

О сравнении качества регулирования различных типов реактивных гидротурбин.

(кафедра Гидроэнергетики)

канд. техн. наук ГСХМАН А.М., инж. САМСОНОВ В.Г.

Под качеством регулирования гидротурбинного оборудования применительно к любой ГЭС будем понимать величину среднеэксплуатационного к.п.д. $\bar{\eta}$ при всех режимах работы по напору и мощности.

На величину $\bar{\eta}$ влияют следующие свойства гидротурбины:

1. величина максимального к.п.д. η_{max} ,
2. пологость характеристики $\eta/\eta_{max} = f(Q'_I/Q'_{Iont})$ при $n'_I = const$ для всех n'_I соответствующих рассматриваемому диапазону колебаний напоров,
3. величина $(Q'_{I max})_p$ при расчетном напоре (у ПШ турбин эта величина не ограничивается 5% запасом мощности турбины),
4. значением к.п.д. $\eta(Q'_{I max})_p$ при $(Q'_{I max})_{cp}$ при средне-взвешенном напоре из условий ограничения мощности по генератору.

Помимо этого на величину $\bar{\eta}$ влияют следующие параметры, связанные с условиями совместной работы агрегатов на ГЭС.

- 1) число агрегатов на ГЭС Z ,
- 2) отношение пиковой (при равновероятных режимах) энергии ко всей энергии ГЭС $\alpha = \frac{Э_{п.в.}}{Э_n}$,
- 3) отношение расчетного напора к средневзвешенному $\beta = H_p/H_{cp}$,
- 4) отношение оптимальных приведенных оборотов к приведенным оборотам при средневзвешенном напоре $\gamma = n'_{Iont}/n'_{Icp}$

На кафедре гидроэнергетики МЭИ предложена приближенная формула для подсчета $\bar{\eta}$ с учетом указанных нами параметров Z, α, β, γ :

$$\bar{\eta} = \alpha \cdot \bar{\eta}_{p.v.} + (1 - \alpha) \eta(Q'_{I max})_{cp} \quad (I)$$

где $\bar{\eta}_{p.v.}$ - среднеэксплуатационный к.п.д. турбин на ГЭС, работающей с переменной нагрузкой по равновероятному закону при H_{cp} .

Причем: $(Q'_{I \max})_{cp}$

$$\bar{\eta}_{p.в.} = \frac{2 \left[\int_{(Q'_{I \min})_{cp}}^{(Q'_{I \max})_{cp}} Q'_I \eta_T(Q'_I) dQ'_I + \sum_{i=2}^z \int_{\frac{i-1}{i}(Q'_{I \max})_{cp}}^{(Q'_{I \max})_{cp}} i \cdot Q'_I \eta_T(Q'_I) dQ'_I \right]}{[(Q'_{I \max})_{cp}]^2 - (Q'_{I \min})_{cp}^2] + \left(\sum_{i=2}^z \frac{2i-1}{i} \right) (Q'_{I \max})_{cp}^2} \quad [2]$$

где: $\eta_T(Q'_I)$ - к.п.д. турбины при данном значении Q'_I для $n'_{I \text{cp}}$.
 $(Q'_{I \max})_{cp} = \beta^{1/2} (Q'_{I \max})_p$ - максимальное значение приведенного расхода при средневзвешенном напоре,
 $(Q'_{I \min})_{cp}$ - минимальное значение приведенного расхода при средневзвешенном напоре.

Как видно из формул (1) и (2) при определенных значениях параметров z ; α ; β и γ на величину $\bar{\eta}$ свойства гидротурбины влияют по-разному. Наиболее важным является величина $(Q'_{I \max})_p$, так как от нее зависят не только значение $\bar{\eta}$, но и величины диаметра турбины и заглубления (коэффициент кавитации сильно зависит от Q'_I). Следовательно, $(Q'_{I \max})_p$ связывает между собой выработку и капитальные затраты. Остальные свойства влияют только на выработку.

Так, например, при пиковом режиме работы ГЭС при большом числе агрегатов пологость характеристики не играет никакой роли, в то время, как величина η_{\max} и $\eta(Q'_{I \max})_{cp}$ имеет большое значение, а при малом числе агрегатов, большое значение приобретает пологость характеристики.

В случае базовой работы ГЭС важна только величина

$$\eta_{N \max}$$

Совершенно ясно, что если турбина обладает наилучшими по сравнению с другими типами турбин η_{\max} ; $\eta(Q'_{I \max})_{cp}$ и пологостью, то она является наилучшей из сравниваемых по качеству регулирования. Однако такой случай в практике встречается чрезвычайно редко и не нуждается в анализе.

Как правило, при сравнении различных типов турбин, например, радиальноосевой и поворотлопастной, одна из них обладает большим значением η_{\max} , но уступает в пологости. Таким образом, в общем случае о качестве регулирования различных типов гидротурбин можно судить не вообще, а конкретно для определенных условий работы, если же

брать каждое из первых четырех свойств в отрыве от остальных и таким образом характеризовать качество регулирования, то можно исказить действительное положение вещей.

При сравнении энергетических и кавитационных показателей разных систем гидротурбин необходимо брать турбины, предназначенные для работы при одинаковых напорах.

Действительно, от напора зависит геометрия проточной части турбины данной системы из условий обеспечения прочности всех ее элементов, причем геометрия проточной части полностью определяет энергетические и кавитационные свойства турбины. Таким образом, энергетические и кавитационные показатели турбин данной системы для разных напоров будут различными. В соответствии с этим турбины определенного типа, обладающие несомненными преимуществами перед всеми остальными турбинами на одних напорах с изменением их в ту или иную сторону могут эти преимущества растерять и начнут уступать турбинам какого-либо другого типа.

Наиболее ярко можно проиллюстрировать это на примере поворотнлопастных турбин двойного регулирования.

Если рассмотреть пологость характеристик различных поворотно-лопастных гидротурбин: осевых, диагональных и радиальных, то можно сделать вывод, что с ростом напоров, что соответствует переходу от осевого типа к радиальному, пологость характеристики ПЛ-турбин $\eta/\eta_{max} = f(Q'_I/Q'_{I\text{опт}})$ отпадает. Это хорошо иллюстрирует рис. 1, где представлены характеристики самых пологих ПЛ-турбин (осевой, диагональной и радиальной).

Какова причина этого явления? Как известно, пологость характеристики $\eta = \eta(Q'_I)$ зависит от степени регулируемости турбины. Турбины двойного регулирования имеют более пологие характеристики, чем их прототипы одиночного регулирования, так как имеют комбинаторное регулирование.

Комбинаторным режимом работы гидротурбины называется такой режим, при котором реализуется функциональная зависимость между открытием направляющего аппарата и углом установки лопастей рабочего колеса у поворотнлопастных гидротурбин или высотой проточной части у радиально-

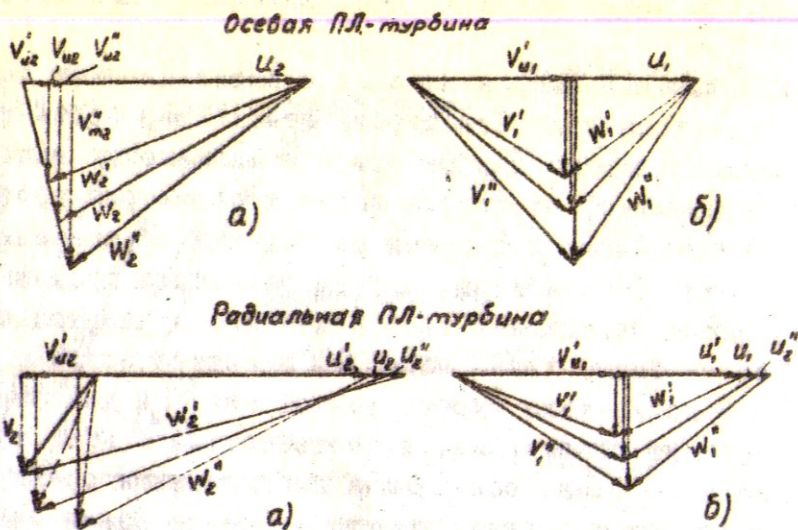
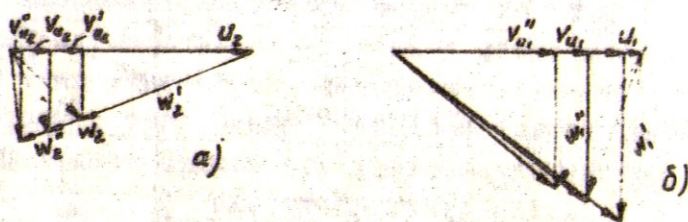


Рис. 2. Изменение выходных (а) и входных (б) скоростных треугольников для различных ПЛ-турбин.

Радиальноосевая турбина двойного регулирования



Радиальная турбина двойного регулирования

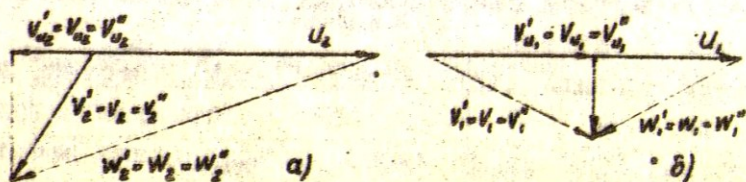


Рис. 3. Изменение выходных (а) и входных (б) скоростных треугольников для РОДР и РДР турбин.

осевых гидротурбин двойного регулирования, обеспечивающая работу с оптимальным к.п.д. при заданных нагрузке и напоре.

Величина к.п.д. отображает уровень потерь в гидротурбине. Как известно, [Л.1] потери в гидротурбине на нерасчетных режимах работы во многом зависят от угла входа потока в направляющий аппарат, от углов входа относительного потока в рабочее колесо и угла выхода абсолютного потока из рабочего колеса. Если рассмотреть осевую поворотнлопастную турбину, то можно увидеть, что при регулировании в широком диапазоне мощностей направление абсолютного потока на входе и относительного на выходе из рабочего колеса, взятое для какого-либо цилиндрического сечения лопасти, остается неизменным (см. рис. 2). Это весьма благоприятно отражается на изменении потерь и вследствие этого характеристика турбины $\eta = \eta(Q'_r)$ у осевых ПЛ-турбин имеет весьма пологий характер.

С переходом от осевой к радиальной ПЛ-турбине при повороте лопастей начинают изменяться радиусы точек, расположенных на входной и выходной кромках лопастей, что приводит к изменениям переносной скорости u и тангенциальной составляющей абсолютной скорости V_u во входных и выходных треугольниках. Это, в свою очередь, приводит к тому, что при переходе от режима к режиму изменяются направления как входной относительной, так и выходной абсолютной скоростей потока рабочего колеса.

На рис. 2 представлены треугольники скоростей радиальной поворотнлопастной турбины РПЛ-Ш. Из рассмотрения треугольников видно, что при изменении нагрузки, которое соответствует изменению расхода $Q'_r = 80 + 225$ л/сек, направление абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса изменяется на 33° . Угол атаки на входе в рабочее колесо также изменяется на $3^\circ 40'$. Все это увеличивает потери в турбине на нерасчетных режимах и снижает пологость характеристики $\eta = \eta(Q'_r)$.

Рассмотрим турбину с другим принципом двойного регулирования (изменением открытия направляющего аппарата и высоты проточной части от выхода из статора до выхода из рабочего колеса). При этом будем рассматривать радиальноосевую и радиальную турбины. В ра-

диальной турбине изменять угол установки лопаток направляющего аппарата необходимо лишь при изменении напора. В случае $n_1' = const$ регулирование расхода осуществляется путем изменения высоты проточной части, причем изменение расхода прямо пропорционально изменению указанной высоты. Направление скоростей как на входе, так и на выходе из рабочего колеса, при регулировании не меняются, так как турбина чисто радиальная и, изменяя высоту, мы как бы отсекаем элементарные турбинки. Вследствие этого величина к.п.д. при регулировании расхода при $n_1' = const$ практически не меняется, а следовательно турбина имеет почти абсолютную пологость (наибольшее снижение к.п.д. при уменьшении высоты будет определяться увеличивающейся по отношению к полезной мощности долей потерь на трение в пограничном слое на ободу, ступице и т.д.). Треугольники скоростей радиальной турбины представлены на рис. 3.

При переходе от радиальной к радиальноосевой турбине двойного регулирования изменяется диффузорность рабочего колеса, что очень резко меняет величину потерь в рабочих органах турбины. На рис. 3 представлены входные и выходные треугольники скоростей радиальноосевой гидротурбины двойного регулирования. Из рассмотрения рис. 3 видно, что в процессе регулирования расхода у этой турбины меняются направления как входной, так и выходной из рабочего колеса скоростей, что способствует увеличению потерь на нерасчетных режимах. Пологость характеристики $\eta = \eta(Q_1')$ этой турбины по сравнению с радиальной турбиной будет меньше.

Из вышеизложенного следует, что у турбин с двойным регулированием тенденция изменения пологости характеристики при переходе от осевого типа к радиальному обратная. У поворотлопастных турбин при таком переходе пологость характеристики уменьшается, а у турбин, регулируемых путем изменения высоты проточной части, пологость увеличивается, хотя и те и другие турбины имеют комбинаторных характер регулирования.

Если сравнить характеристики $\eta = \eta(Q_1')$ турбин Д-30-6л -30 и РОДР638^Д, то можно увидеть (см. рис. 4), что диагональная турбина имеет более пологую характе-

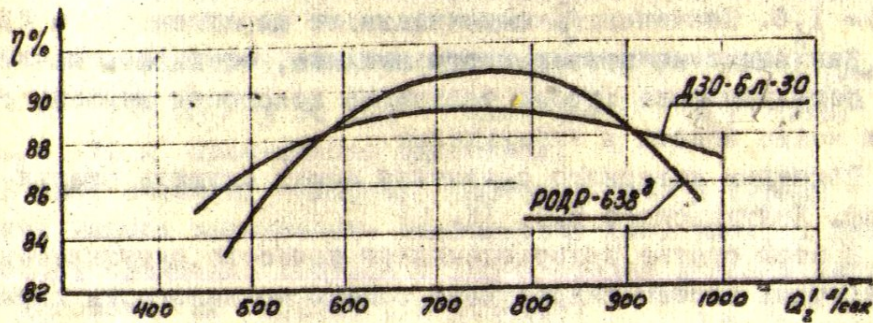


Рис. 4. Характеристики $\eta = \eta(Q_2')$ при $n_2 = n_{2\text{опт}}$ для Д30-6Л-30 и РОДР-638².

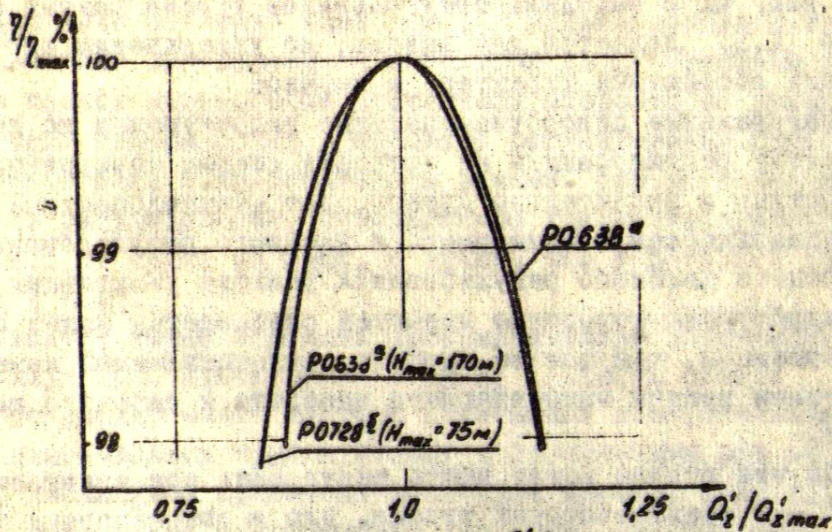


Рис. 5. Характеристики $\eta/\eta_{\text{max}} = f(Q_2'/Q_{2\text{max}}')$ для радиально-носовых гидротурбин.

ристку. Вместе с тем среднее эксплуатационное к.п.д. у РОДР638^Д выше, как видно из таблиц 1 и 2. В этих таблицах показаны значения $\bar{\eta}$ для сравниваемых турбин, имеющих одинаковый диаметр рабочего колеса, при разных значениях α и Z и постоянных значениях $\gamma = 1,0$ и $\beta = 1,0$. Значения $\bar{\eta}$ подсчитаны по формулам (1) и (2).

Как видно из проведенного анализа, оценивать качество регулирования турбин только по пологости нельзя, так как можно впасть в заблуждение.

Примером неверного сравнения может служить статья проф. Квятковского В.С. [Л. 3].

В этой статье автор оценивает качество регулирования различных систем гидротурбин только по пологости характеристик $\eta/\eta_{max} = f(Q_i/Q_{iонт})$ и пользуется различием в значениях η_{max} только там, где это доказывает его точку зрения (например при доказательстве превосходства Д45-5 над ПЛ-5а).

В результате анализа пологости характеристик и характера входных и выходных треугольников турбин разных типов в [Л. 3] делается два вывода, по утверждению автора имеющих абсолютный характер, а именно:

1. Диагональные поворотлопастные гидротурбины по качеству регулирования не уступают осевым поворотлопастным и значительно превосходят жестколопастные радиальноосевые одинарного и двойного регулирования.
2. Процесс двойного регулирования расхода реактивных гидротурбин поворотом лопастей оказывается более совершенным, чем тот же процесс, осуществляемый изменением высоты направляющего аппарата и рабочего колеса.

Оба эти вывода могут иметь место лишь при сравнении низко- и средненапорных турбин. Для высоконапорных турбин, как нами было показано выше, эти утверждения неверны.

Помимо того, что оба вывода [Л. 3] имеют относительный характер, они основаны на ряде неточностей и ошибок, допущенных автором.

При сравнении РОДР638^Д и Д45-5 автор утверждает, что Д45-5 годится для напора 120 м, и что при таком сравнении РОДР638^Д ставится в более выгодные условия, объясняя

это тем, что с ростом напора у РО турбин растет пологость характеристики

$$\eta/\eta_{max} = f(Q'_I/Q'_{I\text{opt}})$$

Оба утверждения ~~неправильны~~. Колесо Д5-45, запроектированное для установки на Бухтарминской ГЭС с $H_{max} = 65,5$ м не прошло из условий прочности.

Из рис. 5 видно, что пологость характеристик $\eta/\eta_{max} = f(Q'_I/Q'_{I\text{opt}})$ у РО 728^б ($H_{max} = 75$ м) и у РО638^а ($H_{max} = 170$ м) практически одинакова.

В свою очередь, пологость характеристик Д турбин с ростом напора значительно уменьшается (см. рис. I). Таким образом, сравнение РОДР638 с Д45-5 ставит в более выгодное положение не РОДР638^д, а Д45-5.

При рассмотрении треугольников скоростей РОДР638^д автор ошибается дважды, полагая, во-первых, что выходной треугольник в комбинаторном режиме должен иметь постоянное направление абсолютной скорости, во-вторых и рассматривая точку вне комбинаторной зоны ($\bar{v}_c \approx 2,25$; $Q'_I = 880$ л/сек).

Как было показано нами выше, у радиальноосевой турбины двойного регулирования с большой диффузностью рабочего колеса направление абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса будет в процессе регулирования расхода меняться даже в комбинаторном режиме. Тем не менее качество ее регулирования, определяемое среднеэксплуатационным к.п.д. будет не хуже, а лучше, чем у Д-турбин (см. табл I и 2).

Следует также отметить хронологическую неточность, допущенную В.С. Квятковским в [Л.3]. Автор пишет:

"Появление новой системы реактивных поворотлопастных диагональных турбин ставит в порядок дня ряд вопросов, касающихся сравнения различных свойств этих турбин с существующими современными системами гидротурбин.

Одним из таких весьма существенных вопросов является сравнительная оценка качества регулирования расхода гидротурбин диагональных (Д-турбин), осевых поворотлопастных (ПД-турбин) и радиально-осевых (РО-турбин) одинарного и двойного регулирования".

Хронологический порядок появления упомянутых систем гидротурбин следующий:

I. Радиальноосевая гидротурбина изобретена Френсисом в

1847 - 1849 г [Л.4]

2. Осевая поворотнолопастная гидротурбина изобретена Капланом в 1916 году. [Л.4]
3. Диагональная поворотнолопастная гидротурбина изобретена почти одновременно Муди (1923) и Биггсом (1930) (см. патенты США № 1.837.568, 1.950.773.)
4. Радиальноосевая гидротурбина двойного регулирования изобретена в 1962 году (см. авт.свид. № 151650 от 23.III.1962 г.). Новизна этой турбины признана за рубежом.

Следовательно по отношению к радиальноосевой гидротурбине двойного регулирования диагональную турбину новой, как это утверждается в [Л.3], назвать нельзя.

Выводы:

1. Качество регулирования гидротурбин характеризуется величиной среднеэксплуатационного к.п.д.
2. Пологость характеристик $\eta/\eta_{max} = f(a_i/a_{iонт})$ поворотнолопастных гидротурбин с ростом напоров падает.
3. Пологость характеристик $\eta/\eta_{max} = f(a_i/a_{iонт})$ турбин, регулируемых путем изменения высоты проточной части с ростом напоров увеличивается.
4. При анализе качества регулирования необходимо сравнивать турбины, предназначенные для работы на одних напорах.

Литература:

1. Этинберг И.Э. Теория и расчет проточной части поворотнолопастных гидротурбин, М-Л. "Машиностроение", 1965.
2. Шпанхаке В. Рабочие колеса насосов и турбин, ОНТИ, 1934.
3. Квятковский В.С. Сравнение процессов регулирования расхода реактивных гидротурбин различных типов, "Энергомашиностроение", № 12, 1967.
4. Шапов Н.М., Турбинное оборудование гидростанций, Госэнергоиздат, 1960 г.