия передовых технических знаний, привлечения высококвалифицированных специалистов.

Рациональная идея Эйлера о конструкции гидротурбин нашла свое окончательное выражение в его предложении разделить гидравлическую машину нового типа на две части – неподвижную и вращающуюся. Неподвижная часть представляет собой отводящее устройство, направленный поток воды из нее поступает в нижнее вращающееся колесо, закреплённое на валу вращающегося рабочего колеса, а вода выходит оттуда через 20 изогнутых труб. Эта конструкция была переходной конструкцией от оригинальной формы колеса Сегнера к гидравлической турбине.

Материалы и методы

260–270 лет спустя после Бернулли были разработаны новые конструкции перехода от колеса Сегнера к гидротурбине. Один из них, трубчато-лопастное рабочее колесо [15], содержит двойной диск и лопасти в виде вогнутых труб с ограничением поверхности вхо-

да. При вращении рабочего колеса вертикально загруженный столб воды тоже вращается, в результате наблюдается перпендикулярность направления абсолютной скорости воды относительно переносной скорости рабочего колеса. Следовательно, наблюдается увеличение гидравлического и местного сопротивления для входа воды в лопастные трубы. Здесь полностью не используется кинетическая энергия потока, увеличивающаяся при падении под влиянием силы тяжести воды.

Авторами предложена реактивная гидротурбина с соплом, и для определения ее технико-экономической эффективности разработаны два типа реактивных гидротурбин, различающихся направляющим устройством. Первый тип, сопловая реактивная гидротурбина, содержит рабочее колесо – крыльчатки, жёстко закреплённое ко дну цилиндра, каналы для оттока воды и статор с отражателями. С целью повышения КПД за счет улучшения реактивной отдачи и упрощения конструкции корпус рабочего колеса выполнен в виде цилиндра, лопасти и каналы для оттока воды расположены на одной горизонтальной плоскости дна рабочего цилиндра. Каналы для оттока воды представляют собой сопла с конфузуром, обеспечивающим равномерное сжатие воды на выходе канала. Водовыпускной канал сопла изогнут под углом 90° , расположен перпендикулярно внутреннему радиусу в горизонтальной плоскости рабочего колеса, которое позволяет перпендикулярно направить выходящий из сопла поток воды на касательную плоскость в точке центра дуги вогнутого и вертикально установленного кругло-цилиндрического отражателя [18].

Результаты и обсуждение

Аналитически определены функциональные соотношения между геометрическими и энергетическими параметрами этой гидротурбины. Уравнение Навье-Стокса в цилиндрической системе координат решалось с использованием соответствующих начальных, граничных условий и уравнений неразрывности. С помощью функции распределения воды по скоростям определены коэффициент Кориолиса и средние скорости в нем для формы гидротурбины [18]. Для важных сечений гидротурбины решались уравнения Бернулли, на основе уравнений неразрывности определялись средние скорости потока воды, теоретически рассчитывались потери энергии на гидравлические и местные сопротивления [19].

Ниже представлена общая схема вида сверху на поперечное сечение рабочего колеса гидротурбины в горизонтальной плоскости. Для наглядности количество сопел равно четырем. Количество сопел может быть различным в зависимости от размеров конструктивных частей гидротурбины (рис. 1).

Приравняв массы воды, поступающей и выходящей из гидротурбины, для определения наименьшего значения диаметра d_1 водоподводящей трубы гидротурбины получим следующее выражение:

$$\frac{\varepsilon\varphi\pi d_1^2}{4} \sqrt{2g(H_0 - H_1)} = N\pi r_c^2 V_c. \quad (1)$$

Расчет через поверхность имеет вид:

$$S_1 = S_c \frac{NV_c}{\varepsilon\varphi\sqrt{2g(H_0 - H_1)}}. \quad (2)$$

Определим диаметр трубы, поставленной на входе воды в гидротурбину, следующим образом:

$$d_1 = 2 \sqrt{\frac{Q}{\varepsilon \varphi \pi \sqrt{2gH_0}}}. \quad (3)$$

Здесь ε – коэффициент, представляющий собой отношение «живой» площади поперечного сечения воды при входе в гидротурбину и поперечного сечения водоподводящей трубы; φ – коэффициент, соответствующий типу сопла, установленного на входе воды в гидротурбину; N – количество сопел; S_c – выходная поверхность сопла; H_0 – полное давление воды; H_1 – потеря давления воды, соответствующая размеру гидротурбины; V_c – скорость водяной струи при выходе из гидротурбины; Q – расход воды.

В результате решения уравнений Бернулли для скорости воды V_3 , поступающей в сопло гидротурбины, и скорости V_c , выходящей из него, был получен следующий результат:

$$V_3 = \sqrt{V_2^2 \left[1 + \frac{2S_2}{\alpha NS_3} \left(1 - \frac{S_2}{NS_3} \right) - \frac{1}{\alpha} \left(\frac{S_2}{NS_3} \right)^2 \left(1 - \frac{S_2}{NS_3} \right)^2 \right] + \frac{2gH_2}{\alpha} - \frac{\zeta_{90^\circ}}{\alpha}}; \quad (4)$$

$$V_c = V_3 \left[\frac{S_3}{S_c} - \sqrt{\left(\frac{S_3}{S_c} - 1 \right)^2 - \zeta_{90^\circ} - \zeta_2} \right]. \quad (5)$$

Для определения гидравлических и местных потерь энергии в гидротурбине определялся режим течения воды. Если принять высоту водяной струи $H_0=2$ м, скорость воды на входе в турбину $V_0=5,95$ м/с, $d=0,273$ м, коэффициент динамической вязкости при температуре 15°C

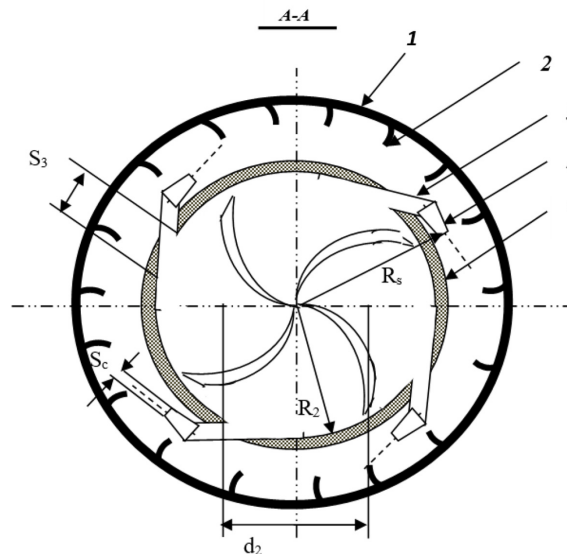


Рис 1. Общая схема поперечного сечения рабочего колеса гидротурбины в горизонтальной плоскости (вид сверху)

Fig 1. The general scheme of the cross-section of the impeller of the hydraulic turbine in the horizontal plane (view from above)

равен 0,0114 [20], число Рейнольдса $Re = \frac{Vd\rho}{\pi}$, получим значение $Re=140921$. Видно, что течение воды внутри гидротурбины имеет турбулентный характер.

λ – значение коэффициента Дарси зависит от степени шероховатости трубы и числа Рейнольдса. В этом случае можно использовать формулу Никурадзе ($10^5 \leq Re \leq 10^8$) для жидкости, текущей в турбулентном режиме в гладкой трубе при установившемся течении:

$$\lambda = 0,0032 + 0,22 Re^{-0,237} = 0,0165.$$

С помощью этого коэффициента вычисляем потери энергии на трение:

$$h = \frac{\lambda L}{d} \cdot \frac{V_0^2}{2g} = \frac{0,0165 \cdot 1,1}{0,3} \cdot \frac{V_0^2}{2g} = 0,0605 \cdot \frac{V_0^2}{2g}. \quad (6)$$

Так, при турбулентном движении внутри гидротурбины кинетическая энергия потока жидкости теряется не более 6 % за счет трения [20].

Коэффициент сопротивления ζ_2 , вызванного равномерным сжатием и трением воды в конфузоре сопла, определяли по следующей формуле [22]:

$$\zeta_2 = \frac{0,25\lambda}{\psi} \sin \alpha \cdot \left(1 - \left(\frac{S_c}{S_3} \right)^2 \right); \quad (7)$$

$$\zeta_c = \sqrt{\left(\frac{S_3}{S_c} - 1 \right)^2} - \zeta_{90^\circ} - \zeta_2, \quad (8)$$

где $\alpha=30^\circ$ – угол конусообразования; ψ – коэффициент пропорциональности, равный 2 для труб и 1 для прямоугольных фигур; λ – коэффициент Дарси.

Крутящий момент, создаваемый на рабочем колесе устройства, обусловлен струей, создаваемой водой, выходящей из сопла, и активной силой давления на внутреннюю лопатку, обусловленной изменением импульса воды. Расчет этой величины определяется относительно неподвижной системы отсчета, связанной с землей, и подвижной системы отсчета, связанной с центром рабочего колеса.

Согласно общей теореме об изменении кинетического момента твердого тела при сложном движении [22]:

$$\sum (\dot{\vec{r}}' \times \vec{F}_c) = m \dot{\vec{r}}'_c \times \vec{a}_c + \frac{d\vec{K}'_{sb}}{dt} + \int_m \dot{\vec{r}}' \times (2\vec{\Omega} \times \vec{v}') \delta m + \frac{d\vec{K}'_{mm}}{dt} - \frac{d\vec{K}'_i}{dt} + \frac{d\vec{K}'_e}{dt}, \quad (9)$$

где заштрихованные выражения представляют величины, полученные относительно подвижной системы отсчета, расположенной в центре масс рабочего колеса.

Через следующие величины обозначили: \vec{r}' – радиус-вектор от центра рабочего колеса до водовыпуска; δm – количество воды, выходящей из контролируемого объема; \vec{a}_c – ускорение центра масс наблюдаемой системы относительно неподвижной внешней системы отсчета; \vec{r}'_c –

центр масс рассматриваемой системы; $\frac{d\vec{K}'_{sb}}{dt}$ – изменение во времени кинетического момента

рабочего колеса и водной системы как единого твердого тела; $\frac{d\vec{K}'_{mm}}{dt}$ – учитывается измене-

ние кинетического момента движущейся массы внутри рассматриваемого объема во времени, а выражение под интегралом представляет собой момент силы, возникающий за счет силы

Кориолиса, вызванной вращением системы; $\frac{d'\vec{K}'_i}{dt}$, $\frac{d'\vec{K}'_e}{dt}$ – соответственно, изменение во времени

кинетических моментов количества движения воды, входящей и выходящей из наблюдаемого объема.

Столб воды оказывает давление на воду внутри рабочего колеса, в результате этого увеличивается скорость водного потока за счет изменения статического давления в коническом сопле.

Пусть скорость воды, поступающей в конфузор, равна v' , а скорость на выходе v_c .

Поскольку рабочее колесо вращается вокруг неподвижной оси, $a_0=0$, то первый член в левой части уравнения (9) равен нулю. Если рассматривать цилиндр, сопло и количество воды внутри них как единое целое твердое тело в рассматриваемый момент времени, когда рабо-

чее колесо вращается с постоянной скоростью относительно оси вращения, то $\frac{d\vec{K}_{sb}}{dt} = I \frac{d\Omega}{dt} = 0$.

В динамически уравновешенном потоке воды $\frac{d'\vec{K}'_{mm}}{dt}$ – изменение во времени кинетического

момента движущейся массы в рассматриваемом объеме равно нулю. В результате уравнение (9) принимает вид:

$$\sum (\vec{r}' \times \vec{F}_e) = \int_m \vec{r}' \times (2\vec{\Omega} \times \vec{v}') \delta m + \frac{d'\vec{K}'_{mm}}{dt} - \frac{d'\vec{K}'_i}{dt} + \frac{d'\vec{K}'_e}{dt}, \quad (10)$$

При вычислении интеграла, выражающего силу Кориолиса в этом уравнении, если учесть влияние силы реакции ($\Omega \times v'$) и параллельности r' , создаваемой импульсом струи воды, выходящей из сопла, получается следующее выражение:

$$\int_m \vec{r}' \times (2\vec{\Omega} \times \vec{v}') \delta m = 2 \frac{dm}{dt} \omega_z \int_0^{R_2+h_c} x dx = \frac{dm}{dt} \omega_z (R_2 + h_c)^2.$$

В выходное отверстие сопла извне вода не поступает, поэтому изменение ее импульса во времени равно нулю:

$$\frac{d'\vec{K}'_i}{dt} = 0. \quad (11)$$

Изменение количества движения массы воды, выходящей из сопла за время dt :

$$\frac{d'\vec{K}'_e}{dt} = (\vec{R}_2 + \vec{h}_c) \times \vec{v}_c \frac{dm_c}{dt}. \quad (12)$$

Подставляем полученные выражения в (8) и вычисляем момент силы относительно центра вращения частицы воды, вылетающей из сопла. При решении этого уравнения результирующе-

щая величина импульсных моментов системы, возникающих в результате внутреннего взаимодействия, равна нулю.

Изменение во времени импульсного момента гидротурбины под действием внешних сил и с учетом следующих условий находим через следующие формулы:

$$\omega_z = \frac{v_a}{R_2 + h_s} \cos \beta; v_x = v_a \cos \beta; v_y = 0; \quad (13)$$

$$\beta = \arccos \frac{R_2}{R_{st}}; \quad dm_s = \rho \pi (R_2 + h_s)^2 v_s dt,$$

находим проекцию момента силы, возникающей в одном сопле в направлении OZ:

$$M_z = -R_s \frac{dm_s}{dt} (v_s - \omega_z R_s), \quad R_s = R_2 + h_s. \quad (14)$$

В результате, решая уравнение (8), получаем необходимое выражение для момента силы, действующей в единицу времени [22]:

$$M_z = -N \pi \rho R_s^3 v_s (v_s - \omega_z R_s) = -N \pi \rho R_s^3 v_s^2 (1 - \cos \beta), \quad (15)$$

определяя выражение для импульса реактивной мощности, возникающего в сопле, решая совместно с выражением (15), находим циклическую частоту ω_z рабочего колеса:

$$\omega_z = \frac{v_c^2 (R_c^2 - r_c^2)}{R_s^2 R_c v_3 + R_c^3 v_c}. \quad (16)$$

При этом, R_c – расстояние от оси вращения до центра водовыпускного патрубка; r_c – радиус выходного отверстия сопла; v_3 , v_c – соответственно скорости воды на входе и выходе из сопла.

Таблица 1. Изменение энергетических параметров гидротурбины в соответствии с ее геометрическими размерами

Table 1. Changing the energy parameters of a hydro turbine in accordance with the geometric dimensions of the turbine

H_0 , м	V_0 , м/с	V_1 , м/с	V_3 , м/с	V_c , м/с	ω , рад/с	Р, Вт	М, Нм	КПД, %	n_s , об/мин	Q, л/с
1	3,26	2,91	3,42	6,33	9,92	988,91	55,19	59,85	166,15	168,43
2	5,32	4,58	5,14	9,51	17,01	2371,26	74,07	67,54	296,85	178,93
3	6,79	5,78	6,42	11,87	23,21	3762,53	85,11	70,12	409,96	182,32
4	7,98	6,77	7,48	13,83	28,36	5156,11	93,14	71,42	513,35	183,99
5	9,03	7,64	8,41	15,54	34,80	6550,67	99,55	72,19	610,17	184,99
6	9,96	8,42	9,24	17,09	39,71	7945,73	104,95	72,71	702,09	185,65
7	10,81	9,13	10,01	18,50	43,21	9341,09	109,63	73,08	790,15	186,13
8	11,60	9,79	10,72	19,82	48,36	10736,64	113,78	73,36	875,04	186,48
9	12,34	10,40	11,39	21,05	54,23	12132,33	117,53	73,58	957,27	186,76
10	13,04	10,99	12,02	22,22	58,85	13528,11	120,95	73,75	1037,20	186,98

Таблица 2. Параметры мощности при изменении уровня воды без изменения размеров гидротурбины

Table 2. Changing the power parameters when the water level changes without changing the size of the turbine

H_0	V_1 , м/с	V_2 , м/с	V_3 , м/с	V_c , м/с	ω , рад/с	P , Вт	M , Нм	F , Н	Q , л/с	КПД, %
1	3,3	2,7	3,2	6,5	11,2	4311,6	384,2	6933,8	762,3	57,7
2	5,3	4,3	4,8	9,6	16,6	14028,6	843,7	15224,9	1129,6	63,3
3	6,8	5,4	6,0	11,9	20,7	26929,6	1303,2	23516,0	1403,8	65,2
4	8,0	6,3	6,9	13,8	24,0	42361,4	1762,7	31807,2	1632,7	66,1
5	9,0	7,1	7,8	15,5	27,0	59961,4	2222,1	40098,3	1833,1	66,7
6	10,0	7,9	8,5	17,0	29,6	79489,2	2681,6	48389,4	2013,8	67,1
7	10,8	8,5	9,3	18,4	32,1	100770,6	3141,1	56680,5	2179,5	67,3
8	11,6	9,1	9,9	19,7	34,3	123671,2	3600,5	64971,7	2333,4	67,5
9	12,3	9,7	10,5	21,0	36,5	148083,9	4060,0	73262,8	2477,9	67,7
10	13,0	10,3	11,1	22,1	38,5	173920,2	4519,5	81553,9	2614,3	67,8

В табл. 1–2 представлены энергетические параметры гидротурбины по результатам теоретического расчета.

Анализировать изменение энергетических характеристик гидротурбины в зависимости от ее габаритов можно на основании табл. 1. Из таблицы видно, что с момента входа в сопло поток воды движется в области конического сужения с прямым поворотом. При этом скорость воды непрерывно увеличивается при наименьшем сопротивлении, в результате чего наблюдается увеличение крутящего момента. В результате повышается полезная мощность и частота вращения. При увеличении высоты воды через 3 метра изменение коэффициента полезной работы уменьшается, а через 6–7 метров увеличивается на очень небольшую величину. По мере повышения скорости системы с увеличением высоты эффективный импульс воды, выходящей из нее, уменьшается, и она достигает частоты вращения в динамическом равновесии.

Если обратить внимание на табл. 2, то наблюдается, что при увеличении высоты водяного столба без изменения габаритов гидротурбины расход воды становится больше за счет увеличения скорости воды на выходе из сопла. В этом случае при дефиците воды КПД гидротурбины будет очень мал.

При достаточном запасе воды частота вращения гидротурбины будет достигать своего критического значения при дальнейшем увеличении высоты. После этого КПД гидротурбины остается неизменным, так как сила сопротивления на ней возрастает пропорционально квадрату скорости. Использование таких гидротурбин в местах, где есть возможность увеличить количество воды, дает хорошие результаты.

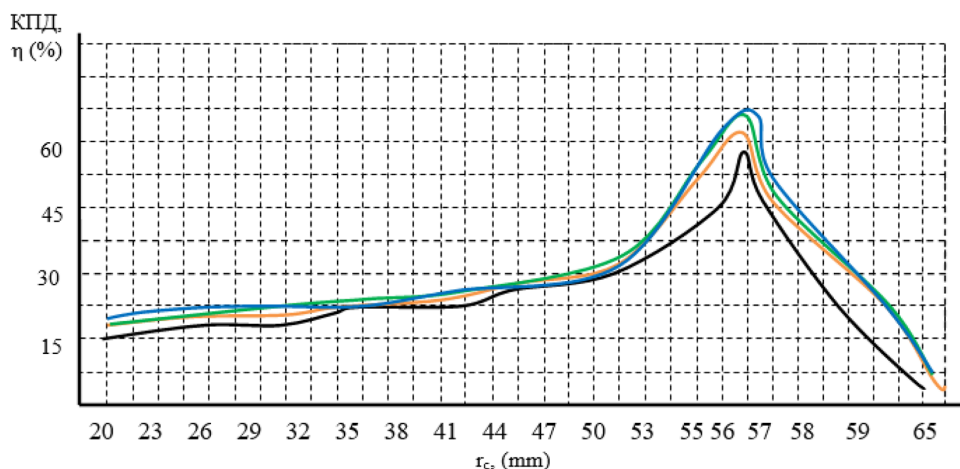


Рис. 2. Зависимость КПД от водовыходного радиуса сопла без изменения габаритов гидротурбины [22]

Fig. 2. Dependence of efficiency on the water outlet radius of the nozzle, without changing the dimensions of the hydraulic turbine [22]

Из рис. 2 видно, что гидротурбина работает с высоким КПД только в том случае, когда радиус выходного отверстия сопла находится на своем критическом значении, соответствующем заданному количеству воды.

Выводы

В результате проведенного теоретического и практического исследования получили следующие выводы:

- при увеличении высоты водяного столба без изменения габаритов гидротурбины расход воды увеличивается за счет повышения скорости воды на выходе из сопла. В этом случае при дефиците воды КПД гидротурбины будет очень мал;
- гидротурбина работает с высоким КПД только в том случае, когда радиус выходного отверстия сопла находится на своем критическом значении, соответствующем заданному количеству воды;
- реактивная гидротурбина на основе колеса Сегнера резко отличается от существующих активных и реактивных гидротурбин своим быстродействием и высоким КПД. При изменении размеров рабочего колеса гидротурбины по высоте водяного столба КПД составил 67 % при напоре воды 2 метра. При увеличении напора воды её КПД повышается до 74 %;
- установка в сопле конфузора с углом формирования конуса 30° привела к увеличению реактивной силы, создаваемой в сопле;

В заключение можно сказать, что мнение великого ученого Эйлера о будущем гидротурбины на основе колеса Сегнера подтвердилось.

Список литературы / References

- [1] Zakhidov R. A., Lutpullayev S. L. Global trends in alternative energies and problems in Uzbekistan for the development of renewable energy sources. *Applied Solar Energy*. 2015. 51. 50–61.

- [2] Khamitov T. G., Mukhammadiev M. M., Klychev S. I. Technical and economic characteristics of small hydro power plants. *Applied Solar Energy*. 2009. 45(4). 307–308.
- [3] Urishev B. Selection of parameters of pumped storage power plants at large pumping stations for water use. *Applied Solar Energy*. 2018. 54. 477–480.
- [4] Mukhammadiev M. M., Klichev S. I. Use of pumped storage hydroelectric power plants in Uzbekistan. *Applied Solar Energy*. 2018. 54. 468–471.
- [5] Urishev B. Microgrid control based on the use and storage of renewable energy sources. *Applied Solar Energy*. 2018. 54. 388–391.
- [6] Lee, Chang-Ryeol, Na-Yongkim, Bong-Hwan Kim. CFD analysis of a ducted spherical helical turbine for micro-hydropower, *International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development (IJMPERD)*, 10(1), 237–248. 2020.
- [7] Bachant Peter, Martin Wosnik. Experimental investigation of helical cross-flow axis hydrokinetic turbines, including effects of waves and turbulence. In: *Fluids Engineering Division Summer Meeting*, 44403, 1895–1906. 2011.
- [8] Oladosu, Temidayo Lekan, Olufemi Adebola Koya. Numerical analysis of lift-based in-pipe turbine for predicting hydropower harnessing potential in selected water distribution networks for waterlines optimization, *Engineering Science and Technology, An International Journal*, 21(4), 672–678, 2018
- [9] Yeo Honggu, Woochan Seok, Soyong Shin, Young Cheol Huh, Byung Chang Jung, Cheol-Soo Myung, and Shin Hyung Rhee. Computational analysis of the performance of a vertical axis turbine in a water pipe, *Energies*, 12(20). 3998. 2019.
- [10] Yang Wei, Yimin Hou, Huiting Jia, Benqing Liu, Ruofu Xiao. Lift-type and drag-type hydro turbine with vertical axis for power generation from water pipelines, *Energy*, 188, 116070. 2019
- [11] Langroudi A., Tahadjodi, F. Zare Afifi, A. Heyrani Nobari, A. F. Najafi. Modeling and numerical investigation on multi-objective design improvement of a novel cross-flow lift-based turbine for in-pipe hydro energy harvesting applications, *Energy Conversion and Management*, 203. 112233, 2020
- [12] Date, Abhijit, Aliakbar Akbarzadeh, Ashwin Date. Performance investigation of a simple reaction water turbine for power generation from low head micro hydro resources, *Smart Grid and Renewable Energy*, 3(03). 239–245, 2012.
- [13] Date, Abhijit, Aliakbar Akbarzadeh. Design and cost analysis of low head simple reaction hydro turbine for remote area power supply, *Renewable Energy*, 34(2). 409–415, 2009.
- [14] Rais, Nurul Ashikin Mohd, M.F. Basar. Pico-Hydro Generation System: Empirical Investigation on a Novel Z-Blade Low-Head Low-Flow Water Turbine, *International Journal of Renewable Energy Research (IJRER)*, 11(1). 108–113, 2021.
- [15] Basar M.F., Rais N.A., Rahman A., Wan A.M., Sopian K., Wong K.V. Optimization of Reaction Typed Water Turbine in Very Low Head Water Resources for Pico Hydro, *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, 90(1), 23–39. 2022
- [16] Житников Э. Д. Трубчатое-лопастное рабочее колесо. RU 2345243. МПК F03B 3/12. публ. 27.01.2009. [Zhitnikov E. D. Tubular-bladed impeller. RU 2345243. IPC F03B 3/12. publ. 27.01.2009. (in Rus.)]
- [17] Бозаров О.О., Алиев Р.У., Захидов Р.А., Кодиров Д.Б. Реактивная гидравлическая турбина. Патент № UZ FAP № 01287. публ. бюллетень, Ташкент, 3(201), (20.02.2018), 24–25, 2018

[Bozarov O.O., Aliyev R.U., Zahidov R.A., Kodirov D.B. Jet hydraulic turbine. Patent no. UZ FAP no. 01287.publ.bulletin, Tashkent, 3(201), (20.02.2018), 24–25, 2018 (in Rus.)]

[18] Aliev R.U., Bozarov O.O. Reactive hydraulic turbine with power up to 100 kW on the basis of loval snip., Intern. Journal of Advanced Research in Science, *Engineering and Technology*, 5(12), December. 7446–7451, 2018

[19] Bozarov O.O., Aliev R.U. The moment of inertia and main energy parameters of the reactive micro-HE hydro turbine, a collection of articles of the international scientific and practical seminar within the framework of the project «RENES: Development of a master's program in the field of renewable energy sources and sustainable environment», Gulistan pp.144-150, 2019.

[20] Аверин С.И., Минаев А.Н., Швыдкий В.С. *Механика жидкости и газа*. М. стр.173–182, 1986. [Averin S.I., Minaev A.N., Shvydkiy V.S. *Mechanics of liquid and gas*. Moscow. 173–182, 1986 (in Rus.)]

[21] Бозаров О.О., Набиева Г.О. Реактив принципда ишловчи микро-ГЭСнинг соплони гидротурбинасида сув оқими учрайдиган гидравлик ва маҳаллий қаршиликлар / “*RENES: Қайта тикланувчи энергия манбалари ва барқарор атроф-муҳит соҳасида магистерлик дастурини ишлаб чиқиш*” лойиҳаси доирасидаги халқаро илмий-амалий семинар мақолалар тўплами, Гулистон, 203–209 б, 2019 [Bozarov O.O., Nabieva G.O. Hydraulic and local resistance during the movement of water in a nozzle hydraulic turbine of a micro-hydroelectric power station operating on the reactive principle A collection of articles of the international scientific and practical seminar within the framework of the project «*RENES: Development of a master's program in the field of renewable energy sources and sustainable environment*», Gulistan, 203-209, 2019. (in Uzbek)]

[22] Bozarov O.O., Qishloq xo'jaligi iste'molchilari uchun reaktiv gidroagregatli mikro-GES qurilmasini yaratish. (PhD) doktorlik dissertatsiyasi. Toshkent, ТошДАУ, 2020 у.