

О.В. ПОТЕТЕНКО, канд. техн. наук, проф., НТУ «ХПИ», Харьков,
О.М. ГРИШИН, ст. преп., НТУ «ХПИ», Харьков,
Л.Р. РАДЧЕНКО, н.с., НТУ «ХПИ», Харьков,
Л.К. ЯКОВЛЕВА, ст. преп., НТУ «ХПИ», Харьков,
Е.С. КРУПА, м.н.с., НТУ «ХПИ», Харьков,
О.С. ВАХРУШЕВА, м.н.с., НТУ «ХПИ», Харьков,
А.А. ГУЛАХМАДОВ, асп., НТУ «ХПИ», Харьков

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС РАДИАЛЬНО-ДИАГОНАЛЬНОЙ ГИДРОТУРБИНЫ (РОД). МЕТОДИКА ПОСТРОЕНИЯ ПРОГНОЗНОЙ УНИВЕРСАЛЬНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Розглянутий робочий процес радіально-діагональної гідротурбіни і пропонується метод побудови прогнозу характеристики. Проведено порівняння пропонованої гідротурбіни РОД400 з гідротурбіною РО400

Ключові слова: радіально-діагональна турбіна, проточна частина, робоче колесо, енергетичні характеристики, прогнозна універсальна характеристика

Рассмотрен рабочий процесс радиально-диагональной гидротурбины и предлагается метод построения прогнозной характеристики. Проведено сравнение предлагаемой гидротурбины РОД400 с гидротурбиной РО400

Ключевые слова: радиально-диагональная турбина, проточная часть, рабочее колесо, энергетические характеристики, прогнозная универсальная характеристика

The working process of radial-diagonal hydro-turbine is considered and the method of construction of prognosis description is offered. Comparing of the offered hydro-turbine of ROD400 is conducted to the hydro-turbine of RO400

Keywords: radial-diagonal turbine, running part, driving wheel, power descriptions, prognosis universal description

Дальнейший технический прогресс связан с повышением на душу населения потребления энергоресурсов. Энергетические ресурсы Земли по данным на 1993 год составляют:

Уголь, нефть, газ 11×10^{12} т.у.т.	Ветровая энергия 2×10^{12} т.у.т.
Уран 8×10^{12} т.у.т.	Гидроэнергия 7×10^{12} т.у.т.
Солнечная энергия 900×10^{12} т.у.т.	Геотермальная энергия 1770×10^{12} т.у.т.

Мировое энергопотребление 0.01×10^{12} т.у.т.

Ряд возобновляемых энергоресурсов с большими задержками используется для производства энергии вследствие сравнительно низких по плотности энергетических потоков:

Волновая энергия < 100 квт/м ²	Энергия приливов $0,002$ квт/м ²
Ветровая < 3 квт/м ²	Биомасса $< 0,0002$ квт/м ²
Солнечная $< 0,1$ квт/м ²	Геотермальная $< 0,00006$ квт/м ²

Для сравнения:

сжигание угля на крупных электростанциях 500 квт/м²

ядерная энергетика 600 кВт/м²

В заключение следует отметить, что многие специалисты в области энергетики склоняются к тому, что дальнейшее развитие выработки электроэнергии будет связано с атомной энергетикой и с увеличением потребления органического топлива.

Как известно, крупные энергоблоки потребляющие органическое или ядерное топливо и оборудованные мощными паровыми турбинами не могут эксплуатироваться в режиме снятия пиковых нагрузок суточного регулирования. Во многих развитых странах расширяется строительство гидроэлектростанций (ГЭС) и гидроаккумулирующих станций (ГАЭС) призванных к эксплуатации на пиковых нагрузках суточного регулирования.

Как видно из вышеприведенных цифр мировые запасы гидроэнергии далеко не исчерпаны. Что касается Украины, то, по мнению специалистов, гидроэнергетические ресурсы здесь используются менее чем на 10%.

В плане строительства новых ГЭС и ГАЭС возникает задача повышения энергокавитационных показателей гидроагрегатов работающих на пиковых нагрузках и в первую очередь это связано с расширением по расходам

(мощностям) и напорам зоны надежной и высокоэффективной эксплуатации гидротурбин.

В этом направлении рассматривается рабочий процесс нового типа радиально-диагональных гидротурбин (рис. 1).

Рабочий процесс радиально-диагональной гидротурбины основан на комбинаторной

трехэлементной зависимости согласующей открытие направляющего аппарата расположенного перед рабочим колесом РОД гидротурбины с разворотом лопаток промежуточного направляющего аппарата и углом разворота лопастей диагонального колеса, направленной на минимизацию потерь напора при различных режимах эксплуатации РОД гидротурбин. В соответствии с комбинаторной зависимостью общий напор РОД гидротурбины $H^{(РОД)}$ срабатывается на радиально-осевой лопастной ступени $H^{(РО)}$ и на диагональной лопастной ступени $H^{(Д)}$ при условии $H^{(РОД)} = H^{(РО)} + H^{(Д)}$, обеспечивая при этом, путем изменения соотношений срабатываемых напоров на каждой ступени (комбинаторная зависимость), минимум потерь суммарно срабатываемого напора $H^{(РОД)}$.

Гидравлические потери на первой (радиально-осевой) ступени состоят из потерь в спиральной камере $h_{сп} = \zeta_{сп} H^{(РО)}$, потерь в каналах колонн статора $h_{к.ст} = \zeta_{к.ст} H^{(РО)}$, потерь в межлопаточных каналах направляющего аппарата

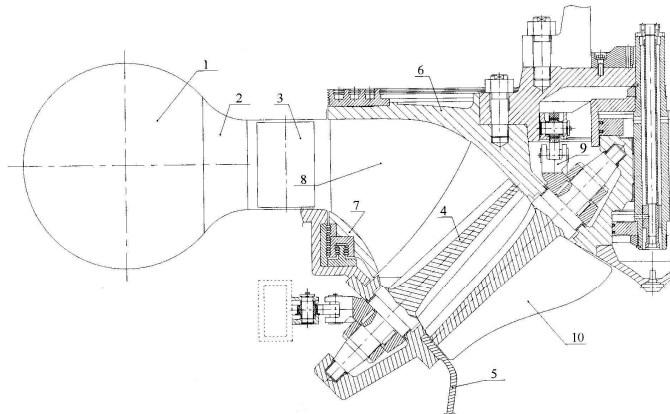


Рис. 1. Высоконапорная радиально-диагональная гидротурбина

$h_{н.а.} = \zeta_{н.а.} H^{(PO)}$ и потерь в межлопастных каналах рабочего колеса $h_{рк} = \zeta_{рк} H^{(PO)}$, где ζ - коэффициент потерь.

Все коэффициенты потерь первой ступени относятся к напору срабатываемому на первой (PO) ступени, т.к. подводящие органы обеспечивают расход и момент количества движения потока перед PO лопастной системой соответствующей оптимальной работе и соответственно сработки с минимальными потерями напора $H^{(PO)}$ в соответствии с уравнением Эйлера

$$\frac{\eta_{\Gamma}^{(PO)} g H^{(PO)}}{\omega} = (rV_u)_1^{(PO)} - (rV_u)_2^{(PO)}.$$

Суммарные гидравлические потери напора на первой (PO) ступени соответственно равны:

$$\begin{aligned} h^{(PO)} &= h_{сп}^{(PO)} + h_{к.ст.}^{(PO)} + h_{н.а.}^{(PO)} + h_{рк}^{(PO)} = (\zeta_{сп}^{(PO)} + \zeta_{к.ст.}^{(PO)} + \zeta_{н.а.}^{(PO)} + \zeta_{рк}^{(PO)}) H^{(PO)} = \\ &= \zeta^{(PO)} H^{(PO)} = (1 - \eta_{\Gamma}^{(PO)}) H^{(PO)} \end{aligned} \quad (1)$$

где $\eta_{\Gamma}^{(PO)}$ - гидравлический КПД первой ступени РОД турбины.

Гидравлические потери напора на второй ступени (диагональной лопастной системы) состоят из потерь в межлопаточных каналах промежуточного направляющего аппарата, расположенного перед диагональной (Д) лопастной системой $h_{н.а.}^{(Д)} = \zeta_{н.а.}^{(Д)} H^{(Д)}$, потерь в межлопастных каналах второй (Д) лопастной ступени $h_{рк}^{(Д)} = \zeta_{рк}^{(Д)} H^{(Д)}$ и потерь в отсасывающей трубе $h_{отс.тр}^{(Д)} = \zeta_{отс.тр}^{(Д)} H^{(Д)}$.

Все коэффициенты потерь второй ступени соотносятся к напору срабатываемому второй (Д) ступенью, т.к. промежуточный направляющий аппарат, лопастная система и отсасывающая труба функционируют на условиях сработки напора $H^{(Д)}$, расхода $Q^{(Д)} = Q^{(PO)} = Q^{(POД)}$ и изменения момента количества движения на второй (диагональной) лопастной системе в соответствии с уравнением Эйлера для этой системы:

$$\frac{\eta_{\Gamma}^{(Д)} g H^{(Д)}}{\omega} = (rV_u)_1^{(Д)} - (rV_u)_2^{(Д)}.$$

Суммарные гидравлические потери напора на второй (Д) ступени соответственно равны:

$$\begin{aligned} h^{(Д)} &= h_{н.а.}^{(Д)} + h_{рк}^{(Д)} + h_{отс.тр}^{(Д)} = (\zeta_{н.а.}^{(Д)} + \zeta_{рк}^{(Д)} + \zeta_{отс.тр}^{(Д)}) H^{(Д)} = \\ &= \zeta^{(Д)} H^{(Д)} = (1 - \eta_{\Gamma}^{(Д)}) H^{(Д)} \end{aligned} \quad (2)$$

где $\eta_{\Gamma}^{(Д)}$ - гидравлический КПД второй ступени РОД турбины.

Подводя итоги вышеизложенному можно сделать следующие выводы:

1) расход через РОД турбину одинаков для первой и второй лопастных систем $Q^{(POД)} = Q^{(Д)} = Q^{(PO)}$;

2) частота вращения ротора РОД турбины: $\omega^{(POД)} = \omega^{(PO)} = \omega^{(Д)}$;

3) срабатываемый напор $H^{(POД)}$ на радиально-диагональной гидротурбине распределяется в соответствии с комбинаторной зависимостью следующим образом: $H^{(POД)} = H^{(PO)} + H^{(Д)}$;

4) гидравлические потери напора в радиально-диагональной турбине состоят из суммы потерь напора на первой и второй лопастной системах:

$$h^{(РОД)} = h^{(РО)} + h^{(Д)} = \zeta^{(РО)} H^{(РО)} + \zeta^{(Д)} H^{(Д)} = (1 - \eta_{\Gamma}^{(РО)}) H^{(РО)} + (1 - \eta_{\Gamma}^{(Д)}) H^{(Д)} \quad (3)$$

5) коэффициент потерь в радиально-диагональной гидротурбине определяется как:

$$\begin{aligned} \zeta^{(РОД)} &= \frac{h^{(РОД)}}{H^{(РОД)}} = \frac{1}{H^{(РОД)}} (\zeta^{(РО)} H^{(РО)} + \zeta^{(Д)} H^{(Д)}) = \\ &= \zeta^{(РО)} \frac{H^{(РО)}}{H^{(РОД)}} + \zeta^{(Д)} \frac{H^{(Д)}}{H^{(РОД)}} = (1 - \eta_{\Gamma}^{(РО)}) \frac{H^{(РО)}}{H^{(РОД)}} + (1 - \eta_{\Gamma}^{(Д)}) \frac{H^{(Д)}}{H^{(РОД)}} \end{aligned} \quad (4)$$

6) гидравлический коэффициент полезного действия радиально-диагональной гидротурбины (РОД) соответственно будет равен:

$$\eta_{\Gamma}^{(РОД)} = (1 - \zeta^{(РОД)}) = \frac{1}{H^{(РОД)}} (\eta_{\Gamma}^{(РО)} H^{(РО)} + \eta_{\Gamma}^{(Д)} H^{(Д)}) \quad (5)$$

Рассмотрим рабочий процесс радиально-диагональной гидротурбины с диаметром $D_1^{(РОД)} = 1\text{ м}$ при напоре срабатываемом на турбине $H^{(РОД)} = 1\text{ м}$.

Тогда расход через эту турбину будет равен $Q^{(РОД)} = Q_1^{(РОД)}$ (где $Q_1' = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}}$).

Обороты вращения ротора: $n^{(РОД)} = n_1'^{(РОД)}$ (где $n_1' = \frac{nD_1}{\sqrt{H}}$).

Напомним также, что $Q^{(РОД)} = Q^{(Д)} = Q^{(РО)}$, $n^{(РОД)} = n^{(РО)} = n^{(Д)}$.

Предположим, в качестве примера, что наша РОД модельная гидротурбина (с $D_1^{(РОД)} = 1\text{ м}$ и $H^{(РОД)} = 1\text{ м}$) предназначена для установки на напор 400 м (РОД-400) с распределением сработки напора на первой ступени 310 м (прототип РО-310) и на второй ступени 90 м (прототип Д-90). На эти параметры прототипами могут служить гидротурбины РО-310/1107-В-38,8 №3439 ХТЗ с $n'_{1\text{онт}} = 63\text{ об/мин}$, $Q'_{1\text{онт}} = 400\text{ л/сек}$ и $\eta_{\Gamma.\text{онт}} = 92,8\%$ (рис. 2) и ПЛД-90/2556-В-45-46 №2581 ЛМЗ или ПЛД-90/2556а-В-45-46 №2561 ЛМЗ, имеющие $n'_{1\text{онт}} = 86\text{ об/мин}$, $Q'_{1\text{онт}} = 850\text{ л/сек}$ и $\eta_{\Gamma.\text{онт}} = 92,1\%$ (рис. 3).

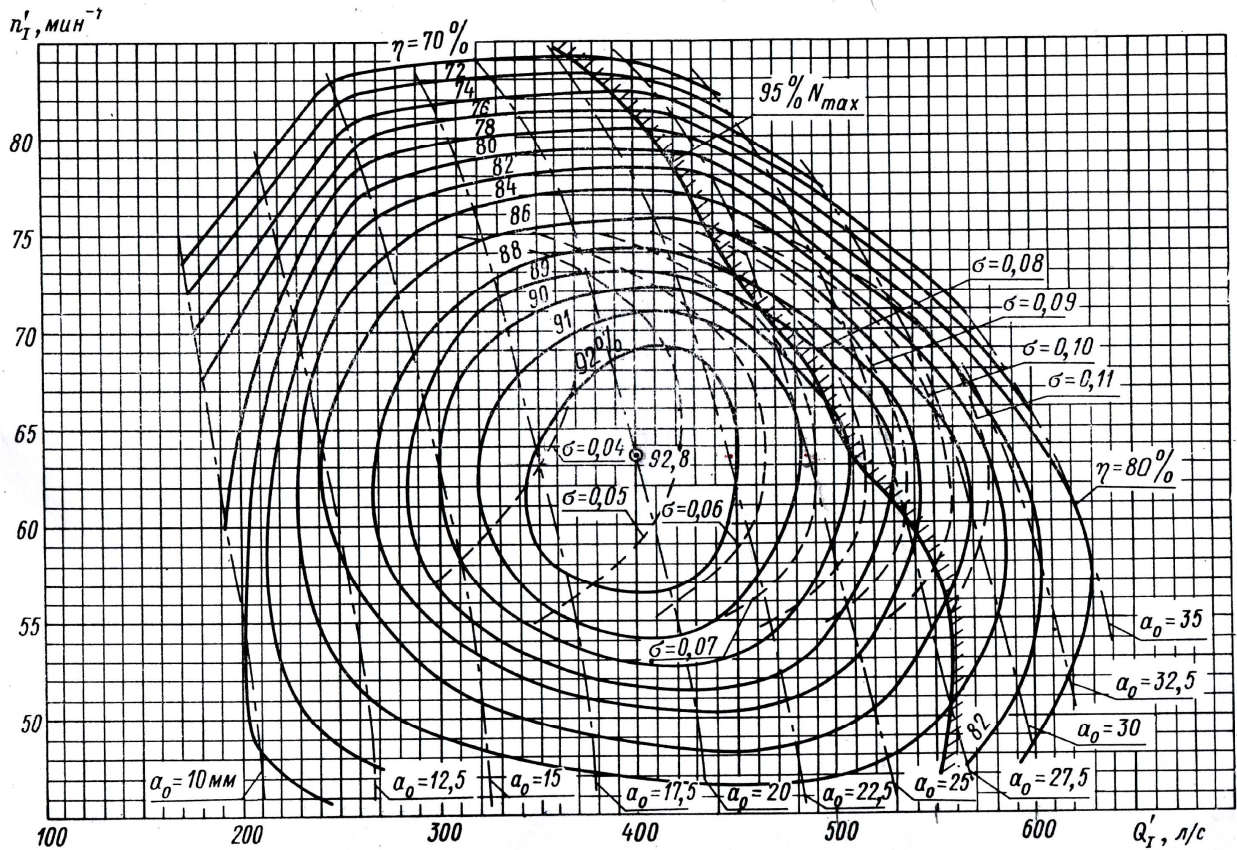


Рис. 2. Универсальная характеристика РО-310/1107-В-38,8 №3439

Модельная радиально-диагональная гидротурбина работающая при напоре $H^{(POD)} = 1\text{ м}$ с диаметром рабочего колеса $D_1^{(POD)} = 1\text{ м}$ на основе вышеприведенных прототипов будет иметь следующее распределение срабатываемых напоров на первой (РО) и второй (Д) лопастных системах:

$$H^{(PO)} = 1\text{ м} \cdot \frac{310}{400} = 0,775\text{ м}; \quad H^{(D)} = 1\text{ м} \cdot \frac{90}{400} = 0,225\text{ м}$$

на оптимальном режиме эксплуатации РОД гидротурбины.

Для конкретного рассматриваемого варианта $(n'_{1opt})^{(PO)} = 63\text{ об/мин}$ и $(Q'_{1opt})^{(PO)} = 400\text{ л/сек}$ не трудно определить реальные величины оборотов и расхода из учета, что $n'_1 = \frac{nD_1}{\sqrt{H}}$ и $Q'_1 = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}}$, т.е. $n = \frac{n'_1 \sqrt{H}}{D_1}$; $Q = Q'_1 D_1^2 \sqrt{H}$.

Таким образом, $Q_{opt}^{(PO)} = (Q'_{opt})^{(PO-310)} \cdot D_1^{(PO)} \sqrt{H}$, где $D_1^{(PO)} = 1\text{ м}$, $H^{(PO)} = 0,775\text{ м}$, т.е. $Q_{opt}^{(PO)} = 400 \cdot \sqrt{0,775} = 352,1\text{ л/сек}$.

Аналогично приведенному выше: $n_{opt}^{(PO)} = 63 \cdot \sqrt{0,775} = 55,4\text{ об/мин}$.

Известно, что расход через модельную гидротурбину РОД-400 при диаметре рабочего колеса $D_1 = 1$ м и срабатываемом напоре $H = 1$ м равны приведенным величинам для РОД гидротурбины и также равны расходу и оборотам радиально-осевой

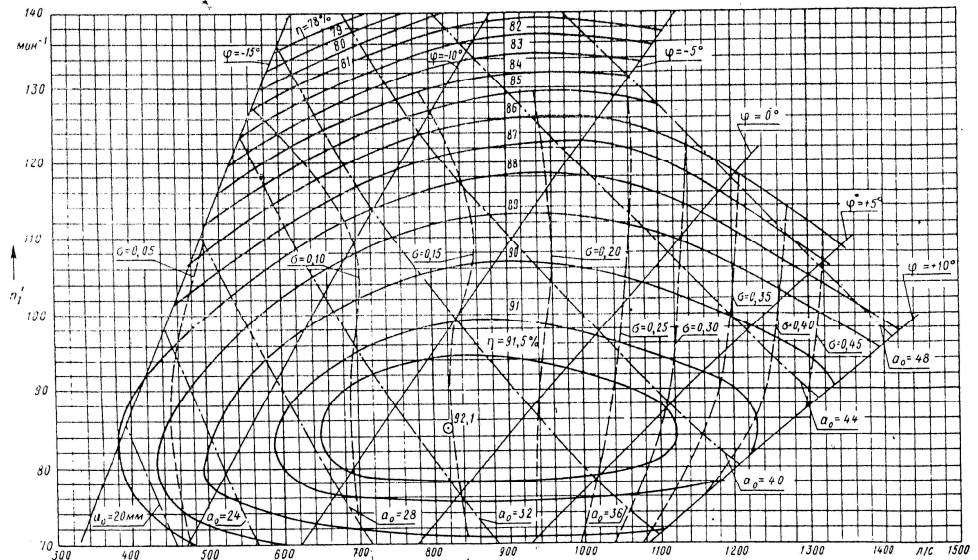


Рис. 3. Универсальная характеристика ПЛД-90/2556а-В-45-46 №2561

первой лопастной системы, т.е.:

$$Q_{\text{опт}}^{(\text{РО})} = Q_{\text{опт}}^{(\text{РОД})} = (Q'_{1\text{опт}})^{(\text{РОД})}; n_{\text{опт}}^{(\text{РО})} = n_{\text{опт}}^{(\text{РОД})} = (n'_{1\text{опт}})^{(\text{РОД})}.$$

Цифровые величины $Q_{\text{опт}}^{(\text{РОД})} = (Q'_{1\text{опт}})^{(\text{РОД})}$ и $n_{\text{опт}}^{(\text{РОД})} = (n'_{1\text{опт}})^{(\text{РОД})}$ являются предварительными и подлежат небольшой корректировке в процессе определения диаметра рабочего колеса диагонально лопастной системы из условий совмещения оптимумов $n'_{1\text{опт}}$ и $Q'_{1\text{опт}}$ лопастных систем первой и второй ступени (РО и Д систем).

Из условия совмещения оптимумов универсальных характеристик (минимумов гидравлических потерь) по расходам РО-310 и ПЛД-90, принимая в расчет, что $Q_{\text{опт}}^{(\text{РОД})} = Q_{\text{опт}}^{(\text{РО})} = Q_{\text{опт}}^{(\text{Д})} = Q_{\text{опт}}$ и $(Q'_{1\text{опт}})^{(\text{Д})} = \frac{Q_{\text{опт}}}{(D_1^{(\text{Д})})^2 \sqrt{H^{(\text{Д})}}}$ при $D_1^{(\text{Д})}$

подлежащем определению и $H^{(\text{Д})} = 0,225$ м получим расчетное выражение:

$$D_1^{(\text{Д})} = \sqrt{\frac{Q_{\text{опт}}}{(Q'_{1\text{опт}})^{(\text{Д})} \sqrt{H^{(\text{Д})}}}} \quad (6)$$

Из условия совмещения оптимумов универсальных характеристик по оборотам РО-310 и ПЛД-90, принимая в расчет, что

$$(n'_{1\text{опт}})^{(\text{РОД})} = n_{\text{опт}}^{(\text{РОД})} = n_{\text{опт}}^{(\text{РО})} = n_{\text{опт}}^{(\text{Д})} = n_{\text{опт}} \quad \text{и} \quad (n'_{1\text{опт}})^{(\text{Д})} = \frac{n_{\text{опт}} D_1^{(\text{Д})}}{\sqrt{H^{(\text{Д})}}} \quad \text{при} \quad D_1^{(\text{Д})}$$

подлежащем определению и $H^{(\text{Д})} = 0,225$ м, получим следующее расчетное выражение:

$$D_1^{(\text{Д})} = \frac{(n'_{1\text{опт}})^{(\text{Д})} \sqrt{H^{(\text{Д})}}}{n_{\text{опт}}} \quad (7)$$

Как показывают расчеты диаметры рабочего колеса диагональной лопастной системы полученные по формулам (6) и (7) отличаются менее, чем на 5%.

Взяв их полусумму и округлив $D_1^{(Д)}$ получим окончательную величину $D_1^{(Д)}$ позволяющую обоснованно прочертить контур проточной части радиально-диагональной гидротурбины, после чего окончательно уточняется расположение оптимума универсальной характеристики радиально-диагональной гидротурбины, т.е. определяются величины $(Q'_1)_{\text{опт}}^{(РОД)} = Q_{\text{опт}}^{(РОД)}$, $(n'_1)_{\text{опт}}^{(РОД)} = n_{\text{опт}}^{(РОД)}$ и $\eta_{г.опт}^{(РОД)}$.

Перейдем теперь к вопросу методики построения прогнозной универсальной характеристики радиально-диагональной гидротурбины.

Таблица 1- К построению прогнозной универсальной характеристики

$H^{(РОД)} = 1\text{ м}$ $D_1^{(РОД)} = 1\text{ м}$		Значения $(Q'_1)^{(РОД)} = Q = Q^{(Д)} = Q^{(РО)}$											
		0,175	0,2	0,225	0,25	0,275	0,3	0,325	0,35	0,375	0,4	0,425	0,45
$(n'_1)^{(РОД)} = n = n^{(РО)} = n^{(Д)}$	65												
	62,5												
	60												
	57,5												
	55												
	52,5												
	50												
	47,5												

Расчеты для построения прогнозной универсальной характеристики РОД-400 проводим в табличной форме (табл. 1) применительно к модельной гидротурбине РОД-400 с диаметром рабочего колеса $D_1 = 1\text{ м}$ при напоре $H=1\text{ м}$, ориентируясь на вышеотмеченные прототипы гидротурбин РО-310 и ПЛД-90, при этом используется метод последовательных приближений при нахождении минимума гидравлических потерь энергии (минимума $\zeta^{(РОД)}$ - формула (4)) или максимума гидравлического КПД (максимума $\eta_{г}^{(РОД)}$ - формула (5)).

В качестве примера возьмем ячейку с $(Q'_1)^{(РОД)} = 0,35\text{ м}^3/\text{сек}$ и $(n'_1)^{(РОД)} = 52,5\text{ об/мин}$ (табл. 2).

Принимая во внимание, что один и тот же расход и обороты имеют лопастные системы первой (РО) и второй (Д) ступени, взяв в качестве распределения сработки напоров нулевого приближения

$$H_{(0)}^{(РО)} = H^{(РОД)} \frac{310}{400} = 1\text{ м} \cdot \frac{310}{400};$$

$$H_{(0)}^{(А)} = \dot{f}^{(Д\dot{А})} \frac{90}{400} = 1\dot{i} \cdot \frac{310}{400}$$

определяем при известном значении $D_1^{(PO)} = 1\text{ м}$ и $D_1^{(Д)}$ - ранее определенном величины (Q_1') и (n_1') для радиально-осевой и диагональной лопастных систем.

По универсальным характеристикам прототипов (РО-310 и ПЛД-90) определяем $\eta_{\Gamma}^{(PO)}$ и $\eta_{\Gamma}^{(Д)}$. Вычисляем по формуле (5) при $H^{(РОД)} = 1\text{ м}$ гидравлический КПД нулевого приближения радиально-диагональной гидротурбины.

Изменяя соотношения между $H^{(PO)}$ и $H^{(Д)}$, при условии $H^{(PO)} + H^{(Д)} = 1\text{ м}$, повторяем расчеты пока не получим такое соотношение между срабатываемыми напорами, которое обеспечивает максимальный гидравлический КПД радиально-диагональной гидротурбины. Это является обязательным условием комбинаторной зависимости.

Оптимальное соотношение между $H^{(PO)}$ и $H^{(Д)}$ для каждой точки универсальной характеристики радиально-диагональной гидротурбины позволит определить значения η_{Γ} ; a_0 (открытие направляющего аппарата, расположенного перед радиальной лопастной системой), σ (определяемое диагональной лопастной системой), φ (угол разворота лопастей диагональной лопастной системы).

Таблица 2 - Ячейка с $(Q_1')^{(РОД)} = 0,35\text{ м}^3/\text{сек}$ и $(n_1')^{(РОД)} = 52,5\text{ об/мин}$

$H^{(РОД)} = 1\text{ м}$	$(n_1')^{(PO)} =$
$(n_1')^{(РОД)} = 52,5\text{ об/мин}$	$(n_1')^{(Д)} =$
$(Q_1')^{(РОД)} = 0,35\text{ м}^3/\text{сек}$	$\eta_{\Gamma}^{(РОД)} =$
$H^{(PO)} =$	$a_0 =$
$H^{(Д)} =$	$\sigma =$
$(Q_1')^{(PO)} =$	$\varphi =$
$(Q_1')^{(Д)} =$	

Оптимальные соотношения между $H^{(PO)}$ и $H^{(Д)}$, используя уравнения Эйлера для первой и второй лопастной системы, позволят установить расчетные углы разворота лопаток промежуточного направляющего аппарата.

В заключении следует отметить, что при определении гидравлического КПД радиально-диагональной гидротурбины по результатам модельных лабораторных испытаний он по всей вероятности будет несколько большим как в оптимуме, так и на режимах отличных от оптимального вследствие следующих обстоятельств. При рассмотрении прототипа РО-310 величина η_{Γ} определялась с учетом потерь в отсасывающей трубе, но для первой ступени РОД турбины они будут равны нулю.

При рассмотрении прототипа ПЛ-90 величина η_r определялась с учетом потерь в спиральной камере и в каналах статора, которые равны также нулю для второй ступени РОД турбины. К тому же благодаря трехэлементной комбинаторной зависимости (открытие первого направляющего аппарата, угол разворота лопаток второго направляющего аппарата и угол разворота лопастей диагональной ступени) циркуляционные потери за диагональной лопастной системой на нерасчетных режимах сводятся к минимальным.

На рис. 4 представлена прогнозная универсальная характеристика радиально-диагональной гидротурбины РОД-400, построенная по методике разработанной авторами и приведенной выше. Для построения характеристики РОД 400 использованы универсальные характеристики рабочих колес: РО 310/1107-В-38,8 №3439 ХТЗ и ПЛД-90/2556а-В-45-46 №2561 ЛМЗ.

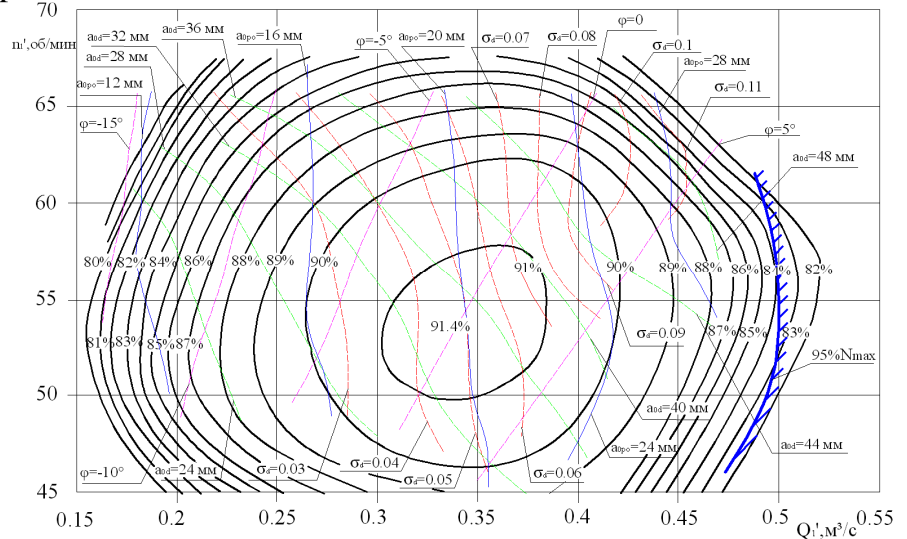


Рис. 4. Прогнозная универсальная характеристика РОД-400

На рис. 5 представлена прогнозная универсальная характеристика предлагаемой гидротурбины (обозначенная РОД-400) и обычной гидротурбины на напоры 400 метров (обозначенная РО 400), которая наглядно демонстрирует преимущество предлагаемой гидротурбины. Для сравнения было использовано колесо РО 400/3515-В-80 №2514 ХТЗ.

Изолинии КПД на рис. 5 представляют собой $\bar{\eta} = \eta / \eta_{max}, \%$. На рис. (6) и (7) приведены эксплуатационные характеристики соответственно радиально-диагональной РОД-400 и радиально-осевой РО-400 гидротурбин для диаметра рабочего колеса $D_1 = 4.5$ м,

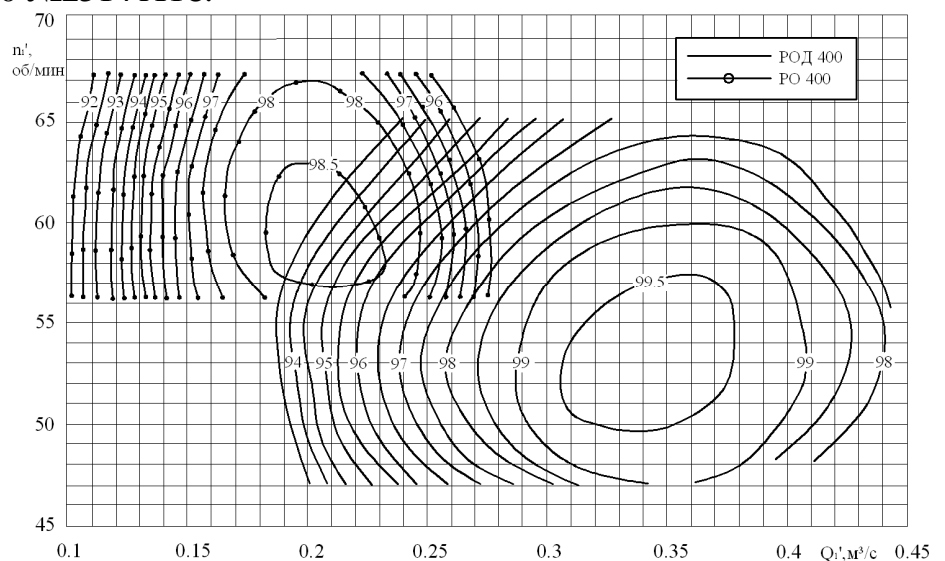


Рис. 5. Сравнение прогнозных универсальных характеристик РОД-400 с характеристикой гидротурбины РО 400/3515-В-80 №2514 ХТЗ

наглядно показывающие преимущества радиально-диагональной турбины.

Анализ преимуществ радиально-диагональной гидротурбины

Более сложная конструкция радиально-диагональной гидротурбины, а, следовательно, и более дорогое гидротурбинное оборудование (на 25-30%), а также большая величина заглубления свойственная диагональной гидротурбине (что не играет существенной роли для ГЭС на 400-600 м как правило подземного типа в скальной выработке) полностью оправдана теми преимуществами, которыми обладает РОД турбина, а именно:

- 1) КПД на оптимальном режиме работы для РОД-400 выше на 1%, чем у радиально-осевой турбины РО-400 и составляет $\eta_{\text{опт}}^{(\text{РОД}400)} = 91,4\%$;
- 2) среднеэксплуатационный КПД для РОД-400 на 2-5% выше, чем для радиально осевой турбины РО-400;
- 3) значительно увеличена пропускная способность по сравнению с радиально-осевой турбиной. На оптимальном режиме работы $Q_1^{(\text{РОД}400)} = 0,35 \text{ м}^3/\text{сек}$, а $Q_1^{(\text{РО}400)} = 0,2 \text{ м}^3/\text{сек}$ (рис. 5);
- 4) линия ограничения мощности для РОД-400 соответствует приведенному расходу $Q_1^{(\text{РОД}400)} = 0,5 \text{ м}^3/\text{сек}$, тогда как для РО-400 $Q_1^{(\text{РО}400)} = 0,32 \text{ м}^3/\text{сек}$;
- 5) зона надежной и эффективной эксплуатации РОД-400 по напорам (величине n'_1) и расходам (Q'_1) существенно, в 1,5-1,7 раза шире, чем у радиально-осевой гидротурбины РО-400.

Зона надежной эксплуатации для РОД-400 $Q_1^{(\text{РОД}400)} = 0,17 - 0,52 \text{ м}^3/\text{сек}$, $n_1^{(\text{РОД}400)} = 47 - 67 \text{ об/мин}$;
 для РО-400 $Q_1^{(\text{РО}400)} = 0,12 - 0,32 \text{ м}^3/\text{сек}$, $n_1^{(\text{РО}400)} = 55 - 67 \text{ об/мин}$ (рис.4, 5);

б) при одном и том же диаметре рабочего колеса единичная мощность радиально-диагональной турбины РО-400 гидротурбины РОД-400 на 50-70% выше, чем у турбины РО-400.

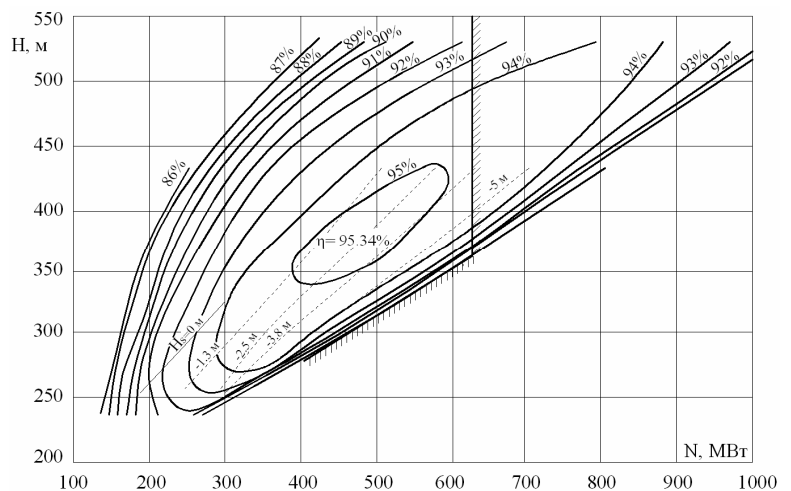


Рис. 6. Эксплуатационная характеристика РОД-400 ($D_1 = 4.5 \text{ м}$)

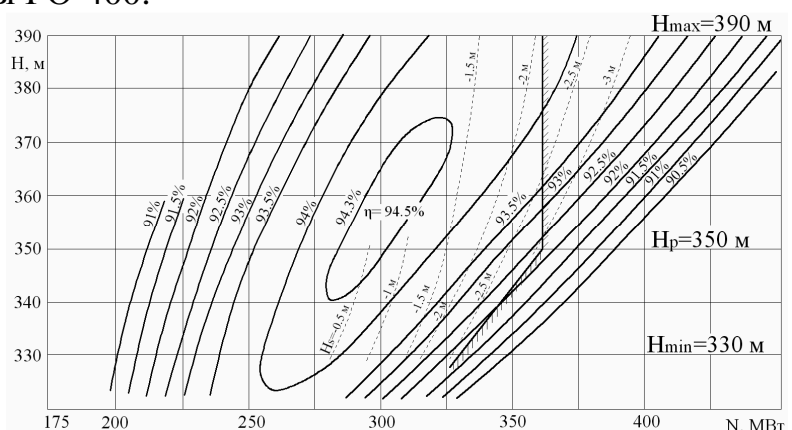


Рис. 7. Эксплуатационная характеристика РО-400/3515-В-450

При диаметре рабочего колеса $D_1 = 4.5$ м мощность гидротурбины РОД-400 на оптимальном режиме составляет $N^{(POД400)} = 500$ МВт, а для радиально-осевой турбины РО-400 $N^{(PO400)} = 300$ МВт (рис. 6, 7).

Выводы

1. Зона надежной и эффективно эксплуатации РОД-400 по напорам (по величине n'_1) и расходам (Q'_1) существенно, в 1,5-1,75 раза шире, чем у гидротурбины РО-400.

2. При одном и том же диаметре рабочего колеса единичная мощность гидротурбины РОД-400 по крайней мере на 50-70% больше, чем радиально-осевой РО-400.

Список литературы: 1. *Varva M.N.* Aero-Termodinamics and flow in Turbomachines, New York, London-1969. 2. *Андреев В.Б., Броновский Г.А., Веремеенко И.С.* «Справочник по гидротурбинам», Л. «Машиностроение», -1984. 3. *Ковалев Н.Н.* «Гидротурбины», Госиздат, научно-техническое машиностр. литературы, М.Л.-1961. 4. *Потетенко О.В., Дранковский В.Э., Ковалев С.М.* «Тенденции продвижения горизонтальных прямоточных и вертикальных радиально-осевых гидротурбин на высокие напоры с широким диапазоном эксплуатации», Вісник Сумського державного університету, Технічні науки, №3,-2010р.

Поступила в редколлегию 11.06.2012

УДК 674.047.3

І.М.ОЗАРКІВ, докт. техн. наук, проф., зав.каф., НЛТУ, Львів,
М.І. ДАНЧУК, асп., НТЛУ, Львів,
В.С.КОЗАР, асп., НТЛУ, Львів

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ОСНОВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛОСКОГО ГЕЛІОТЕРМІЧНОГО КОЛЕКТОРА

В роботі розкрито особливості будови плоского геліотермічного колектора. Наведено рівняння, що дозволяють розрахувати теплообмінні характеристики в процесі попадання сонячної енергії в геліоустановку.

Ключові слова: геліоколектор, адсорбер, прозоре покриття, температурне поле, теплоносій, потік, конвекція.

В работе раскрыты особенности строения плоского гелиотермического коллектора. Приведены уравнения, позволяющие рассчитать теплообменные характеристики в процессе попадания солнечной энергии в гелиоустановку.

Ключевые слова: гелиоколлектор, адсорбер, прозрачное покрытие, температурное поле, теплоноситель, поток, конвекция.

The work reveals the structural features of flat heliothermichnoho collector. An equationtha can calculate the heat transfer characteristics in the process of getting solar energyhelioustanovku.

Keywords: Heliocolector, adsorber, transparent cover, temperature field, coolant, flowconvection.

Відомо [1], що в теплових сонячних системах основним елементом є геліотермічний колектор, що перетворює енергію сонячного випромінювання в теплову енергію.