

THE MAIN POWER PARAMETERS OF MICRO-HYDROELECTRIC STATION WITH THE JET WATER-WHEEL WITH A NOZZLE

R. Aliev

O. O. Bozarov

ЧИҚИШ СОПЛОЛИ РЕАКТИВ ГИДРОТУРБИНАЛИ МИКРО-ГЭСНИНГ АСОСИЙ ЭНЕРГЕТИК ПАРАМЕТРЛАРИ

Р.Алиев, О.О.Бозаров

Мақолада реактив принципда ишловчи гидравлик турбинага эга микро ГЭС қурилмаси чиқиш параметрларининг сув оқими ва конструкцион факторларга боғлиқлиги ўрганилган. Янги конструкция учун зарурий ҳисоблашлар ўзига хос реактив ҳаракат тенгламалари орқали бажарилиши тажрибада тасдиқланди. Яратилган микро ГЭС қурилмасининг дастлабки синаш натижаларидан олинган эксплуатацион параметрлари назарий ҳисоблашлардан олинган натижалардан 4÷5 % га фарқ қилиши аниқланди.

Калит сўзлар: микро ГЭС, реактив турбина, ишчи ғилдирак, уюрмали оқим, фойдали иш коэффициентини.

В статье исследована зависимость выходных параметров нового устройства микро ГЭС с гидротурбиной, работающей на основе реактивного принципа, от факторов водяного потока и конструкции. Экспериментально подтверждена, что необходимые вычисления для новой конструкции могут быть выполнены с помощью своеобразных дифференциальных уравнений для реактивного движения. Определено, что эксплуатационные параметры, полученные опытным испытанием изготовленного устройства микро ГЭС, отличаются от результатов расчета всего на 4÷5 %.

Ключевые слова: микро ГЭС, реактивная турбина, рабочее колесо, турбулентный поток, коэффициент полезного действия.

Қайта тикланувчи энергия манбаларидан фойдаланиш кўламини кенгайтириш жаҳон миқёсида актуал масалалардан бири бўлиб, экологик муаммоларни камайтириш ва ер ости ёқилғиларини тежашда муҳим ўрин тутди. Шунинг учун электр энергиясини олишнинг устувор йўналишларидан бири бўлган гидроэнергетика соҳасида ҳам илмий тадқиқотлар ўтказиш ва мавжуд гидроэнергетик қурилмаларни такомиллаштириш, фойдаланишга қулай янги авлодларини яратиш муҳим вазифа саналади. Ушбу соҳада жаҳон миқёсида паст босимли сув оқимларида ишловчи самарадор микро ГЭСларни яратиш устида изчил тадқиқотлар олиб борилмоқда. Мазкур соҳага сўнгги йилларда республикамизда алоҳида эътибор қаратилган.

Мавжуд табиий сув-оқава ресурслари ва шароитлардан келиб чиқиб, кичик – 2÷100 кВт қувватли микро ГЭСларга талаб, барча мамлакатларда бўлгани каби, бизнинг республикамизда ҳам кучли.

Европа, Хитой, Голландия ва Россия давлатларида ишлаб чиқарилаётган микро ГЭСлар, асосан, куракчали ғилдиракли тузилишда тайёрланмоқда [1. Б. 2]. Уларда сув босимининг кучи куракчаларнинг катта юзага берилиши, сув оқимининг уюрмаси туфайли тескари босим ҳосил бўлиши, сувнинг куракчаларга урилиш бурчаклари ҳисобига сочилиши каби факторлар қурилманинг айлантурувчи моменти ва фойдали иш коэффициентининг юқори бўлишига тўсқинлик қилади. Бундай камчиликларни бартараф этиш қурилма конструкциясини оптималлаштириш ёки реактив принципда ишловчи конструкцияга эга бўлган қурилмани яратиш орқали амалга оширилиши мумкин.

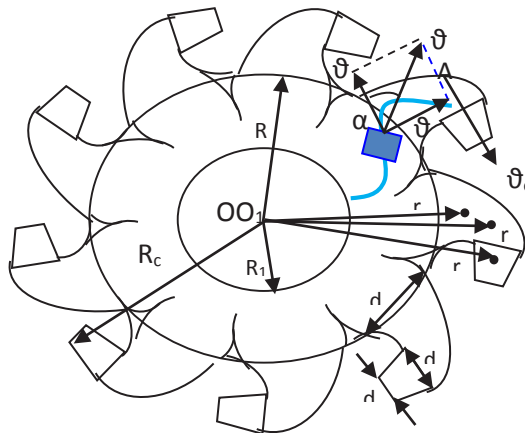
Муаллифлар томонидан таклиф қилинган янги микро ГЭС қурилмаси умумий электр тармоқдан автоном тарзда ва паст босимли оқава сувларда қўллашга мўлжалланган. Ушбу мақолада қурилманинг конструкцион асослари ва унинг фойдали иш коэффициентини ошириш имкониятлари таҳлил этилади.

Микро ГЭСнинг асосий иш бажарувчи қисми – гидротурбинасининг тузилиши анъанавий гидротурбиналардан конструктив ва принципал жиҳатдан тубдан фарқ қилади. Бу турбинага кирган сув оқими ишчи ғилдирак цилиндрига кириб, унга бириктирилган соплодан чиқиши ҳисобига пайдо бўлувчи реактив куч ишчи ғилдиракни 1-расмда кўрсатилган OO_1 вертикал ўққа нисбатан айлантурувчи куч моменти ҳосил қилади. Шу билан бирга, ишчи ғилдиракнинг айланиш частотаси ва энергетик кўрсаткичлари унга таъсир этаётган кучларгагина боғлиқ бўлмай, унинг инерция моменти ҳам боғлиқ. Соплодан чиқувчи сувнинг ишчи ғилдиракка берадиган ҳаракат микдори моменти P_e нинг вақт бўйича ўзгариши айлантурувчи моменти юзага келтиради. Бу катталиқ ишчи ғилдиракнинг инерция моменти билан қаттиқ жисмнинг айланма ҳаракати динамикасининг асосий тенгламаси орқали қуйидагича боғланган:

$$\frac{dP_e}{dt} = M, I_t \frac{d\omega}{dt} = M. \quad (1)$$

Бу ерда P_e - тўла ҳаракат миқдори моменти, I_t - ишчи ғилдиракнинг OO_1 айланиш ўқиға нисбатан тўлиқ инерция моменти, ω -айланишнинг циклик частотаси, M – айлантирувчи куч моменти. Айланувчи системанинг инерция моменти микро ГЭСнинг асосий техник факторларидан биридир, чунки унинг ортиб кетиши айланма ҳаракат энергиясининг камайишиға олиб келади. Шунинг учун системанинг инерция моментини олдиндан ҳисоблаш талаб этилади.

Турбинада соплодан чиқувчи сув ҳосил қилувчи F реактив кучини ҳисоблаш учун ундаги кировчи ва чиқувчи сув ҳаракат миқдорларининг фарқини ҳисоблаймиз.



1-расм. Гидротурбина ишчи ғилдирагининг горизонтал кесими (юқоридан кўриниши)

Турбина ичидаги сувнинг ҳаракат тезлиги ϑ_3 – ишчи ғилдиракнинг айланиш чизиқли тезлиги ϑ_a ва сувнинг айлана марказидан радиус бўйлаб йўналган ϑ_n нисбий тезликларининг геометрик йиғиндисидан иборат бўлади.

Соплога киришда сув оқимининг импульси:

$$K_3 = \rho S_3 \vartheta_3 \vartheta, \quad (2)$$

бу ерда ρ -сув зичлиги, ϑ -сув импульсининг қаралаётган кўндаланг кесимдаги сувнинг ўртача тезлиги. 1-расмдаги A нўқтаға таъсир этадиган реактив куч вектори қуйидагича ифодаланеди:

$$F = K_c - K_3. \quad (3)$$

(3) вектор тенгламага кировчи катталиклар учун қуйидагилар ўринлидир:

$$F = K_c - (-K_3 \cos \alpha) = K_c + K_3 \cos \alpha, \quad (4)$$

$$\cos \alpha = \frac{\vartheta_a}{\vartheta_3} = \frac{\omega r_0}{\vartheta_3}, \quad \alpha = \frac{\pi}{2},$$

$$F = \sqrt{K_c^2 + K_n^2}; \quad K_c = \rho S_c \vartheta_c^2; \quad K_3 = K_n = \rho S_3 \vartheta_n \vartheta. \quad (5)$$

Агар соплота киришдаги сув тезлиги ϑ_3 бўлганда турбинанинг айланишидан пайдо бўлувчи кўчирма тезлигини ҳисобға олмай, соплонинг кўндаланг кесимини ўзгармас деб қарасак, $K_c = K_n$, бўлади. Бу ҳолда қуйидаги ифода ўринли бўлади:

$$F = \sqrt{2} K_c = \sqrt{2} \rho S_c \vartheta_3^2. \quad (6)$$

Агар ишчи ғилдиракнинг айланиш частотаси етарли даражада катталашса, кировчи сув импульси ортади, шу билан бирга α бурчакнинг камайиши кузатилади ва K_3 векторнинг модули ортиб, йўналиши соплодан чиқувчи сув оқими йўналишиға тескари бўлади. Бу ҳолат реактив кучнинг катталашувиға олиб келади [3]. Энг замонавий ковшли турбиналарда ҳам бу куч қиймати бизнинг ҳисоблашларда олинган қийматларға яқин бўлади.

ТЕХНИКА

Айлантирувчи куч моментини ифодаловчи динамик тенгламанинг ечимидан қуйидаги ифодани олиш мумкин [4]:

$$M_z = -N\rho R_c^3 \vartheta_c (\vartheta_c - \omega_z R_c) = -N\rho R_c^3 \vartheta_c^2 (1 - \cos \beta). \tag{7}$$

(3)÷ (5) тенгламаларни (7) ифода орқали топилган куч momenti ифодаси билан биргаликда ечиб, ишчи ғилдиракнинг ω_z циклик частотасини топиш мумкин:

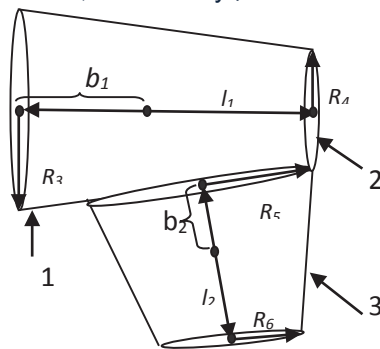
$$\omega_z = \frac{\vartheta_c^2 (R_c^2 - r_c^2)}{R_3^2 R_c \vartheta_3 + R_c^3 \vartheta_c}. \tag{8}$$

Бу ерда R_c – айланиш ўқидан сув чиқувчи сопло марказигача бўлган масофа, r_c – соплонинг сув чиқиш канали радиуси, N - соплолар сони, ϑ_3, ϑ_c –мос ҳолда сувнинг соплога кириши ва чиқишидаги тезликлари.

Қаралаётган системанинг инерция моментини ҳисоблаш учун уни қуйидаги қисмларга ажратиб олинди (2-расм):

- 1) айланувчи валга маҳкамланган цилиндр баландлиги L , асос радиуси R_2 ;
- 2) юқори ва пастки асосга ёпиштирилган дисклар, юқори тешиги радиуси R_1 ;
- 3) цилиндрга ёпиштирилган катта асоси d_3 диаметрли конуссимон, бурилган сопло;
- 4) соплога учига бириктирилган мос ҳолда d_4, d_5 диаметрли конуссимон конфузур ва диффузурга эга бўлган сув чиқиш насадқаси;

Асос цилиндрини бир бутун деб олиб, айланиш ўқига нисбатан инерция моментини ҳисоблаб,



2-расм. Турбина соплосининг конуссимон қисми

ундан чиқиш каналлари ҳосил қиладиган куч моментларини олиб ташлаймиз. Ички ва ташқи радиуслари мос равишда R_2-x, R_2 бўлган dh баландликдаги ҳалқанинг массаси қуйидагича ифодаланади:

$$dm = \pi\rho(R_2^2 - (R_2 - x)^2)dh. \tag{9}$$

Бу ҳалқанинг инерция momenti учун қуйидаги ифода ўринли бўлади:

$$dI = \frac{1}{2} dm(R_2^2 + (R_2 - x)^2)dh. \tag{10}$$

(9) ифодани (10) га қўйиб, $(0;L-2x)$ ораликда интеграллаб, цилиндрнинг тўла инерция momenti учун қуйидаги натижани олиш мумкин:

$$I_1 = \int_0^{L-2x} \frac{\pi\rho}{2} (R_2^4 - (R_2 - x)^4)dh = \frac{\pi\rho}{2} (R_2^4 - (R_2 - x)^4)(L - 2x). \tag{11}$$

Цилиндрнинг устки ва остки ёпувчи дисклари инерция momentлари учун

$$I_2 = \int_0^x \frac{\pi\rho}{2} R_2^4 dh = \frac{\pi\rho}{2} R_2^4 x. \tag{12}$$

ифодани оламиз [1].

Цилиндрдаги тешиklarнинг диаметрлари унга бириктирилган сопллар диаметрларига тенг. Улар айнан бир хил диаметрли бўлгани учун бир донасининг бириктирилган юзаси эгаллаган дисkning инерция моментини ҳисоблаб, сопллар сонига кўпайтириб, цилиндрнинг тўла инерция моментидан айриб ташлаш мумкин, чунки сопллар айлана бўйлаб айланиш ўқига нисбатан симметрик жойлашган.

d_3 диаметрли дискчанинг массаси ва инерция momenti учун мос ҳолда ушбу ифодага эга бўламиз:

$$m_0 = \pi \rho R_3^2 x, \quad I_3 = N I_0 = N \pi \rho R_3^2 x \left(R_2 + \frac{x}{2} \right)^2. \quad (13)$$

Цилиндркорпуснинг тўла инерция momenti қуйидагича ташкилий қисмлардан иборат:

$$I_{st} = I_1 + I_2 - I_3. \quad (14)$$

Цилиндр ичида вертикал 90° га бурилиш ва кенгайиш рўй бергани сабабли энергия йўқотилиши кузатилади, уни камайтириш мақсадида текис бурилишни таъминлаш учун валга нисбатан симметрик ички конус цилиндрнинг асосига ўрнатилади. Ушбу конуснинг валга нисбатан инерция momenti қуйидаги ифода билан аниқланади:

$$I_4 = \frac{\pi \rho l_{1k}}{2} x (R_1^3 + 2x^2 R_1 + 2x R_1^2 - x^3). \quad (15)$$

1-расмдаги соплнинг инерция моментини айланиш ўқига нисбатан ҳисоблаш анчагина мураккаб, функционал боғланишга эга бўлгани учун цилиндрга бириктирилган конуссимон соплони иккита конусдан ташкил топган система деб қараш қулай бўлади. Бу ҳолда 2-расм бўйича ҳисобланган инерция momenti асидан жуда кам – $1,5 \div 2\%$ га фарқ қилади [5]. Расмда келтирилган конструкциянинг ҳар бир қисми инерция моментини уларнинг оғирлик марказидан ўтувчи ўққа нисбатан ҳисоблаб, сўнг бу нуқталардаги инерция моментларини Гюгенс-Штейнер теоремасига асосан айланувчи валга нисбатан ҳисоблаб чиқилади.

2-расмда келтирилган $1 \div 3$ қисмларнинг инерция моментлари мос ҳолда қуйидагича бўлади:

$$I_{c1} = \pi \rho l_1 x (R_3 + R_4 - x) \left(R_2 + \frac{l_1}{2} - b_1 \right)^2, \quad I_{c2} = \pi \rho R_4^2 x \left(R_2 + \frac{l_1}{2} - \frac{x}{2} \right)^2, \\ I_{c3} = \pi \rho l_2 x (R_5 + R_6 - x) \left(R_2 + \frac{l_2}{2} - R_5 \right)^2. \quad (16)$$

Соплнинг айланувчи ўққа нисбатан тўла инерция momenti қуйидагича натижавий ифодага эга:

$$I_5 = N (m_1 r_1^2 + I_{c1} + m_2 r_2^2 + I_{c2} + m_3 r_3^2 + I_{c3}). \quad (17)$$

(9)÷(17) формулаларда ρ , x лар мос ҳолда ишчи ғилдирак ясалган металлнинг зичлиги ва унинг қалинлиги, m_1 , m_2 , m_3 – сопл қисмларининг массалари, r_1 , r_2 , r_3 – сопл қисмларининг оғирлик марказидан айланувчи ўққача бўлган масофа.

Ишчи ғилдирак цилиндри ва соплоси ичида доимий сув тўла тургани учун сувнинг ҳам айланувчи валга нисбатан инерция моментларини ҳисоблаб қуйидаги натижани оламиз:

$$I_{ks} = \frac{\pi \rho_s}{10} (R_2 - R_1)^4 L_k, \quad I_{us} = \frac{\pi \rho_s}{2} (R_2 - x)^4 (2R_3 - x). \quad (18)$$

Бир дона соплдаги сувнинг инерция моментлари қуйидагича ифодаланани:

$$I_{ck} = \pi \rho_s \frac{R_3 + R_4 - 2x}{2} l_1 \left(R_2 + \frac{l_1 - x}{2} - b_1 \right)^2, \\ I_{cs} = \pi \rho_s \frac{R_6 + R_5 - 2x}{2} \cdot l_2 (R_2 + l_1 - R_5)^2. \quad (19)$$

Сопллардан чиқувчи сувнинг ўққа нисбатан тўла инерция моментининг ифодаси қуйидаги кўринишга эга:

$$I_6 = N (m_1 r_1^2 + I_{ck} + m_2 r_2^2 + I_{cs}). \quad (20)$$

Қаралаётган системанинг тўлиқ инерция momenti барча топилган инерция моментларининг алгебраик йиғиндисидан иборат [6]:

ТЕХНИКА

$$I_t = I_{st} + I_4 + I_5 + I_6. \quad (21)$$

Олинган ифодалардан фойдаланиб, тажриба-синов учун тайёрланган гидравлик турбина учун бир қатор ҳисоблашлар амалга оширилди ва натижалар 1-жадвалда келтирилди.

1-жадвал

Тажриба-синов учун ясалган реактив гидротурбинанинг инерция моментини ҳисоблаш натижалари

№	I_1	I_2	I_3	I_4	I_5	I_6	$I_t(k\text{э}^*m^2)$
1	2,37178	2,50798	1,89984	7,41278	0,2435	0,3039	18,1897
	7	1	2	9	7	6	3

Сув оқимининг гидротрубина ичидаги ҳаракати давомда гидравлик ва маҳаллий қаршилиқлар туфайли йўқотиладиган энергияни ҳисоблашда мос кесимлар учун Бернулли тенгламалари ечилиб, оқим режими аниқланди.

Умумий ҳолда йўқотилган энергияни босим орқали ифодалаш мумкин:

$$\Delta P = \xi \frac{\rho V^2}{2}, \quad (22)$$

бу ерда, ξ - йўқотилган энергия ва оқимнинг кинетик энергиялари орасидаги пропорционаллик коэффициентини, V - сув оқимининг ўртача тезлиги бўлиб, ΔP ни ҳисоблашда гидравлик қаршилиққа учрашдан олдинги тезлиги олинади. Труба қўндаланг кесими кескин камайган жойга ўтишида эса қаршилиқдан кейинги ўртача тезлиги олинади зарур [7].

Сув оқимининг қатламлари орасидаги динамик қовушқоқлик туфайли юзага келадиган ишқаланиш кучи оқимга қаршилиқ кучини пайдо қилиб, оқим кинетик энергиясининг камайишига олиб келади.

Гидравлик қаршилиқ коэффициенти $\xi_{\text{ишқ}}$ труба узунлиги L , труба диаметри d ва Рейнольдс сонига боғлиқ бўлган ишқаланиш коэффициенти (Дарси коэффициенти) λ га боғлиқ бўлади, яъни:

$$\xi_{\text{ишқ}} = \frac{\lambda L}{d}, \quad d = \frac{4S}{\Pi} = \frac{4\pi r^2}{2\pi r} = 2r. \quad (23)$$

бу ерда, d - гидравлик диаметр, Π - намланган периметр, r - труба геометрик радиуси.

Сув оқим режимини аниқлаш учун Рейнольдс сонини ҳисоблаймиз. Агар сув устуни баландлиги $H_0=2\text{m}$, сувнинг турбинага киришдаги тезлиги учун $V_0=5.95\text{ m/s}$, $d=0.273\text{m}$, 15° температурада динамик қовушқоқлик коэффициенти учун $\eta=0,0114$ [8] деб олсак, $Re = \frac{V_0 d \rho}{\eta}$ ифодадан фойдаланиб, $Re=140921$ қийматни оламиз. Кўриниб турибдики, турбина ичида сув оқими уюрмали характерга эга бўлади.

λ – Дарси коэффициентининг қиймати трубанинг ноқислик даражасига ва Рейнольдс сонига боғлиқ. Стабиллашган оқимда силлиқ трубадаги турбулент режимда оқувчи суюқлик учун ($10^5 \leq Re \leq 10^8$) Никурадзе формуласидан фойдаланишимиз мумкин [8]:

$$\lambda = 0.0032 + 0.22 \cdot Re^{-0.237}. \quad (24)$$

Академик Н.Н.Павловскийнинг трубалардаги сув оқими учун $C = (1/n)R^n$ формуласи, n ва C нинг боғланиш жадвалидан диаметри $D < 4\text{m}$ дан кичик трубалардаги оқимлар учун

$$\lambda = 8gn^2 \left(\frac{4}{D}\right)^{3\sqrt{n}} \quad (25)$$

формуладан фойдаланиш мумкин. n – ғадир будирлик даражаси [9].

Н.Н.Павловский таклифи бўйича аксарият лойиҳалашларда кичик диаметрли трубалардаги оқим учун $n=1/6$; $n=1/90$ деб олинади. Бу ҳолда λ учун

$$\lambda = \frac{0,0154}{\sqrt[3]{D}} \quad (26)$$

ифода ўринли бўлади. Ўтказилган тажрибаларда труба диаметри $D=0,273\text{ m}$, $V_0=5.95\text{ m/s}$ бўлган ҳолда λ ҳисобланди. Ҳисоблашлар (24) формуладан фойдаланганда $\lambda = 0,0032 + 0,22Re^{-0,237} = 0,0032 + 0,22 \cdot 140921^{-0,237} = 0,0165$;

(26) формуладан фойдаланилганда $\lambda = \frac{0,0154}{\sqrt[3]{0,3}} = 0,023$ бўлишини кўрсатди.

Кўринадики, Н.Н.Павловский формуласидан олинган натижа катта, шу коэффициентдан фойдаланиб ишқаланиш ҳисобига йўқоладиган энергияни ҳисоблаймиз:

$$h = \frac{\lambda L}{d} \cdot \frac{V_0^2}{2g} = \frac{0,023 \cdot 0,7}{0,3} \cdot \frac{V_0^2}{2g} = 0,0537 \cdot \frac{V_0^2}{2g}; \quad (27)$$

Демак, турбина ичидаги турбулент ҳаракат давомида суюқлик оқимининг ишқаланиш эвазига энг кўпи билан 5÷6% атрофида кинетик энергияси йўқотилар экан.

Маҳаллий қаршилиқлар натижасида йўқотиладиган босимни аниқлашда соплга киргунча бўлган тўла қаршилиқ коэффициенти учун ҳисоблашлар натижасида қуйидаги ифода олинди:

$$\xi_{\text{сопл}} = 1 + \frac{2S_2}{\alpha NS_3} \left(1 - \frac{S_2}{NS_3}\right) - \frac{1}{\alpha} \left(\frac{S_2}{NS_3}\right)^2 \left(1 - \frac{S_2}{NS_3}\right)^2. \quad (28)$$

Сув оқими соплга киришдан бошлаб ундан чиқишга қадар конуссимон конфузор орқали сиқилади, конус ҳосил қилиш бурчаги 30°ни ташкил этса, унинг оқимга қаршилиги жуда кичик бўлиб, босим йўқотилишини эътиборга олмаслик мумкин, лекин бизнинг тажрибамизда сув оқими сиқилишдан ташқари 90° га бурилади. Бу ҳолда оқим текис, уярма ҳосил қилмай бурилишини таъминлаш мақсадида сопл девори шундай лойиҳаланганки, унга уриладиган сув оқими ҳар бир нуқтадан қайтганда сопл чиқиш юзасига тик йўналади. Бу билан 90°га текис бурилишдаги қаршилиқ коэффициенти ишлатиш имкониятига эгамиз [10]. Сувнинг соплдан чиқишидаги бурилиши ва кенгайишида ҳосил бўладиган қаршилиқ коэффициенти учун $V_4=V_c$, $S_6=S_c$ Бернулли тенгламаси тузиб, уни ечишдан қуйидаги натижа олинди:

$$\xi_6 = \frac{S_3}{S_6} - \sqrt{\left(\frac{S_3}{S_6} - 1\right)^2} - \xi_{90^\circ}. \quad (29)$$

Юқоридаги (21), (28), (29) формулалардан олинган натижаларни гидротурбина ишчи ғилдирагининг айланма ҳаракат кинетик энергияси, ҳар секунддаги сув сарфи ва гидротурбинанинг фойдали иш коэффициенти учун олинган қуйидаги ифодаларга қўйиб, санаб ўтилган катталиқларнинг қийматларини оламиз:

$$E_o = \frac{I_t \omega_z^2}{2}; \quad Q = N \rho S_c \vartheta_c; \quad \eta_{gid} = \frac{E_o}{\rho g H_o} \cdot 100\%. \quad (30)$$

Юқорида аниқланган формулалар орқали микро ГЭСнинг ўлчамлари ўзгармаган ҳолда ундан олинандиган электр қуввати, сув сарфи ва фойдали иш коэффициенти (ФИК)нинг сув устуни баландлигига мос ҳолда ўзгаришларини тўла таҳлил этиш мумкин.

Турли турбиналарнинг таққослаш учун умумийлик жиҳатлари мавжуд бўлиб, уларни ўхшашлик принципи бирлаштиради. Турбиналарнинг ўхшашлик принципи орқали сув сарфи, босими ва қувватлари орасида қуйидагича боғланишлар мавжуд [11]:

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{n_H D_H^3}{n_M D_M^3}, \quad \frac{H_H}{H_M} = \frac{n_H^2 D_H^2}{n_M^2 D_M^2}, \quad \frac{P_H}{P_M} = \frac{n_H^2 D_H^2}{n_M^2 D_M^2}. \quad (31)$$

Бу ерда “н” табиий, “м” эса моделлаштирилган ғилдиракка тегишли белгилаш. Айни бир қаралаётган турбинанинг турли айланиш частоталарида ўхшашлик қонуни қуйидаги кўринишда бўлади:

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{n_1}{n_2}, \quad \frac{H_H}{H_M} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2, \quad \frac{P_H}{P_M} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2. \quad (32)$$

$H_e = 1$ м босимда $Q_e = 0,075$ м³/с унумдорликка эришувчи турбина эталон қилиб олинганини эътиборга олсак, янги турбинанинг тезкорлик даражасини ҳисоблаш учун қуйидаги ифодага эга бўламиз:

ТЕХНИКА

$$n_s = n \left(\frac{Q}{Q_e} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{H_e}{H} \right)^{\frac{3}{4}} = \frac{3,65nQ^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}}. \tag{33}$$

Сув устуни баландлигининг турли қийматлари учун олинган ҳисоблаш натижалари қуйидаги 2-жадвалда кўрсатилган.

2-жадвал

H (м)	N	R_c (м)	V_c (м/с)	Q (л/с)	P (Вт)	ФИК (%)	M (Н*м)
2	12	0,032	5,116691	197,4241	2584,333	66,71899	637,5475
3	12	0,032	6,411163	247,3704	5083,833	69,83182	1309,735
4	12	0,032	7,485017	288,8043	8090,201	71,38823	2102,995
5	12	0,032	8,423061	324,9981	11528,98	72,32208	2991,556
6	12	0,032	9,266631	357,5466	15351,34	72,94465	3959,706
7	12	0,032	10,03957	387,3699	19522,07	73,38934	4996,723
8	12	0,032	10,75711	415,0557	24014,17	73,72286	6094,751
9	12	0,032	11,42969	441,0069	28806,1	73,98226	7247,757
10	12	0,032	12,06484	465,5136	33880,16	74,18978	8450,941

Юқорида айтиб ўтилганлар асосида лойиҳаланадиган конструкциянинг ташкилий қисмлари, жумладан, ўлчами, сопллар ва сув перпендикуляр урилишини таъминловчи статорлар сонининг бошқа параметрлар билан ўзаро боғланишини қараб чиқамиз.

Турбинанинг қуввати (P)га бевосита таъсир кўрсатадиган асосий факторлардан бири сув устунининг баландлиги (H_o)дир. Асосий физик катталиклар ўртасидаги муносабат қуйидаги тенглама ёрдамида ифодаланиши мумкин:

$$P = \pi \rho g R_c^2 H_o^2 \eta_{gid}. \tag{33}$$

Бу ерда P - турбина фойдали қуввати, ρ - сувнинг зичлиги, g - эркин тушиш тезланиши, $R_{г-}$ горизонтал сув кириш жойининг гидравлик радиуси, H_o - сув устунининг баландлиги, η_{gid} - турбинанинг фойдали иш коэффициенти.

Горизонтал сув канали соплосини доира шаклида деб тасаввур қилинса, $Q = N \pi r_c^2 v_c$ ни эътиборга олиб, унинг геометрик ўлчами (радиуси) қуйидагича ифодаланади:

$$r_c = \sqrt{\frac{q}{\pi \varphi \sqrt{2gH_o}}}. \tag{34}$$

Бу ерда q - бир дона соплдан бир секундда чиқадиган сув сарфи. Соплнинг диаметри учун $d_c = 2r_c$ ўринли бўлади.

Реактив ҳаракатнинг самарадорлигини ошириш мақсадида статорнинг ички деворига ўрнатилган кайтаргичлар сони k учун қуйидагини ёзиш мумкин

$$k = \frac{\pi(R_c + h_{st})}{d_c}, \tag{35}$$

бу ерда $R_c + h_{st}$ - статорнинг ички радиуси.

Гидротурбинанинг ишчи ғилдирагидан сув оқими чиқиши учун ўрнатилган каналлар ёки сопллар сонини

$$N = \frac{Q}{q}. \tag{36}$$

шаклида ифодалаш мумкин. Кўрилатган микро ГЭСнинг ФИК гидротурбинанинг, валдаги айланма ҳаракатни узатувчи қурилма ва генераторнинг фойдали иш коэффициенти кўпайтмасидан иборат бўлади, яъни [12, 13]га кўра

$$\eta_{ГЭС} = \eta_{gid} \eta_{ген} \eta_{узатма}, \tag{31}$$

бу ерда, $\eta_{\text{гэс}}$, η_{gid} , $\eta_{\text{ген}}$, $\eta_{\text{узатма}}$ лар мос ҳолда микро ГЭС, гидротурбина, генератор ва оралик механик юритмаларининг фойдали иш коэффициентлари.

[14] ишда қўрилган паст босимга мўлжалланган микро ГЭСларни моделлаштириш ва энергетик параметрларини ҳисоблаш алгоритми, асосан, чархпалак ва пропеллерли ишчи ғилдираклар учун ўринли бўлиб, қаралаётган конструкция учун ҳисоблашлар ўзига хос реактив ҳаракат тенгламалари орқали ифодаланиши тажрибада тасдиқланди. Яратилган микро ГЭС қўрилмасининг дастлабки синаш тажрибаларидан олинган эксплуатацион параметрлар назарий ҳисоблашлардан олинган натижалар билан 4÷5 % га фарқ қилиши аниқланди.

Адабиётлар

1. Сухоцкий А.Б. Вторичные энергетические ресурсы. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии. Учебно-методическое пособие – Минск: БГТУ, 2012. – 92 с.
2. Чернюк А.М. Анализ и оптимизация составного оборудования малых ГЭС для автономного энергоснабжения военных объектов и инфраструктур. // Збірник наукових праць Харківського університету Повітряних Сил. – 2015. – № 4(45). – С. 124 – 128.
3. Бозаров О.О., Носиров И.З. Микро-ГЭС с реактивной гидравлической турбиной // Материалы международной научно-практической конференции “Наука и высшая школа в инновационной деятельности”. – Уфа: Омега-сайнс. 2018. – С. 38 – 40.
4. Роберт Л. Халфман. Динамика. – Москва: Наука, 1972. – С.166 – 170.
5. Кривцов В.С., Олейников А.М. и др. Неисчерпаемая энергия. Кн. 1. Ветроэлектрогенераторы. Учебник. – Харьков. – 2003. – 400 с.
6. Aliev R.U., Bozarov O.O. Reactive Hydraulic Turbine with Power up to 100 KW on the Basis of LOVAL SNIP // International Journal of Advanced Research in Science, Engineering and Technology. – 2018. – Vol. 5. – Issue 12. – P. 7446 – 7451.
7. О программе развития гидроэнергетики на 2016 – 2020 годы // Собрание законодательства Республики Узбекистан, 2015. – №46. – 585 с; 2017. – №32. – 817 с.
8. Киселев П.Г. Справочник по гидравлическим расчетам. – Москва: Госэнергоиздат, 1970. – 57 с.
9. Аверин С.И., Минаев А.Н., Швыдкий В.С., Ярошенко Ю.Г. Механика жидкости и газа. – Москва: Металлургия, 1987. – 302 с.
10. Бозаров О., Алиев Р. Электроэнергия қуввати 5-100кВт бўлган реактив принцида ишловчи микро-ГЭС гидротурбинаси лойиҳаси // Республика илмий-амалий конференцияси материаллари, АндМИ. –Андижон, 2018. – Б. 68 – 72.
11. Бозаров О.О., Носиров И.З. Реактив гидротурбинали самарадор микро-ГЭС // Машиностроение. – 2018. – №2 (9). – С. 59 – 65.
12. Кажинский Б.Б. Простейшая гидроэлектростанция. – Москва: ДОСАРМ, 1950. – 55 с.
13. Юреньков В.Н., Иванов В.М., Клейн Г.О., Блинов А.А., Родивилина Т.Ю., Иванова П.В. Методика расчета обтекания лопасти водяного колеса // Вестник АлтГТУ им. И.И.Ползунова. – 2006. – №2. – С. 143 – 150.
14. Жабудаев Т.Ж. Построение модели и алгоритма расчета параметров микро-ГЭС с учетом гидрологических особенностей малых водотоков // Автореферат дисс. ...канд.техн.наук. – Бишкек, 2013. – 23 с.

THE MAIN POWER PARAMETERS OF MICRO-HYDROELECTRIC STATION WITH THE JET WATER-WHEEL WITH A NOZZLE

R. Aliev^a, O. O. Bozarov^b

Ilmiy xabarnoma. Fizika-matematika tadqiqotlari – Scientific Bulletin. Physical and Mathematical Research. 2019. 1(42). 52–60.

^aAndijan State University, Andijan, 170100, str. University, 129 (Uzbekistan). E-mail: agsu_info@edu.uz

^bAndijan machine building institute, Andijan, 170119, str. Bobur Shokh, 56 (Uzbekistan). E-mail: info@andmiedu.uz

Key words: micro-hydroelectric power station, the jet turbine, the driving wheel, a turbulent stream, efficiency.

The article is devoted to the experimental and calculation research of dependences of the main target parameters of the new device of micro-hydroelectric power station with the water-wheel working on the basis of a jet principle from numerous factors of a water stream and a design of a pre-production model. Authors specify lacks of traditional micro-hydroelectric power stations with active water-wheels and with the purpose overcoming of lacks the design of micro-hydroelectric power station with jet water-wheel is offered. The water stream entering the working cylinder of the hydrounit, flows with a great speed through the target nozzle, fixed perpendicularly to driving wheel radius. Water streams hit on perpendicularly fixed on an internal wall external stators and create the jet rotating moment of the driving wheel.

Frequency of rotation of the driving wheel of the device depends also on its inertial moment. Therefore during the research the basic equations of a rotary motion of a firm body are used.

The special equations for jet movement of a water stream are received and calculations of the inertial moments of the working cylinder with target channels and perpendicular to cylinder radius typical a nozzle are executed. The rotating power moments of jet movement of a target water stream are calculated. Parametres of micro-hydroelectric power station in the form of the table and the results of experiments allow to create micro-hydroelectric power station with high efficiency. It is experimentally confirmed that necessary calculations for a new design can be executed by the original differential equations for jet movement. It is defined that the operational parameters received by testing of the made device of microhydroelectric power station differ from the results of calculation of all on 4÷5 %.

Potential possibilities of a natural water stream the results of the work, allow to calculate easily working constructional parameters and target capacity of micro-hydroelectric power station with the jet water-wheel. In other words, the given work has the applied value, the received equations and results of calculation can be used in designing a new micro-hydroelectric power station with various construction and target power in parametres.

References

1. Suhotsky, A.B. (2012) *Vtorichnye energeticheskiye resursy. Netrditsionnye i vozobnovlyayemye istochniki energii* [Secondary power resources. Nonconventional and renewable energy sources]. Teaching guide – Minsk: BG TU
2. Chernjuk, A.M. (2015) Analiz i optimizatsiya sostavnogo oborudovaniya malyh GES dlya avtonomnogo energosnableniya voennykh obektov i infrasstruktur [The analysis and optimisation of the compound equipment of small hydroelectric power stations for independent power supply of military facilities and infrastructures]. *Zbirk naukovih prac Harkivskogo universitetu Povitryanih Sil*, Issue 4 (45). pp. 124 – 128.
3. Bozarov, O.O., Nosirov, I.Z. (2018) Micro-GES s reaktivnoy gidravlicheskoj turbinoy [Micro-hydroelectric power station with the jet hydraulic turbine]. *Materials of international scientific practical conference "The Science and the higher school in innovative activity"*. Ufa: Omega science. pp. 38 – 40.
4. Robert, L. Halfman (1972) *Dinamika* [Dynamics]. Moscow: Nauka.
5. Krivtsov, V.S., Olejnikov, A.M. (2003) *Neischerpayemaya energiya* [Inexhaustible energy]. Book 1. *Vetroelektrogeneratory* [Wind power generators]. Kharkov.
6. Aliev, R.U., Bozarov, O.O. (2018) Reactive Hydraulic Turbine with Power up to 100 KW on the Basis of LOVAL SNIP. *International Journal of Advanced Research in Science, Engineering and Technology*. Vol. 5, Issue 12. pp. 7446-7451.
7. *O programme razvitiya gidroenergetiki na 2016 – 2020 gody* [On the program of development of water-power engineering on 2016 – 2020]. Collected Legislation of the Republic of Uzbekistan, 2015, No. 46, Art. 585; 2017, No. 32, Art. 817
8. Kiselev, P.G. (1970) *Spravochnik po gidravlicheskim raschetam* [A Reference on hydraulic calculation]. Moscow: Gosenergoizdat.
9. Averin, S.I., Minaev, A.N., Shvydkij, V.S., Yaroshenko, Y.G. (1987) *Mekhanika zhidkosti i gaza* [Mechanics of liquid and gas]. Moscow: Metallurgiya.
10. Bozarov, O., Aliev, R. (2018) Elektr quvvati 5-100 kWt bo`lgan reaktiv prinsipda ishlovchi mikro-GES loyihasi [Project of electric power station with 5-100 kWt and jet hydroturbine]. *Materials of the Republican Scientific and Practical Conference*. Andizhan. pp. 68-72.
11. Bozarov, O.O., Nosirov, I.Z. (2018) Reaktiv turbinali samarador mikro-GES [Hydroelectric power station with jet and efficiency hydroturbine]. *Mashinostroyeniye*. Issue 2 (9). pp. 59-65.
12. Kazhinsky, B.B. (1950) *Prosteyschaya gidroelektrostantsiya* [Elementary hydroelectric power station]. Moscow: DOSARM.
13. Yurenkov V.N., Ivanov V.M., Klejn G.O., Blinov A.A., Rodivilina T.Y., Ivanova P.V. (2006) Metodika rascheta obtekaniya lopasti vodyanogo koleasa [The design procedure of a flow of the blade of a water wheel]. *Vestnik AltGTU*. Issue 2. pp. 143-150.
14. Zhabudaev, T.Zh. (2013) *Postroyeniye modeli i algoritma rascheta parametrov mikro-GES s uchetom gidrologicheskikh osobennostej malyh vodotokov* [Construction of model and algorithm of calculation of parametres of micro-hydroelectric power station taking into account hydrological features of small water currents]. Abstract of dissertation on the candidate of technical sciences. Bishkek.

Муаллифлар ҳақида маълумот

Алиев Райимжон – техника фанлари доктори, Андижон давлат университети физика кафедраси профессори.
E-mail: alievuz@yahoo.com

Бозаров Ойбек Одилевич – Андижон машинасозлик институти электротехника, электроника ва энергетика кафедраси тадқиқотчиси. E-mail: obozarov@inbox.ru

2018 йил 21 декабрда қабул қилинган