

**O‘ZBEKISTON RESPUBLIKASI
OLIV TA‘LIM, FAN VA INNOVATSIYALAR VAZIRLIGI
ANDIJON MASHINASOZLIK INSTITUTI**

**MASHINASOZLIK
ILMIY-TEXNIKA JURNALI**

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ, НАУКИ И ИННОВАЦИЙ
РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН
АНДИЖАНСКИЙ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ**

**НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ
МАШИНОСТРОЕНИЕ**

**MINISTRY OF HIGHER EDUCATION, SCIENCE AND INNOVATIONS REPUBLIC
OF UZBEKISTAN
ANDIJAN MACHINE-BUILDING INSTITUTE
SCIENTIFIC AND TECHNICAL JOURNAL
MACHINE BUILDING**

O‘zbekiston Respublikasi Vazirlar mahkamasi huzuridagi Oliy attestatsiya komissiyasi (OAK) Rayosatining 2021-yil 30-dekabrda 310/10-son qarori bilan Andijon mashinasozlik institutining “Mashinasozlik” ilmiy-texnika jurnali “TEXNIKA” va “IQTISODIYOT” fanlari bo‘yicha falsafa doktori (PhD) va fan doktori (DSc) ilmiy darajasiga talabgorlarning dissertatsiya ishlari yuzasidan asosiy ilmiy natijalarini chop etish tavsiya etilgan ilmiy nashrlar ro‘yxatiga kiritilgan.

Ushbu jurnalda chop etilgan materiallar tahririyatning yozma ruxsatisiz to‘liq yoki qisman chop etilishi mumkin emas. Tahririyatning fikri mualliflar fikri bilan har doim mos tushmasligi mumkin. Ilmiy-texnika jurnalida yozilgan materiallarning haqqoniyligi uchun maqolaning mualliflari mas‘uldirlar.

MASHINASOZLIK
ILMIY-TEXNIKA JURNALI

Bosh muharrir:

U.M.Turdialiyev – texnika fanlari doktori, k.i.x.

Mas’ul muharrir:

U.A.Madrahimov – iqtisodiyot fanlari doktori, professor.

T A H R I R H A Y ’ A T I

Negmatov Soyibjon Sodiqovich – texnika fanlari doktori, professor O‘ZRFA akademigi (TDTU);
Abralov Maxmud Abralovich – texnika fanlari doktori, professor (TDTU);
Dunyashin Nikolay Sergeevich – texnika fanlari doktori, professor (TDTU);
Norxudjayev Fayzulla Ramazanovich – texnika fanlari doktori, professor (TDTU);
Pirmatov Nurali Berdiyarovich – texnika fanlari doktori, professor (TDTU);
Salixanova Dilnoza Saidakbarovna – texnika fanlari doktori, professor (O‘ZRFA UNKI);
Siddikov Ilxomjon Xakimovich – texnika fanlari doktori, professor (TIQXMMI);
Fayzimatov Shuhrat Numanovich – texnika fanlari doktori, professor (FarPI);
Xakimov Ortiqali Sharipovich – texnika fanlari doktori, professor (Standartlashtirish, sertifikatlashtirish va texnik jihatdan tartibga solish ilmiy-tadqiqot instituti);
Xo‘jayev Ismatillo Qo‘shiyevich – texnika fanlari doktori, professor (Mexanika instituti);
Ipatov Oleg Sergeyevich – professor (Sankt-Peterburg politexnika universiteti, Rossiya);
Naumkin Nikolay Ivanovich - p.f.d., t.f.n., professor. (Mordov milliy tadqiqot davlat universiteti, Rossiya);
Aliyev Suxrob Rayimjonovich – fizika-matematika fanlari bo‘yicha falsafa doktori (PhD), dotsent (AndMI);
Shen Zhili – professor (Shimoliy Xitoy texnologiyalar universiteti, Xitoy);
Hu Fuwen – professor (Shimoliy Xitoy texnologiyalar universiteti, Xitoy);
Won Cholyeon – professor (Janubiy Koreya Milliy tadqiqotlar fondi, Janubiy Koreya);
Celio Pina – professor (Setubal politexnika universiteti, Portugaliya);
Ricardo Baptista – professor (Setubal politexnika universiteti, Portugaliya);
Rui Vilela – professor (Setubal politexnika universiteti, Portugaliya);
Dmitriy Albertovich Konovalov - t.f.n., professor (Voronej davlat texnika universiteti);
Мухаметшин Вячеслав Шарифуллович – директор Института нефти и газа федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Уфимский государственный нефтяной технический университет» (филиал в г.Октябрьском), доктор геологоминералогических наук, профессор.
Nimchik Aleksey Grigorevich – kimyo fanlari doktori, professor (TDTU Olmaliq filiali)
Muftaydinov Qiyomiddin – iqtisodiyot fanlari doktori, professor (AndMI);
Zokirov Saidfozil – i.f.d., (Prognozlashtirish va makroiqtisodiy tadqiqotlar instituti);
Orazimbetova Gulistan Jaksilikovna - t.f.d., dotsent (AndMI)
Jo‘raxonov Muzaffar Eskanderovich – iqtisodiyot fanlari bo‘yicha falsafa doktori (AndMI);
Ermatov Akmaljon – iqtisodiyot fanlari nomzodi, dotsent (AndMI);
Qosimov Karimjon – texnika fanlari doktori, professor (AndMI);
Yusupova Malikaxon – iqtisodiyot fanlari nomzodi, dotsent (AndMI);
Akbarov Xatamjon Ulmasaliyevich – texnika fanlari nomzodi, dotsent (AndMI);
Mirzayev Otabek Abdiraximovich – texnika fanlari bo‘yicha falsafa doktori (PhD), (AndMI);
Soxibova Zarnigorxon Mutalibjon qizi – fizika-matematika fanlari bo‘yicha falsafa doktori (PhD), (AndMI);
Raxmonov O‘ktam Kamolovich – texnika fanlari bo‘yicha falsafa doktori (PhD), (TDTU, Olmaliq filiali);
Xoshimov Xalimjon Xamidjanovich – texnika fanlari bo‘yicha falsafa doktori (PhD), (AndMI).
Kuluyev Ruslan Raisovich - texnika fanlari bo‘yicha falsafa doktori (PhD), (TDTU).

Texnik muharrir:

B.I.Iminov, M.B.Kenjayeva – Andijon mashinasozlik instituti nashriyoti.

Tahririyat manzili: Andijon shahar, Bobur shox ko‘cha, 56-uy. **Tel:** +998 74-224-70-88 (1016)

Veb sayt: www.andmiedu.uz

e-mail: andmi.jurnal@mail.ru

“Mashinasozlik” ilmiy-texnika jurnali O‘zbekiston Respublikasi Axborot va ommaviy kommunikatsiyalar agentligining 2020 yil 28- fevraldagi 04-53-raqamli guvohnomasiga binoan chop etiladi.

Mashinasozlik va mashinashunoslik. Mashinasozlikda materiallarga ishlov berish. Metallurgiya. Aviatsiya texnikasi	
Характеристика фосфоритов центральных Кызылкумов <i>Орипова З.М., Ортикова С.С., Турдалиев У.М.</i>	4
Takomillashgan linterlash jarayoni va arrali linter uskunalarning ish unumdorligini oshirish <i>Madrahimov D.U., To‘ychiyev Sh.Sh.</i>	11
Аналитическая оценка силы микрорезания при абразивоструйной обработке металлических поверхностей <i>Искандарова Н.К.</i>	16
Elektrodlar qoplamasi tarkibidagi legirlovchi elementlarning payvand chok xususiyatlariga ta’siri <i>Umarov A.M.</i>	24
Energetika va elektrotexnika. Qishloq xo‘jaligi ishlab chiqarishini elektrlashtirish texnologiyasi. Elektronika	
Sanoat korxonalarini elektr tarmoqlarida qayta tiklanuvchi energiya manbalarini yuklama ko‘rsatkichlari va elektr energiya sifat ko‘rsatkichlariga ta’siri <i>To‘xtashev A.A., Kadirov K.Sh.</i>	30
6,10/0.4 kV kuchlanishli ekspluatatsiyadagi kuch transformatorlarining pastki chulg‘amida kuchlanishni rostlovchi o‘ramlari soni va ko‘ndalang kesim yuzasini hisoblash <i>Qobilov M.X., To‘ychiyev Z.Z.</i>	39
Qishloq xo‘jaligi ishlab chiqarishini mexanizatsiyalash texnologiyasi	
Определение оптимальных параметров реактивной гидротурбины на основе колеса сегнера <i>Узбеков М.О., Урмонов С.Р.</i>	45
Kolosnik yo‘lakchalari bo‘ylab chigitlar to‘plamining harakati <i>Mamasharipov A.A.</i>	54
Sanoat pechlarining, yaratilish tarixi, ahamiyati va qo‘llanilish sohalari <i>Soxibova Z.M.</i>	59
Transport	
Motor moyi sifatini avtomatik nazorat qilishda pezo elementlarining o‘rni va ahamiyati <i>Saydaliyev I.N.</i>	63
Avtomobilsozlik sanoatida innovatsion indeks, asosiy tendensiyalar va muammolar <i>Islomov Sh.E., Shavqiyev E.A.</i>	72
Avtomobil polimer detallarini mahalliy polimer kompozitsion materiallardan quyish parametrlarini optimallashtirish <i>Almataev N.T.</i>	78
Iqtisodiyot	
Исламская финансовая система <i>Гулямов С.С., Шермухамедов А.Т., Саримсаков Х., Шермухамедов Б.А.</i>	83
Kichik biznes va xususiy tadbirkorlikni rivojlantirish va ularning sanoatda va boshqa sohalardagi o‘rni va ta’siri. (Andijon viloyati misolida) <i>Ataxanov K.A.</i>	97
Ta’lim xizmatlari bozorida tadbirkorlikning mazmuni va mohiyati <i>Abdullayev A., Abdusattorov S.H.</i>	105
Кичик бизнес барқарор ривожланишида молиявий ресурсларнинг шаклланиш босқичлари <i>Кетманов А.М.</i>	111
Роль малого бизнеса в экономике страны, его дальнейшее развитие <i>Кенжаева М.Б.</i>	118

QISHLOQ XO‘JALIGI ISHLAB CHIQRARISHINI MEXANIZATSIYALASH TEKNOLOGIYASI

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ РЕАКТИВНОЙ ГИДРОТУРБИНЫ НА ОСНОВЕ КОЛЕСА СЕГНЕРА SEGNER G‘ILDIRAGI ASOSIDA REAKTIV GIDROTURBINANING OPTIMAL PARAMETRELARINI ANIQLASH

DETERMINATION OF OPTIMAL PARAMETERS OF A JET HYDROTURBINE BASED ON A SEGNER WHEEL

Узбеков Мирсоли Одилжонович

Декан энергетического факультета,

PhD технических наук, доцент

Ферганский политехнический институт (ФерПИ),

Республика Узбекистан, Фергана

E-mail: m.uzbekov@ferpi.uz

Урмонов Санжарбек Рахмонжон угли,

Базовый докторант, Ферганский политехнический

институт (ФерПИ),

Республика Узбекистан, Фергана

E-mail: Sanjarmirzo0021@mail.ru

АННОТАЦИЯ

В данной статье анализируются контрроторные гидроагрегаты, разработанные на базе реактивных турбин. Разработана новая конструкция контрроторного гидроагрегата, состоящего из реактивной турбины с соплом и водяного колеса, описан принцип его работы и сущность. Основываясь на треугольнике скоростей воды, протекающей через реактивное и активное рабочие колёса, была проанализирована частота вращения рабочего колеса. Соответственно, представлены аналитические зависимости между энергетическими параметрами рабочих колёс.

Ключевые слова: гидроагрегат, гидротурбина, сопло, активная турбина, реактивная турбина, треугольник скоростей, водяное колесо, рабочее колесо.

ANNOTATSIYA

Ushbu maqolada reaktiv turbinalar asosida ishlab chiqilgan kontrrotorli gidroagregatlar tahlil qilindi. Kontrrotorli gidroagregatning yangi konstruksiyasi ishlab chiqilgan, u reaktiv turbina va suv g'ildiragidan iborat bo'lib, uning ishlash printsipi va mohiyati tavsiflangan. Reaktiv va aktiv suv g'ildiraklaridan oqib o'tadigan suv tezligi uchburchagiga asoslanib, ishchi g'ildirak tezligi tahlil qilindi. Shunga ko'ra, ishchi g'ildiraklarning energetik parametrlari o'rtasidagi analitik bog'likliklar taqdim etiladi.

Kalit so'zlar: gidroagregat, gidroturbin, nozul, faol turbina, reaktiv turbina, tezlik uchburchagi, suv g'ildiragi, ishchi g'ildirak.

ABSTRACT

This article analyzes counter-rotor hydraulic units developed on the basis of jet turbines. A new design of a counter-rotor hydraulic unit consisting of a jet turbine with a nozzle and a water wheel has been developed, the principle of its operation and essence are described. Based on the triangle of velocities of water flowing through the reactive and active impellers,

the rotational speed of the impeller was analyzed. Accordingly, analytical dependences between the energy parameters of the impellers are presented.

Keywords: *hydraulic unit, hydraulic turbine, nozzle, active turbine, jet turbine, speed triangle, water wheel, impeller.*

Из-за наблюдаемой ограниченности подземных запасов углеводородного топлива на глобальном уровне и их неравномерного распределения по странам в будущем ожидается острая нехватка электрической и тепловой энергии. В поисках решения этой проблемы проводятся научные исследования в различных областях с целью расширения возможностей использования возобновляемых источников энергии во всех странах мира. В частности, если вы обратите внимание на область гидроэнергетики, то сможете наблюдать процесс, связанный с долгой историей. До начала 18 века водяные колеса устанавливались и использовались на источниках воды низкого давления, главным образом в промышленном секторе для привода различных машин. В середине XVIII века, после того как стало возможным производство электрогенераторов, основанных на законах электрической индукции, начались и быстро развивались работы по выработке электроэнергии на основе реактивных гидравлических турбин, эффективно работающих при различных высоких давлениях, созданных на основе теории Л. Эйлера [1]. В настоящее время существует не так много источников воды, которые могут создавать высокое давление воды, кроме того, строительство на них крупных гидроэлектростанций (ГЭС) наносит большой ущерб окружающей среде и частично экономике. По данным Министерства энергетики, согласно Концепции Республики Узбекистан, к 2030 году ожидается, что рост потребления электроэнергии в Узбекистане достигнет 110 млрд кВт*ч. Концепция предусматривает поэтапное увеличение доли возобновляемых источников энергии в производстве электроэнергии с 11,8% до 25% к 2030 году. Исходя из этого, теперь 5% из них должно поступать за счет солнечной энергии, 3% - за счет энергии ветра и 3,8% - за счет гидроэнергетики [2].

Если мы сосредоточимся на гидроэнергетическом потенциале для реализации этих задач, то увидим, что основные участки водных источников, такие как реки, каналы, каналы и ирригационные системы, имеют небольшие уклоны. Можно построить множество микрогидроэлектростанций в местах, где в этих источниках может создаваться давление воды в пределах 2-6 метров [3, 4].

Хотя существуют гидравлические турбины, предназначенные для работы при высоком давлении воды, и разработанные на их основе против вращательные гидроагрегаты, возможность их эффективного использования при низких давлениях еще не решена полностью.

Например, в [5] увеличение коэффициента использования энергии воды обусловлено тем фактом, что вода, поступающая от первой направляющей лопатки к первой турбине, попадает в нее и приводит ее во вращение. Далее вода, отраженная от рабочих лопаток, поступает во вторую направляющую лопатку и приводит в движение вторую турбину. Выходной вал обеих турбин соединен с входным валом суммирующего редуктора, а выходной вал суммирующего редуктора непосредственно соединен с генератором. В этом гидравлическом агрегате вода теряет большую часть своей энергии, когда вытекает из первого рабочего колеса. Вытекающий поток воды поступает в нижнее, второе направляющее устройство под углом. Поскольку при перемещении от направляющей ко второму рабочему колесу создается восходящее давление, эффективность верхнего рабочего колеса снижается. Кроме того, использование в конструкции суммирующего редуктора и дополнительных направляющих устройств

приводит к потерям энергии из-за увеличения местных сопротивлений. При низких давлениях комплекс не дает удовлетворительных результатов.

Гидроагрегат [6] состоит из контрроторной гидротурбины и гидрогенератора. Контрроторная турбина имеет два соосных рабочих колеса (ротор и контрротор), вращающихся в разных направлениях, на которые последовательно подается поток воды. В гидроагрегате с контрротором ротор гидрогенератора установлен на одном валу с ротором гидротурбины, а контрротор установлен на контрроторе гидротурбины. Преимущества контрроторного агрегата по сравнению с традиционными гидроагрегатами заключаются в следующем: использование при более высоких напорах (за счет распределения давления между двумя рабочими колесами гидротурбины); возможность уменьшения габаритов и веса гидрогенератора (поскольку ротор и контрротор генератора вращаются в противоположных направлениях, частота вращения ротора относительно контрротора значительно увеличивается). В этом гидроагрегате отток воды из верхнего рабочего колеса гидротурбины происходит в вихревом режиме. В результате наблюдаются большие потери энергии. Этот поток воды поступает на второе рабочее колесо снизу через вторую направляющую лопатку. В этом случае создается восходящее давление. Кроме того, из-за местного сопротивления второй направляющей лопатки и рабочего колеса теряется энергия. В результате эффективность этой системы будет низкой, и при напорах 2-10 м комплекс не даст желаемого результата. Гидроагрегат с контрротором представляет собой значительное усложнение конструкции агрегата и его регулирования, а также трудности при извлечении энергии из вращающегося контрротора гидрогенератора. Таким образом, эта конструкция не применялась на практике.

В работе [6] была усовершенствована сопловая струйная гидротурбина, которая эффективно работает с источниками воды низкого давления за счет установки внутреннего направляющего устройства. Результаты эксперимента показали, что при давлении воды 2 метра и расходе воды 200 л/с КПД гидротурбины составил 76,3%.

Когда эти турбины работают в динамическом равновесии под нагрузкой, абсолютный расход воды, выходящей из турбины, высок, но их кинетическая энергия не используется. Для повторного использования кинетической энергии такого потока воды была разработана новая конструкция гидроагрегата с контрроторным приводом.

Предлагаемый гидроагрегат встречного вращения содержит реактивное и активное рабочие колеса, установленные на валах, которые соосно соединены через подшипники. В качестве струйной гидротурбины контрроторного гидроагрегата использовалась реактивная турбина с соплом, представленная в [7].

На рис. 1 выделено струйное рабочее колесо, закрепленное на наружном валу 3, содержащее внутреннюю направляющую лопатку, выполненную в виде цилиндра 8, направляющие лопатки 12, которые закреплены между внутренним соосным конусом 11, что обеспечивает равномерное распределение и сжатие воды по внутреннему периметру цилиндра 8, нижний конец которого из цилиндра, имеющего прямоугольное отверстие для направленного истечения воды к входному патрубку, выполнено рабочее колесо в виде цилиндра 14. При этом каналы 16 для оттока воды расположены в одной горизонтальной плоскости с днищем рабочего цилиндра, который имеет выходной конфузор 15, позволяющий перпендикулярно направлять поток воды, выходящий из сопла струи, к касательной плоскости, проведенной точкой из центра дуги вогнутой и вертикально установленной круглоцилиндрической лопасти 23 активного рабочего колеса, которая закреплена на внутреннем валу 2 гидроагрегата. Активное рабочее колесо прикреплено к внутреннему валу диска цапфой 20, а вал этого рабочего колеса прикреплен к платформе с помощью корпусных подшипников 24. Внешний вал реактивного рабочего колеса вставлен над диском активного рабочего колеса через

подшипники 4, 19.

В этой гидравлической турбине относительная скорость струи воды, выходящей из сопла, увеличивается пропорционально давлению воды. Обычно для активного рабочего колеса Pelton струя воды с такой скоростью создается специальными форсунками. В предлагаемом гидроагрегате струя воды, выходящая из сопла, имеет те же характеристики, то есть из сопла рабочего колеса струя воды выбрасывается с высокой скоростью. Чтобы использовать кинетическую энергию выходящей струи воды, было разработано активное рабочее колесо с изогнутыми и вертикально установленными лопастями.

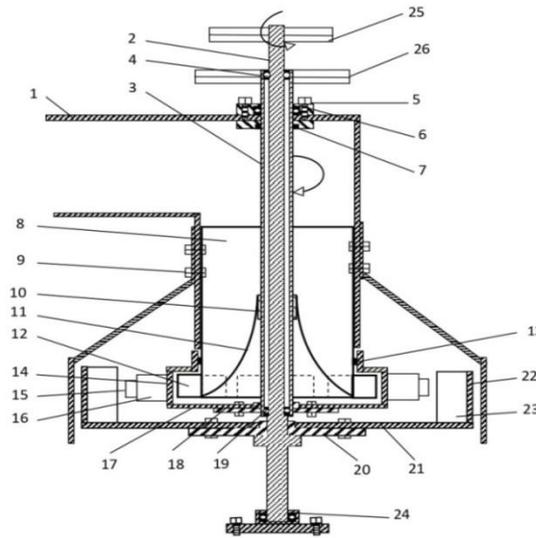


Рис. 1: Общий схематический вид контроторного гидроагрегата: 1 - входной поток; 2 - внутренний вал; 3 - внешний вал; 4 - подшипник между валами; 5 - крепежные болты корпуса подшипника; 6 - подшипник; 7 - сальник; 8 - направляющая лопатка; 9 - болты; 10 - верхний гидравлический подшипник; 11 - внутренний соосный конус; 12 - направляющие рабочие колёса; 13 - резиновый сальник; 14 - рабочее колесо цилиндра; 15 - конфузорная насадка для выпуска воды; 16 - отводные каналы; 17 - основание диска; 18 - опора с насадками; 19 - конусная опора; 20 - диск с цапфа для крепления активного рабочего колеса; 21 - диск активное рабочее колесо; 22 - внутреннее и наружное кольца; 23 - лопасти; 24 - подшипник корпуса; 25 - шкив активного рабочего колеса; 26 - шкив реактивного рабочего колеса

Струя воды, выходящая из сопла с высокой скоростью, ударяется перпендикулярно поверхности лопастей активного рабочего колеса на небольшом расстоянии. В этом случае лопасти расположены в той же горизонтальной плоскости, что и сопло. Количество струй воды, равное количеству форсунок, попадает на лопасти активного рабочего колеса. В результате под действием парных сил создаются крутящие моменты, которые заставляют активное рабочее колесо вращаться в противоположном направлении относительно реактивного рабочего колеса. Скорость воды после удара почти равна нулю, она движется вниз под действием гравитационных сил.

Активное рабочее колесо передает вращательное движение отдельно установленному генератору через шкив 25, установленный на внутреннем валу. Вращательное движение соплоструйной турбины передается на второй генератор через шкив 26, установленный на внешнем валу, или возможно передавать вращательное

движение вала на ротор генератора первой турбины.

Интерфейс Low Re ke для турбулентного потока был использован в гибридной инструментальной среде COMSOL Multiphysics 6.0. В этом случае однофазные потоки моделировались при высоких числах Рейнольдса для стационарной работы гидротурбины. Физический интерфейс удовлетворяет требованиям, предъявляемым к несжимаемым потокам, с достаточной точностью при низких максимальных значениях (обычно менее 0,3).

В геометрической форме и размерах сопла, полученных этим методом, были решены уравнения сохранения импульса, уравнения Навье-Стокса и уравнения неразрывности массы для турбулентного течения потока воды в сопле через границу раздела с низким содержанием кислорода. Эффекты турбулентности были смоделированы с использованием двухпараметрической модели ke AKN с соответствующими ограничениями. Расчеты проводились с использованием динамики турбулентного течения (CFD) жидкостей в усредненной по Рейнольдсу динамической гибридной модели Навье-Стокса (RANS) [14, 15]. В стационарном состоянии параметры потока воды в сопле были изучены с использованием уравнений, которые включают геометрическую нелинейность в соплах двух различных геометрических форм. В этом случае в гибридной инструментальной среде COMSOL Multiphysics 6.0 были решены следующие уравнения интерфейса с низким коэффициентом трения для турбулентного потока:

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho(\vec{u} \cdot \nabla)\vec{u} = \nabla \cdot [-p\vec{I} + \vec{K}] + \vec{F} \\ \rho \nabla \cdot \vec{u} = 0 \\ \vec{K} = (\mu + \mu_T)(\nabla\vec{u} + (\nabla\vec{u})^T) \\ \rho(\vec{u} \cdot \nabla)k = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_T} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon \\ \rho(\vec{u} \cdot \nabla)\varepsilon = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_T} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} f_{\varepsilon}(\rho, \mu, k, \varepsilon, J_w) \\ \nabla G \cdot \nabla G + \sigma_w G (\nabla \cdot \nabla G) = (1 + 2\sigma_w) G^4 \end{array} \right. \quad (1)$$

Здесь:

$$\lambda_w = \frac{1}{G} - \frac{\lambda_{ref}}{2}$$

$$\mu_T = C_{\mu} \rho \frac{k^2}{\varepsilon} f_{\mu}(\rho, \mu, k, \varepsilon, \lambda_w) \quad (2)$$

$$P_k = \mu_T [\nabla\vec{u}]$$

$$P_k = \mu_T \left[\nabla\vec{u} : (\nabla\vec{u} + (\nabla\vec{u})^T) \right]$$

$$[-p\vec{I} + \vec{K}]\vec{n} = -p_0'\vec{n}$$

$$p_0' \leq p_0$$

Для определения статического и осмотического давления сопла в граничном условии использовались следующие уравнения Лагранжа:

$$\nabla k \cdot \vec{n} = 0. \nabla \varepsilon \cdot \vec{n} = 0. \nabla G \cdot \vec{n} = 0 \quad (3)$$

Предполагалось, что скорости воды, поступающей в сопло, одинаковы, и для

изменения скорости воды в сопле были получены следующие результаты (рис. 3).

Для случая, когда геометрическая форма сопла реактивной турбины прямоугольная, поток воды через него был смоделирован в соответствии с параметрами, основанный на математическом моделировании (рис. 3).

На рис.3 видно, что вокруг стенок такого сопла, расположенного со стороны водовыпускного канала, возникает дефицит массы, в результате чего образуются вихревые потоки. В этой области $P < 0$. Среднее значение абсолютной скорости на выходе из сопла невелико и разбросано. Реактивная сила, возникающая в сопле, очень мала, поскольку она определяется разницей в скорости потока воды, входящего в сопло и выходящего из него.

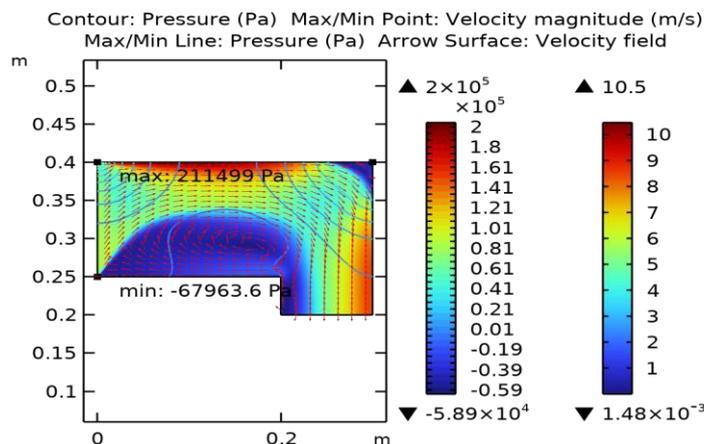


Рис. 2. Течение воды из сопла прямоугольной геометрической формы

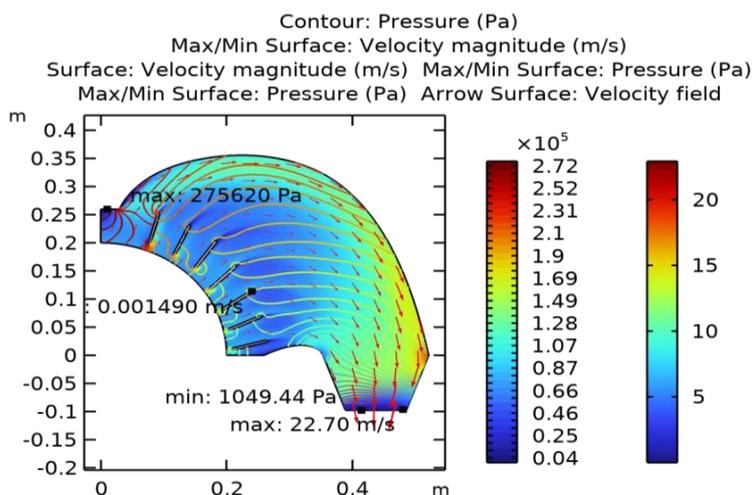


Рис. 3. Поведение потока воды в насадке геометрической формы, изготовленной предлагаемым способом

Поток воды в сопле геометрической формы, был смоделирован в гибридной инструментальной среде COMSOL Multiphysics 6.0 на интерфейсе Low Re ke для турбулентного потока (рис. 3).

Из рис. 3 видно, что в этой насадке нет недостатка в массе воды. Во всех точках насадки наблюдается равномерное сжатие потока воды. По сравнению с прямоугольным соплом давление, создающее реактивную силу, в 1,3 раза больше, абсолютная скорость воды, выходящей из сопла, в 3,2 раза больше, а струя воды выходит из сопла с абсолютной скоростью 22 м/с без разбрызгивания. В ходе экспериментальных испытаний КПД этой гидротурбины составил 82%.

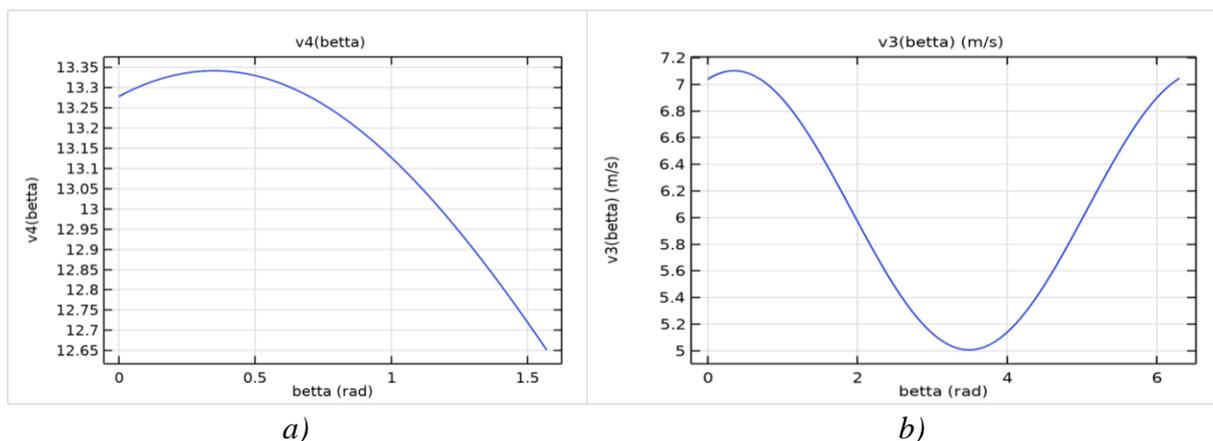


Рис.4. Зависимость абсолютных скоростей потока воды в гидротурбине от угла установки направляющей лопатки относительно радиального направления: а) Абсолютная скорость потока воды на выходе из отводящего устройства; б) скорость потока воды на выходе из сопла

Из рисунка 4 мы можем сказать, что абсолютная скорость $v_3(\beta)$ воды, выходящей из отводящего устройства, является наибольшей, когда значение угла установки лопасти относительно радиального направления β находится в диапазоне от 0 до 0,5 радиан. При этих значениях β абсолютная скорость $v_4(\beta)$ струи воды, выходящей из сопла, также достигает своего максимального значения.

Для пилотных испытаний была подготовлена небольшая модель сопловой гидротурбины с направляющей. Конструктивные части готовой гидротурбины имели следующие размеры:

- длина трубы подачи воды 60 мм, диаметр 63 мм; - длина вала гидротурбины 300 мм, диаметр 18 мм;
- высота цилиндра основного водоснабжения гидротурбины составляет 210 мм, диаметр - 80 мм; - высота цилиндра подачи воды направляющего устройства 80 мм, диаметр 76 мм;
- направляющие лопатки толщиной 1,5 мм, длиной 15 мм, высотой 16 мм;
- количество направляющих лопаток 8;
- высота цилиндра рабочего колеса гидротурбины 26 мм, диаметр 120 мм;
- высота сопла гидротурбины 15 мм, диаметр входа воды 20 мм, диаметр выхода воды 14 мм; - количество сопел гидротурбины - 12;
- наружный диаметр статора гидротурбины 180 мм;
- радиальный размер лопатки возврата воды статора 18 мм, вертикальная высота 20 мм; - диаметр шкива гидротурбины 210 мм;
- вес гидротурбины 2,6 кг

Вода поступает в сопло крыльчатки через направляющие лопатки. На выходе из форсунки вода достигает своей максимальной скорости. В зависимости от скорости воды рабочее колесо вращается, и вращательное движение передается генератору с передаточным отношением 1:4 через шкив, установленный на валу. Генератор выполнен на базе генератора G250G3.

Угол, образованный нормалью к внутренней стенке сопла с направляющими лопатками реактивной турбины, будет обозначаться α_1 , поскольку расстояние до рабочего колеса очень мало, можно предположить, что поток воды поступает в рабочее колесо под этим углом. Давайте примем v_3 в качестве абсолютной скорости воды на выходе из отводящего устройства и

определим соотношение между линейными скоростями вращения активного и струйного рабочих колёс, используя треугольник скоростей.

В активных турбинах скорость воды, поступающей на рабочее колесо, соответствует полному значению рабочего давления; при дальнейшем движении воды скорость не меняется.

Как мы упоминали выше, в реактивных турбинах скорость воды, поступающей в рабочее колесо, всегда соответствует только части доступного давления, поэтому её скорость непрерывно увеличивается по мере перемещения в секциях рабочего колеса. В результате относительная скорость v_4 воды на выходе больше, чем относительная скорость v_3 на входе, и поскольку $v_2 = u_3$, относительная скорость v_3 меньше u_3 . В то же время форма насадки должна быть такой, чтобы поток воды перемещение в них не сжимается по ширине (по вертикали), водовыпускное отверстие должно иметь прямую часть на конце, а их кривизна не должна быть чрезмерной в других частях.

Для активного рабочего колеса с $\alpha_1 = 25^\circ$ мы получаем из треугольника скоростей и $\alpha_1 = 0,55$ v_4 скорость струи перед лопастью. На основании этих данных для расчета энергии, выделяемой в активном колесе, вычисляется момент инерции рабочего колеса относительно центра его вала, а также определяется частота вращения цикла и, соответственно, мощность активного рабочего колеса.

В ходе исследования были получены следующие выводы:

- Давление, создаваемое в сопле прямоугольной геометрической формы, почти в 2,5 раза меньше давления в изогнутом сопле. Это приводит к многократному снижению их эффективности. Следовательно, для сопловых турбин подготовка геометрии сопла в соответствии с направлением потока воды в предлагаемом способе является основным фактором, определяющим КПД турбины.

- Когда активное рабочее колесо устанавливается на выходящий из реактивной турбины поток воды с высокой кинетической энергией, выработка электроэнергии увеличивается на 25-40% в зависимости от давления, в дополнение к электроэнергии, вырабатываемой реактивной турбиной, в зависимости от давления воды.

- Установка встречного вращения с реактивной турбиной и активным водяным колесом работает так же эффективно, как две отдельные гидротурбины. Также движение потоков воды в них не влияет друг на друга. Если по какой-либо причине одно из рабочих колес перестанет вращаться, оставшееся второе будет продолжать работать.

Список литературы:

1. G. Muller, K. Kauppert. Old water mills Britain 's new source of energy, New Civil Engineer International 5, 20-28 (2003)
2. R.U. Aliev, O.O. Bozarov, M. Abduqakhorova, Current conditions for the development of small hydroelectric power sources in Uzbekistan, Scientific Bulletin ASU 1, 16-23 (2018)
3. B.A. Nasir, Design Considerations of Micro-hydro-electric Power Plant, Energy Procedia 50,19–29 (2014)
4. E.B.K. Signe et al., Methodology of Feasibility Studies of Micro-Hydro power plants in Cameroon: Case of the Micro-hydro of KEMKEN, Energy Procedia 119, 17-28 (2017)
5. A.B. Bekbaev, P.G. Esyrev, T.M. Munkyzbai, M.T. Tolemis, K. Kadirbay,

N. Abdish, Hydraulic turbine "ALEMSAK", Republic of Kazakhstan, patent KZ (13) A4 (11) 25685, (51) F03B 7/00 (2011.01)

6. V.V. Semenov, Once-through hydraulic units of high and in excess of high speed, Gosenergoizdat, Moscow (1959)

7. S.F. Ergashev, R.U. Aliev, O.O. Bozarov, H.S. Osarov, Testing on a test stand of a hydro turbine with an internal diverter structure, 8th International Conference on Research in Humanities, Applied Sciences and Education, Berlin, Germany (2022)

8. O.O. Bozarov, Creation of a micro-hydroelectric unit with a reactive hydroaggregate for agricultural consumers, Doctoral thesis, Andijan branch of Tashkent State Agrarian University, Tashkent (2020)

9. K. Muratov, O. Tursunov, D. Kodirov, E.I. Ugwu, A. Durmanov, The use of renewable energy sources in integrated energy supply systems for agriculture, IOP Conference Series: Earth and Environmental Science 614(1), 012007 (2020)

10. D. Kodirov, O. Tursunov, A. Ahmedov, R. Khakimov, M. Rakhmataliev, Economic efficiency in the use of solar energy: A case study of Agriculture in Uzbekistan, IOP Conference Series: Earth and Environmental Science 614(1), 012031 (2020)

11. Z. Fu, K. Li, Y. Pang, L. Ma, Z. Wang, B. Jiang, Study on Water Jet Characteristics of Square Nozzle Based on CFD and Particle Image Velocimetry, Symmetry 14, 2392 (2022)

12. L. Chen, D. Gao, M. Cheng, Y. Cai, L. Guo, Effect of Special-Shaped Nozzle Structure on Water Jet Performance, Processes 10, 2066 (2022)

13. A. Begenir, H.V. Tafreshi, B. Pourdeyhimi, Effect of Nozzle Geometry on Hydroentangling Water Jets: Experimental Observations, Textile Research Journal 74(2), 178-184 (2004)

14. Ch. Hirsch, B. Tartinville, Reynolds-Averaged Navier-Stokes modelling for industrial applications and some challenging issues, International Journal of Computational Fluid Dynamics 23(4), 295-303 (2009)

15. E. Hassan, D.M. Peterson, D.K. Walters, E.A. Luke, Dynamic Hybrid Reynolds-Averaged Navier–Stokes/Large-Eddy Simulation of a Supersonic Cavity: Chemistry Effects, Journal of Propulsion and Power 35(1), 201-212 (2019)