

## ВЫБОР ТИПА ГИДРОТУРБИНЫ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ВЫСОКОНАПОРНОЙ ГЭС

### TYPE SELECTION OF HYDROTURBINE AT PLANNING HIGH-HEAD HPS

Приведен аналитический обзор типов высоконапорных гидротурбин и обоснование их выбора при проектировании высоконапорной ГЭС. Проведено сравнение активных и реактивных гидротурбин. Установлено, что на напоры свыше 400 м применяются два типа гидротурбин радиально-осевые и ковшовые. Показано, что радиально-осевая гидротурбина имеет ряд преимуществ перед ковшовыми гидротурбинами на напорах 400-500 м. Рассмотрены вопросы, связанные с проектированием элементов проточной части реактивной гидротурбины.

Ключевые слова: радиально-осевая гидротурбина, ковшовая гидротурбина, проточная часть, рабочее колесо, быстроходность.

#### Введение и постановка проблемы

В последнее время одной из основных тенденций гидротурбиностроения стало продвижение гидротурбин на более высокие напоры [1—3]. Также ряд авторов предлагает использовать новые конструкции гидротурбин [4—6].

Для высоконапорных ГЭС (более 400 м) могут применяться активные и реактивные гидротурбины [7]. Гидротурбины, использующие только кинетическую энергию потока называют активными. Если используется хотя бы частично потенциальная энергия давления — реактивными. В них процесс преобразования энергии происходит при давлении на входе, превышающем атмосферное давление. При этом частично используется и скоростной напор. Вода подводится к рабочему колесу в активных гидротурбинах через сопла, в реактивных — через направляющий аппарат. В активной гидротурбине вода перед рабочим колесом и за ним имеет давление, как правило, равное атмосферному.

На напоры более 400 м могут применяться ковшовые — активные гидротурбины и радиально-осевые — реактивные гидротурбины.

#### Основная часть

Сравним данные гидротурбин по технико-экономическим показателям.

Спиральная камера радиально-осевых гидротурбин имеет меньшие габариты, чем коллектор ковшовых гидротурбин для одних и тех же напоров (рисунок 1). Это связано с уменьшением гидравлических потерь, в коллекторе ковшовых гидротурбин скорость потока значительно меньше, чем в спиральных камерах радиально-осевых гидротурбин, что приводит при установке ковшовых гидротурбин к увеличению ширины здания ГЭС.

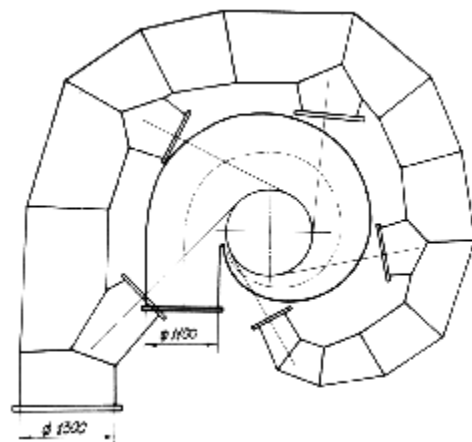


Рисунок 1 — Сравнение габаритов в плане ковшовых и радиально-осевых гидротурбин (для  $H \approx 700$  м)

1. Увеличение быстроходности радиально-осевой гидротурбины дает возможность повысить число оборотов гидроагрегата, что позволит при заданных напоре и мощности снизить вес и габариты генератора.

Если коэффициент быстроходности выразить через скоростные коэффициенты и геометрические соотношения рабочего колеса, то для радиально-осевых гидротурбин  $n_s$  в большей мере будет зависеть от соотношения  $D_2/D_1$  (отношение диаметра горловины рабочего колеса к номинальному диаметру). Данное соотношение не должно быть меньше 0,6, т.к. это приведет к повышенной потере энергии в рабочем колесе из-за очень длинных и узких лопастных каналов [7, 8]. Исходя из этого быстроходность радиально-осевых гидротурбин равна  $n_s \geq 80$ . Для ковшовых гидротурбин ограничение по  $n_s$  дает со-

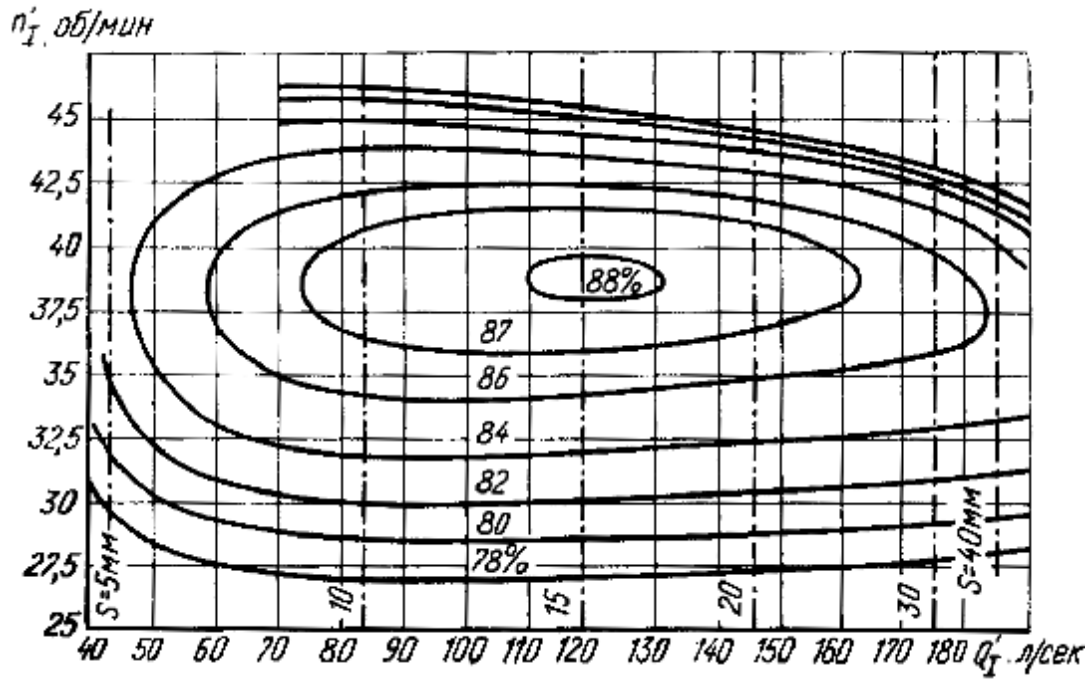


Рисунок 2 — Универсальная характеристика односопловой ковшовых гидротурбин (для H 500 м)

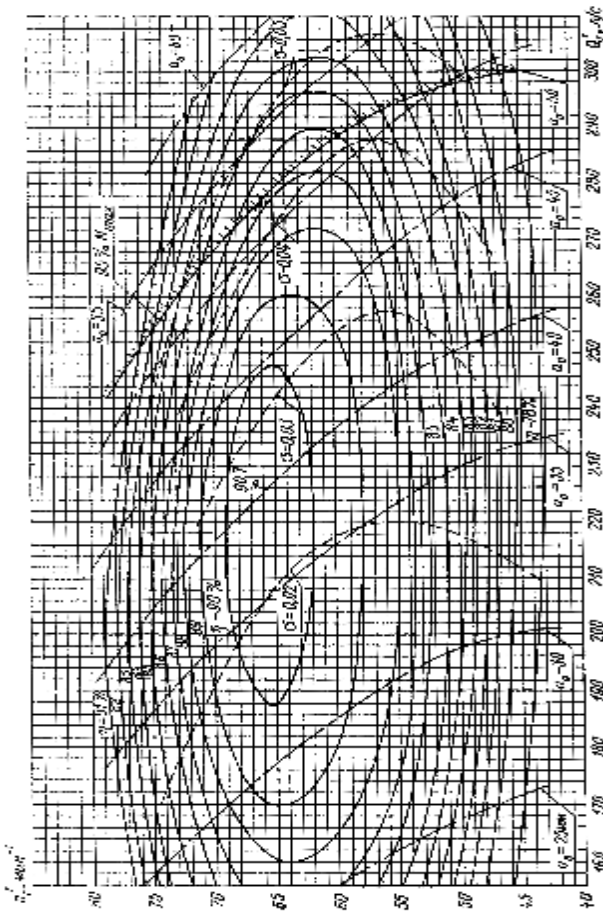


Рисунок 3 — Универсальная характеристика ГТ РО500 (для H 500 м)

отношение  $d_0/D_1$  (отношение диаметра струи к номинальному диаметру рабочего колеса). Из литературных источников известно, что значение  $n_s$  ковшовой гидротурбины изменяется в пределах 50–70 [1–3, 7]. Сопоставляя ковшовые и радиально-осевые гидротурбины, получаем, что частота вращения радиально-осевого гидроагрегата больше, т.е. габариты его меньше.

Быстроходность ковшовой гидротурбины

$$n_s = 3,65 n'_1 \sqrt{Q'_1 \eta} = K \frac{d_0}{D_1} \sqrt{z_0 \eta} = 576 \bar{U}_1 \frac{d_0}{D_1} \sqrt{\bar{V}_0 \eta} ;$$

быстроходность радиально-осевой гидротурбины

$$n_s = 3,65 n'_1 \sqrt{Q'_1 \eta} = 576 \bar{U}_1 \frac{D_2}{D_1} \sqrt{\bar{V}_3 \eta} ,$$

где K — эмпирический коэффициент ковшовой гидротурбины,  $z_0$  — число сопел ковшовой гидротурбины,

$\bar{U}_1 = \frac{U_1}{\sqrt{2gH}}$  — скоростной коэффициент окружной скорости на входной кромке рабочего колеса,  $\bar{V}_0 = \frac{V_0}{\sqrt{2gH}}$

— скоростной коэффициент струи на входе в рабочее колесо ковшовой гидротурбины,  $\bar{V}_3 = \frac{V_3}{\sqrt{2gH}}$  — скоростной коэффициент потока на входе в отсасывающую трубу.

2. При изменении нагрузки на гидроагрегате КПД ковшowych гидротурбин изменяется более плавно, чем у радиально-осевых гидротурбин, но при больших колеба-

ниями нагрузки на гидроагрегате КПД ковшowych гидротурбин изменяется более плавно, чем у радиально-осевых гидротурбин, но при больших колеба-

ниях напоров происходит значительный износ ковшей рабочего колеса и падение КПД. Максимальный КПД радиально-осевых гидротурбин больше, чем ковшовых, разность значений составляет от 0,5% до 1% , т.к. ковшовая гидротурбина использует только лишь кинетическую энергию потока. Из универсальных характеристик радиально-осевых и ковшовых гидротурбин, спроектированных на одни и те же напоры (рисунки 2, 3) видно, что изолинии равных КПД ковшовых гидротурбин сильно вытянуты вдоль оси расхода и сжаты вдоль оси оборотов. Откуда следует, что среднеэксплуатационный КПД радиально-осевых гидротурбин выше, чем у ковшовых гидротурбин.

3. При работе радиально-осевых гидротурбин в режиме синхронного компенсатора необходимо отжимать воду от рабочего колеса, для ковшовых гидротурбин в отжимании воды нет необходимости.

4. Ковшовые гидротурбины более просты в обслуживании, но при содержании твердых частиц в воде ремонт проточной части (ПЧ) ковшовых гидротурбин более проблематичен в условиях ГЭС, чем радиально-осевых гидротурбин , т.к. необходимо восстанавливать большое количество элементов проточной части (игла, сопло, ножи и кромки ковшей рабочего колеса).

Из сравнительного анализа радиально-осевых и ковшовых гидротурбин следует, что радиально-осевые имеют ряд преимуществ:

- меньшие габариты машинного зала;
- меньшие габариты и вес гидроагрегата;
- более высокий максимальный и среднеэксплуатационный КПД.

— возможность использования при больших колебаниях напоров на ГЭС.

Поэтому в последнее время ведущие фирмы-изготовители гидротурбин (Фойт–Сименс, Эшер–Висс, Нейерпик, Фудзи и др.) применяют радиально-осевые гидротурбины при проектировании высоконапорных ГЭС на напоры более 400 м.

Разрабатываемая проточная часть должна обладать:

- высоким максимальным КПД 93-96%;
- минимальным значением коэффициента кавитации 0,05—0,03;
- допустимой величиной пульсаций давления.

На начальных этапах проектирования необходимо согласовать элементы проточной части гидротурбин по кинематическим характеристикам [9], т.е. провести расчет углов потока, которые формируются подводящими элементами гидротурбин перед входом в рабочее колесо. Необходимо обращать внимание на распределение скоростей и давлений по профилям лопатки направляющего аппарата и лопастей рабочего колеса, на значение коэффициента кавитации, а также проводить оценку потерь энергии. Затем необходимо рассчитать оптимальный режим спроектированной проточной части, составить баланс потерь энергии в ней [10].

## Выводы

1. Проведено сравнение реактивных и активных гидротурбин на напоры свыше 400 м.

2. Установлен ряд преимуществ реактивных гидротурбин по сравнению с активными.

3. Намечены пути улучшения энергокавитационных характеристик проточной части реактивной гидротурбины.

## Литература

1. Keck, H., Schärer, Ch., Cuénod, R., Cateni, A. Pelton technology for new plants and modernization schemes// International journal on Hydropower & Dams, Vol. 4, Iss. 2, 1997. — P. 104—108.

2. Kvicinsky S., Kueny, J-L., Avellan, F., Parkinson, E. Experimental and numerical analysis of free surface flows in a rotating bucket. Proceedings of the XXIst IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, September 9—12, 2002, Lausanne, Switzerland. — P. 359—364.

3. Эдель, Ю.У. Ковшовые гидротурбины / Ю.У. Эдель. — М.-Л., Машгиз, 1963. — 210 с.

4. Вихревая структура потока и анализ различных математических моделей потока в каналах высоконапорных радиально-осевых гидротурбин РО 400, РО 500 и РО 600 / О. В. Потетенко, В. Э. Дранковский, Е. С. Крупа [и др.] // Східно-Європейський журнал передових технологій. — Харків, 2012. — № 3/8 (57). — С. 50—57.

5. Моргунов, Г. М. Проектирование и исследование гидродинамических свойств рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины двойного регулирования / Г. М. Моргунов, Динь Дык Тхюй // Вестник МЭИ, 2007, №1. — С. 11—23.

6. Тенденции продвижения горизонтальных прямооточных и вертикальных радиально-осевых гидротурбин на высокие напоры с широким диапазоном эксплуатации / О. В. Потетенко, В. Э. Дранковский, Е. С. Крупа [и др.] // Вісник СУМДУ. — Суми, 2010. — №3. — С. 125—135.

7. Барлит, В.В. Гидравлические турбины / В.В. Барлит. — К.: Вища школа, 1977. — 360 с.

8. Барлит, В.В. Выбор исходных параметров и расчет проточной части высоконапорных радиально-осевых гидротурбин на напоры  $H=600 - 700$  м // Республиканский сборник проблемы машиностроения. — К.: Наукова думка, 1980. — Вып. 11. — С. 75—85.

9. Моделирование кинематических характеристик потока в радиально-осевой гидротурбине при проектировании ее проточной части / В. А. Колычев, В. Э. Дранковский, К.А. Миронов [и др.] // Вісник Сумського державного університету. — Суми, 2003. — Вип. 13(59). — С. 124—131.

10. Расчет и анализ баланса потерь энергии в высоконапорной радиально-осевой гидравлической турбине / В. А. Колычев, К. А. Миронов, И.И. Тыньянова [и др.] // Східно-Європейський журнал передових технологій. — Харків, 2005. — № 1/2 (13). — С. 95—106.

**References**

1. Keck, H., Schäfer, Ch., Cuénod, R., Cateni, A. Pelton technology for new plants and modernization schemes// International journal on Hydropower & Dams, Vol. 4, Iss. 2, 1997. — P. 104—108.
2. Kvicinsky, S., Kueny, J-L., Avellan, F., Parkinson, E. Experimental and numerical analysis of free surface flows in a rotating bucket. Proceedings of the XXIst IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, September 9—12, 2002, Lausanne, Switzerland. — P. 359—364.
3. Edel, Yu. U. Kovshovyye gidroturbiny / Y. U. Edel. — M.-L., Mashgiz, 1963. — 210 s.
4. Vihrevaya struktura potoka i analiz razlichnykh matematicheskikh modeley potoka v kanalah vyisokonapornykh radialno-osevyykh gidroturbin RO 400, RO 500 i RO 600 / O. V. Potetenko, V. E. Drankovskiy, E. S. Krupa [i dr.] // ShIdno-Evropeyskiy zhurnal peredovih tehnologiy. — Harkiv, 2012. — № 3/8 (57). — S. 50—57.
5. Morgunov, G.M. Proektirovanie i issledovanie gidrodinamicheskikh svoystv rabocheho kola radialno-osevoy gidroturbiny dvoynogo regulirovaniya / G. M. Morgunov, Din Dyik Thyuy // Vestnik MEI, 2007, № 1. — С. 11—23.
6. Tendentsii prodvizheniya gorizontalnykh pryamoochnykh i vertikalnykh radialno-osevyykh gidroturbin na vyisokie napory i s shirokim diapazonom ekspluatatsii / O. V. Potetenko, V. E. Drankovskiy, E. S. Krupa [i dr.] // Visnik SUMDU. — Sumi, 2010. — № 3. — S. 125—135.
7. Barlit, V.V. Gidravlicheskie turbiny / V. V. Barlit. — K.: Vyscha shkola, 1977. — 360 s.
8. Barlit, V.V. Vybory ishodnykh parametrov i raschoty protochnoy chasti vyisokonapornykh radialno-osevyykh gidroturbin na napory N=600-700m // Respublikanskiy sbornik problemy mashinostroeniya. — K.: Naukova dumka, 1980. — Vyp. 11. — S. 75—85.
9. Modelirovanie kinematicheskikh harakteristik potoka v radialno-osevoy gidroturbine pri proektirovanii ee protochnoy chasti / V. A. Kolyichev, V. E. Drankovskiy, K. A. Mironov [i dr.] // Visnyk Sumskogo derzhavnogo unіversitetu. — Sumi, 2003. — Vip. 13(59). — S. 124—131.
10. Raschet i analiz balansa poter energii v vyisokonapornoy radialno-osevoy gidravlicheskoj turbine / V. A. Kolyichev, K. A. Mironov, I. I. Tyinyanova [i dr.] // ShIdno-Evropeyskiy zhurnal peredovih tehnologiy. — Kharkiv, 2005. — № 1/2 (13). — S. 95—106.

*Надійшла 15.02.2014 року*

**УДК 621.224**

**ВИБІР ТИПУ ГІДРОТУРБИНИ  
ПРИ ПРОЕКТУВАННІ ВИСОКОНАПІРНОЇ ГЕС**

**К.А. Миронов, Л.К. Яковлева,  
А.А. Гулахмадов**

Наведено аналітичний огляд типів високонапірних гідротурбін і обґрунтування їх вибору при проектуванні високонапірної ГЕС. Проведено порівняння активних і реактивних гідротурбін. Встановлено, що на напори більше 400 м застосовуються два типи гідротурбін радіально-осьові і ковшові. Показано, що радіально-осьова гідротурбіна має ряд переваг перед ковшовими гідротурбінами на напорах 400–500 м. Розглянуто питання, пов'язані з проектуванням елементів проточної частини реактивної гідротурбіни.

*Ключові слова* — радіально-осьова гідротурбіна, ковшова гідротурбіна, проточна частина, робоче коло, швидкохідність.

**UDC 621.224**

**TYPE SELECTION OF HYDROTURBINE  
AT PLANNING HIGH-HEAD HPS**

**K.A. Mironov, L.K. Yakovleva,  
A.A. Gulakhmadov**

Article purpose is the state-of-the-art review of types of high-head hydroturbine and justification of their choice at design of high-head HPS. Comparison of active and jet hydroturbine is carried out. It is established that on pressures from above 400 m two types of hydroturbine Francis turbine and Pelton are applied. It is shown that the Francis turbine has a number of advantages in front of Pelton turbine on pressures 400–500 m. The questions connected with design of elements of flowing space of the jet hydroturbine are considered.

*Key words*: Francis turbine, Pelton turbine, runners, flower space, specific speed.