

УДК 621.224

А. С. ГОЛЬЦОВ¹, Д. Ф. СИМБИРСКИЙ²¹ Волжский политехнический институт

(филиал) Волгоградского государственного технического университета, Россия

² Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Украина

АНАЛИЗ АЛГОРИТМОВ УПРАВЛЕНИЯ МОЩНОСТЬЮ И МЕТОДОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОМБИНАТОРНОЙ ЗАВИСИМОСТИ ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

В штатных системах автоматического управления используют индексный метод определения комбинаторной зависимости, разработанный для механической системы автоматического управления с кулачковым механизмом разворота лопастей рабочего колеса турбины. В процессе натурных энергетических испытаний гидроагрегатов Волжской ГЭС с помощью ручного управления был реализован алгоритм адаптивного управления активной мощностью. Он обеспечивает максимальную мощность турбины и был получен варьированием угла разворота лопастей рабочего колеса при фиксированных значениях величины открытия направляющего аппарата. При изменении нагрузки в диапазоне 30000÷120000 кВт алгоритм адаптивного управления обеспечил увеличение активной мощности на 5000÷14000 кВт при одновременном уменьшении вибрации на 10÷30%.

Ключевые слова: поворотно-лопастная гидротурбина, адаптивная система управления, комбинаторная зависимость, индексный коэффициент полезного действия.

Введение

Штатная система автоматического управления (САУ) гидроагрегата предназначена для обеспечения работы поворотной-лопастной турбины (ПЛТ) в окрестности расчетного стационарного режима. В этом режиме комбинаторная зависимость (КЗ) и ПИД-регуляторы штатной САУ должны обеспечивать минимальные гидравлические потери в рабочем колесе (РК) турбины и максимальный к. п. д.

При внедрении системы группового регулирования активной мощностью гидроагрегатов (ГРАМ) условия работы ПЛТ, участвующих в автоматическом вторичном регулировании, существенно изменяются. Теперь турбина основную часть времени работает в переходных режимах. При этом нагрузка на генератор изменяется автоматически во всем диапазоне (от минимального значения до максимального) и существенно отклоняется от расчетного стационарного значения, для которого были определены КЗ и параметры ПИД-регуляторов штатной САУ.

В переходных режимах работы параметры штатной САУ отличаются от требуемых оптимальных значений. Это проявляется в резком увеличении вибрации. Так, например, в переходных режимах работы ГА № 8 Волжской ГЭС при статическом напоре 25 м. вертикальная вибрация крышки турбины увеличилась в 1,5÷2,0 раза (рис. 1).

Поэтому турбина со штатной САУ при реали-

зации заданий автоматического вторичного регулирования ГРАМ будет работать с большими гидравлическими потерями, повышенной вибрацией, низким к. п. д. и большой вероятностью возникновения кавитации. В результате существенно уменьшаются период безотказной работы и ресурс турбины.

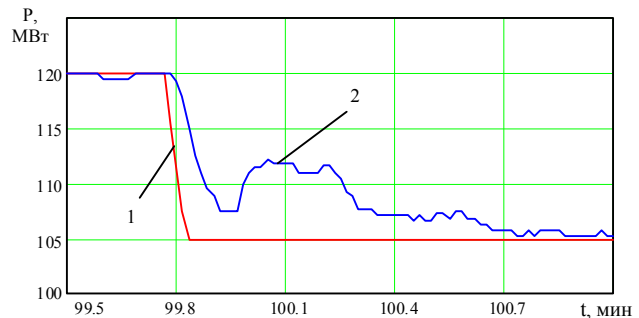


Рис. 1. Изменение активной мощности ГА № 9 с помощью штатной САУ:

1 – требуемые значения активной мощности;
2 – активная мощность ГА

В условиях внедрения ГРАМ и участия гидроагрегатов в автоматическом вторичном регулировании необходимо применять САУ активной мощности и частоты, которая во всех режимах работы имеет характеристики, близкие к оптимальным (включая и переходные режимы). Поэтому был выполнен анализ существующих методов определения КЗ с целью выбора наилучшего при работе с ГРАМ.

1. Теоретический анализ методов определения КЗ турбины

Оптимальная КЗ в режимах работы с любой активной мощностью генератора гидроагрегата (ГА) должна обеспечивать максимальный к. п. д. турбины [1]:

$$\eta_m(t_j) = \frac{P_m(t_j)}{P_b(t_j)} = \frac{P_a(t_j) \cdot \eta_r(t_j)^{-1}}{\rho \cdot g \cdot H(t_j) \cdot Q(t_j)}, \quad (1)$$

где $P_m(t_j)$ – мощность турбины, затраченная на привод генератора в момент времени t_j ;

$P_b(t)$ – часть мощности потока воды, переданная в турбину;

$P_a(t)$ – активная мощность генератора;

$\eta_r(t)$ – к. п. д. генератора;

ρ – плотность воды;

g – ускорение свободного падения;

$H(t)$ – напор турбины (разность удельных энергий потока воды на входе в РК и на выходе из отсасывающей трубы);

$Q(t)$ – расход воды через турбину.

Поток воды на выходе из РК турбины, реализующей оптимальную КЗ, будет иметь направление «нормальный выход» (параллельно продольной оси турбины). Поэтому турбулентный поток воды, проскальзывая вдоль стенок отсасывающей трубы, будет создавать минимальную вибрацию турбины и условия течения в отсасывающей трубе с минимальной вероятностью возникновения кавитации [1].

Стандарты РФ [2, 3] и МЭК 60041 рекомендуют определять оптимальную КЗ абсолютным методом, в котором следует применять измеренные значения всех переменных, используемых при определении КЗ, и напор турбины, вычисленный по формуле:

$$H(t_j) \equiv H_c(t_j) + H_d(t_j), \quad (2)$$

где $H_c(t)$ – статический напор турбины (разность уровней верхнего и нижнего бьефов); $H_d(t_j)$ – динамический напор турбины (часть удельной кинетической энергии потока воды, переданная в РК турбины):

$$H_d(t_j) = \left(\alpha_{вх} - \xi_{под} - \frac{(\alpha_{вых} + \xi_{отс}) \cdot F_{вх}^2}{F_{вых}^2} \right) \cdot \frac{Q(t_j)^2}{2 \cdot g \cdot F_{вх}^2};$$

$\xi_{под}$, $\xi_{отс}$ – коэффициенты потерь напора в подводящем водоводе и в отсасывающей трубе;

$F_{вх}$, $F_{вых}$ – площади поперечных сечений на входе водовода и на выходе отсасывающей трубы;

$\alpha_{вх}$, $\alpha_{вых}$ – коэффициенты Кориолиса, учитывающие эпюры скоростей потока воды в поперечных сечениях.

Однако еще нет надежных промышленных расходомеров воды через турбины с большим диаметром РК. Поэтому КЗ современных ПЛТ определяют индексным (относительным) методом [2, 3], в котором используют расчетный расход воды через турбину

$$Q_p(t_j) \approx K \cdot \sqrt{\Delta p(t_j)}$$

и индексный к. п. д. турбины

$$\begin{aligned} \eta_n(t_j) &\equiv \frac{K \cdot Q(t_j)}{Q_p(t_j)} \cdot \eta_m(t_j) \approx \\ &\approx \frac{P_a(t_j) \cdot \eta_r(t_j)^{-1}}{\rho \cdot g \cdot H_p(t_j) \cdot \sqrt{\Delta p(t_j)}}, \end{aligned} \quad (3)$$

где $H_p(t)$ – расчетный напор турбины;

$\Delta p(t)$ – перепад давления в расходомерном створе спиральной камеры.

С помощью индексного метода КЗ определяют по огибающей частных индексных пропеллерных характеристик – зависимостей индексного к. п. д. от расчетного расхода, полученных при выполнении натуральных энергетических испытаний *варьированием величины открытия НА* при фиксированных значениях угла разворота лопастей РК и действующем напоре. В точках касания огибающей с пропеллерными характеристиками определяют величины открытия НА и угла разворота лопастей РК, которые и образуют точки искомой КЗ.

ОАО «Турбоатом» и фирма «Харьковтурбоинжиниринг» применяют этот метод при проектировании новых турбин [4]. При этом используют полный напор турбины (2), который определяют по результатам стендовых и натуральных энергетических испытаний. Для этого каждую турбину оснащают современными датчиками давления воды (на входе в РК и в отсасывающей трубе) и накладными ультразвуковыми расходомерами (либо датчиками перепада давления в 2-х сечениях расходомерного участка водовода).

На Волжской ГЭС и других ГЭС РФ установлены ПЛТ, заводские КЗ которых были определены приближенным индексным методом, разработанным в 50-х годах XX века для САУ с кулачковым механизмом разворота лопастей РК. В этом варианте индексного метода при вычислении индексного к. п. д. используют только статический напор турбины.

ОАО «Фирма ОРГРЭС» использует этот при-

ближенный метод для коррекции заводских КЗ по результатам натуральных энергетических испытаний гидроагрегатов ГЭС РФ [5 – 7]. При этом каждую частную пропеллерную характеристику определяют по 4÷5 точкам с разными значениями величины открытия НА, в которых измеряют перепад давления. Это явно недостаточно для нахождения реальных значений пропеллерных характеристик и их огибающей из-за искажений, вносимых турбулентными пульсациями перепада давления (достигающих 30 % от среднего значения перепада давления) в расчетные значения расхода и индексного к. п. д.

Индексные пропеллерные характеристики ПЛТ определяют в стационарных режимах, созданных изменением величины открытия НА при фиксированных значениях угла разворота лопастей РК и статического напора турбины. Но при изменении величины открытия НА (при каждом фиксированном угле разворота лопастей) скорость потока воды на выходе из РК будет изменяться и по величине, и по направлению (из-за вращения РК). Турбулентный поток воды, ударяясь о стенки отсасывающей трубы, будет создавать вибрацию отсасывающей трубы и других деталей ГА. Отраженная от стенок струя воды, перемещаясь с завихрениями, уменьшает реальное проходное сечение отсасывающей трубы. Поэтому при увеличении открытия НА расход воды и мощность турбины будут вначале увеличиваться до своих максимальных значений, а затем начнут уменьшаться из-за опережающего роста гидравлических потерь. В результате максимальное значение мощности ПЛТ будет получено при направлении потока воды на выходе из РК, отличающимся от направления «нормальный выход», а вибрация деталей ГА при этом увеличится. Кроме того, возникающие турбулентные завихрения потока воды в отсасывающей трубе будут создавать зоны разряжения давления и, поэтому, будут увеличивать вероятность возникновения кавитации.

В способе адаптивного управления активной мощностью ГА с ПЛТ [8] оптимальную КЗ определяют абсолютным методом, но вместо к. п. д. турбины (1) используют *мощностную характеристику* турбины – зависимость мощности турбины от величины открытия НА $a(t_j)$, угла разворота лопастей РК $\varphi(t_j)$ и напора [3]:

$$P_m(t_j) = \rho \cdot g \cdot Q(t_j) \cdot H(t_j) \cdot \eta_m(t_j) = f(a(t_j), \varphi(t_j), H_c(t_j)). \quad (4)$$

Мощностную характеристику и оптимальную КЗ можно получить экспериментально и аналитическим методом. При использовании экспериментального метода точки искомой комбинаторной зависи-

мости образуют из значений углов разворота лопастей и величин открытия НА, обеспечивающих максимальные значения частных мощностных характеристик (*зависимости мощности турбины от угла разворота лопастей при фиксированных значениях величины открытия НА и статического напора*). Частные мощностные характеристики определяют экспериментально в процессе натуральных энергетических испытаний *варьированием угла разворота лопастей РК*.

Очевидно, что оптимальная КЗ, обеспечивающая максимальные значения к. п. д. турбины (1), обеспечивает (при тех же значениях статического напора и величины открытия НА) и максимальные значения мощности турбины (4). А комбинаторная зависимость, обеспечивающая максимальную мощность турбины (4), при тех же значениях статического напора и величины открытия НА обеспечивает и максимальные значения к. п. д. (т.е. является оптимальной).

Но в предлагаемом варианте абсолютного метода определения оптимальной КЗ *не нужно измерять расход воды*. Кроме того, оптимальную КЗ определяют не с помощью огибающей пропеллерных характеристик, а более точным прямым способом – по точкам, в которых частные мощностные характеристики принимают максимальные значения. Именно такой способ формирования направления потока воды «нормальный выход» из РК предусматривает теория ПЛТ [1]. Но с помощью кулачкового механизма разворота лопастей такой способ определения КЗ в процессе натуральных энергетических испытаний реализовать нельзя. С помощью современных (штатных) технических средств автоматизации предлагаемый абсолютный метод определения комбинаторной зависимости можно легко осуществить.

В аналитическом методе дополнительно используют основное энергетическое уравнение ПЛТ [1]. В результате получают следующую форму записи уравнения мощностной характеристики (4) описывающего зависимость мощности турбины от расхода, угла открытия НА и угла разворота лопастей РК)

$$P_m(t_j) = \frac{\rho \cdot u}{F_0} \cdot Q(t_j)^2 \cdot \left[\frac{D_0}{D_p} \cdot \operatorname{ctg}(\alpha(t_j) + \alpha_0) - \frac{L}{D_p} \cdot \cos(\alpha(t_j) + \alpha_0) + \operatorname{ctg}(\varphi(t_j) + \beta_p) \right], \quad (5)$$

где u – окружная скорость на входных кромках лопастей РК;

F_0 – площадь поперечного сечения водовода на уровне входных кромок лопастей РК;

D_0 и D_p – наружный диаметр входных кромок лопастей РК и диаметр расчетного сечения РК;

$\alpha(t)$ и α_0 – угол открытия НА и угол установки лопаток при закрытом НА;

L – длина хорды лопатки НА;

β_p – расчетный угол установки лопастей.

Кроме того, в математическую модель турбины включают дифференциальное уравнение, описывающее процесс турбулентного течения воды в подводящем водоводе:

$$T \frac{dQ(t)}{dt} + Q(t) = H_1(t) \cdot \alpha(t) \sum_{i=1}^m b_i \cdot f_i(\alpha(t), \varphi(t)) + \psi(t), \quad (6)$$

где T – постоянная времени;

$H_1(t)$ – разность уровней верхнего бьефа и входных кромок лопастей РК;

$f_i(\alpha(t), \varphi(t))$ – B-сплайны, используемые для описания зависимости расхода воды от угла открытия НА и угла разворота лопастей;

$\psi(t)$ – возмущающее воздействие, обусловленное турбулентными пульсациями давления.

Система уравнений (5), (6) составлена в форме уравнений модели в пространстве состояний информационно-измерительной системы, которая управляема по входам $\psi(t)$ и $\varphi(t)$. Поэтому эту модель можно применять (например, с помощью принципа максимума) для определения оптимальных оценок расхода и угла разворота лопастей, обращающих в минимум соответствующие функционалы обобщенной работы в любых режимах работы турбины (в том числе, и при реализации ГРАМ) [8].

2. Экспериментальные исследования

Показатели эффективности и исходные данные. Показатели эффективности штатной САУ (индексный к.п.д. и расход воды) прямым измерениям не доступны. Поэтому эффективность сравниваемых методов определения КЗ и алгоритмов управления оценивалась по величинам активной мощности генератора и вибрации основных узлов турбины гидроагрегатов, реализующих эти методы и алгоритмы в процессе выполнения натуральных энергетических испытаний.

Использовались результаты натуральных энергетических испытаний 4-х гидроагрегатов Волжской ГЭС при средних напорах 18.3; 21.6; 22.8; 23.8 и 24,3 м [5 – 7].

Основные результаты исследований. Испытания выполняли с применением штатной САУ и

ручного управления. При этом измеряли значения статического напора, перепада давления, активной мощности, открытия НА, угла разворота лопастей РК, биение вала в окрестности генераторного подшипника, вибрацию диска подпятника и крышки турбины. Измеренные значения этих переменных были использованы для вычисления расчетных значений расхода воды и индексного к.п.д.; частных пропеллерных характеристик (ПХ); построения огибающей частных ПХ и определения КЗ приближенным индексным и предлагаемым абсолютным методами.

Было установлено, что динамическая погрешность регулирования активной мощности с помощью штатной САУ достигает 10000 кВт (см. рис. 1).

С помощью экспериментального варианта предлагаемого абсолютного метода при выполнении энергетических испытаний (ручным управлением) были созданы режимы работы ПЛТ с углами разворота лопастей РК, отличающимися на 2÷6 градусов от углов разворота лопастей, формируемых штатными КЗ при одинаковых величинах открытия НА (рис. 2).

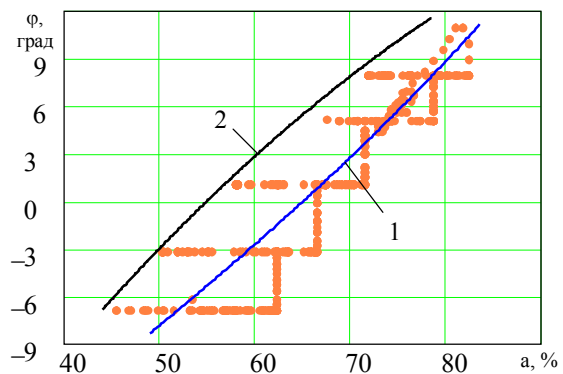


Рис. 2. Комбинаторные зависимости ГА № 9: 1 – КЗ штатной САУ; 2 – КЗ адаптивной САУ

Датчики САУ и системы мониторинга вибраций зафиксировали в этих режимах увеличение (по сравнению со штатной САУ) активной мощности ГА № 9 на 8000÷14000 кВт (рис. 3).

Кроме того, в указанных режимах было зафиксировано уменьшение вертикальной вибрации крышки турбины на 18÷30% (рис. 4), а вибрации диска подпятника на – 7÷12% (рис. 5).

КЗ штатных САУ совпадают (в пределах точности их определения) с уточненными КЗ, полученными ОАО «Фирма ОРГРЭС» [5 – 7].

С помощью предлагаемого метода были получены оптимальные КЗ 4-х ГА при разных напорах. Они отличаются от штатных КЗ на 3÷7 градусов по углу разворота лопастей РК, уменьшают гидравлические потери мощности в турбине на

5000÷14000 кВт и уменьшают вибрацию на 10÷30%. Поэтому САУ, реализующие эти КЗ будут уменьшать вероятность возникновения кавитации и увеличивать ресурс ГА.

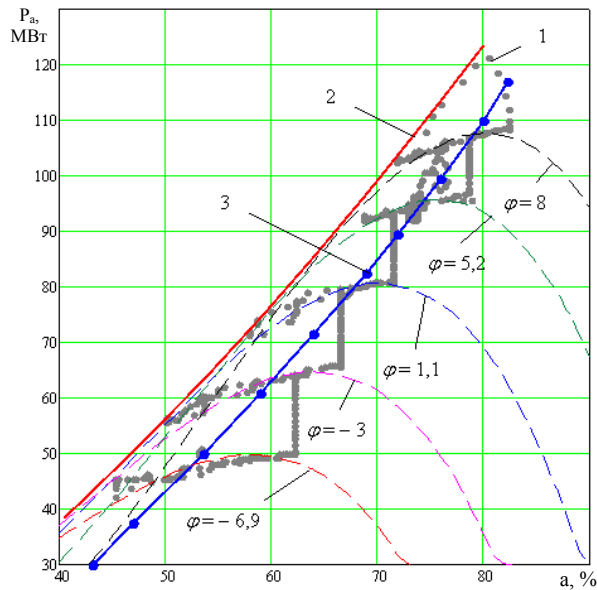


Рис. 3. Зависимость активной мощности ГА № 9 от величины открытия НА при фиксированных углах разворота лопастей РК:

1 – экспериментальные точки при ручном управлении; 2 – штатная САУ; 3 – адаптивная САУ

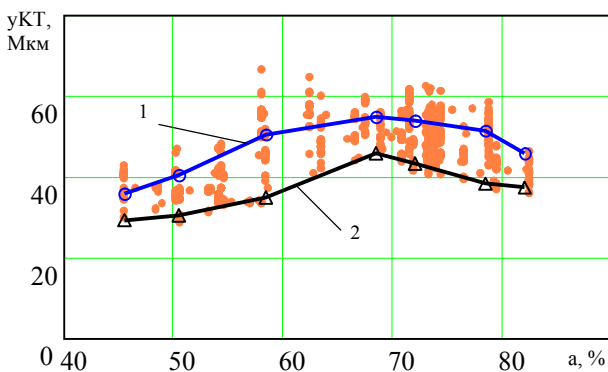


Рис. 4. Вертикальная вибрация крышки турбины ГА № 9:

1 – математическое ожидание вибрации, созданной штатной САУ; 2 – математическое ожидание вибрации в режимах с максимальной мощностью

Заключение

Таким образом, в САУ турбины, работающей под управлением ГРАМ и участвующей в автоматическом вторичном регулировании, следует применять комбинаторные зависимости, полученные с помощью предлагаемого абсолютного метода. При использовании аналитического варианта этого ме-

тода можно, кроме того, определять и расход воды через турбину.

Но оптимальную КЗ каждой турбины, обеспечивающую максимальный к. п. д. при действующем статическом напоре, можно получить и экспериментально в процессе выполнения натурных энергетических испытаний. Для этого при каждом фиксированном значении величины открытия НА варьированием угла разворота лопастей РК нужно создавать режимы работы с максимальной активной мощностью генератора и минимальной вибрацией основных узлов ГА.

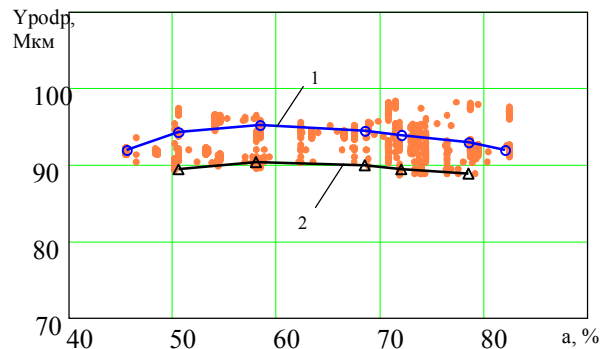


Рис. 5. Вибрация диска подпятника ГА № 9:

1 – математическое ожидание вибрации, созданное штатной САУ; 2 – математическое ожидание вибрации в режимах с максимальной мощностью

Литература

1. Кривченко, Г. И. Гидравлические машины: Турбины и насосы [Текст] / Г. И. Кривченко. – М. : Энергия, 1978. – 320 с.
2. Методические указания по проведению натурных испытаний гидротурбинных агрегатов при вводе их в эксплуатацию на ГЭС: РД 153-34.2-31.302-2001. – Дата введения: 2001-12-01. – М. : ОАО РАО «ЕЭС России», 2001. – 30 с.
3. Методики оценки технического состояния основного оборудования гидроэлектростанций: СТО 17330282.27.140.00-2006. – Дата введения: 2006-08-01. – М. : ОАО РАО «ЕЭС России», 2006. – 120 с.
4. Линник, А. В. Современный уровень и основные направления развития гидротурбостроения в Украине [Текст] / А. В. Линник, В. Д. Хаитов // Проблемы машиностроения. – 2010. – Т. 13, № 1. – С. 11-18.
5. Технический отчет по натурным энергетическим испытаниям гидроагрегата № 9 Волжской ГЭС [Текст]. – М.: Фирма ОРГРЭС, 2010. – 23 с.
6. Технический отчет по натурным энергетическим испытаниям гидроагрегата № 11 Волжской ГЭС [Текст]. – М.: Фирма ОРГРЭС, 2010 – 23 с.

7. Технический отчет по натурным энергетическим испытаниям гидроагрегатов № 3 и № 4 Волжской ГЭС [Текст]. – М.: Фирма ОРГРЭС, 2011 – 69 с.

8. Пат. 2468246 Российская федерация, МПК F03B 15/16. Способ адаптивного управления активной мощностью гидроагрегата с поворотной лопастью турбины [Текст] / А. С. Гольцов,

С. А. Гольцов, А. В. Клименко: Заявитель и патентообладатель Волжский политехнический институт (филиал) Волгоградского государственного технического университета А. С. Гольцов, С. А. Гольцов, А. В. Клименко. – № 2009146911/06; заявл. 16.12.2009; опубл. 27.11.2012, Бюл. № 33.

Поступила в редакцию 18.10.2013, рассмотрена на редколлегии 11.12.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. каф. конструкции авиационных двигателей С. В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ»

АНАЛІЗ АЛГОРИТМІВ КЕРУВАННЯ ПОТУЖНІСТЮ ТА МЕТОДІВ ВИЗНАЧЕННЯ КОМБІНАТОРНОЇ ЗАЛЕЖНОСТІ ПОВОРОТНО-ЛОПАТНОЇ ГІДРОТУРБИНИ

А. С. Гольцов, Д. Ф. Симбірський

У штатних системах автоматичного керування використовують індексний метод визначення комбінаторної залежності, що розроблений для механічної системи автоматичного керування кулачковим механізмом розгортання лопатей робочого колеса турбіни. Під час натурних енергетичних випробувань гідроагрегатів Волжської ГЕС за допомогою ручного керування був реалізований алгоритм адаптивного керування активною потужністю. Він забезпечує максимальну потужність турбіни та був одержаний шляхом вибору кута розвороту лопатей робочого колеса при фіксованих значеннях величини спрямовуючого апарату. При змінах навантаження в діапазоні 30000 ÷ 120000 кВт алгоритм адаптивного керування забезпечує збільшення активної потужності на 5000 ÷ 14000 кВт за одночасним зменшенні вібрації на 10 ÷ 30%.

Ключові слова: поворотно-лопатеве гідротурбіна, адаптивна система управління, комбінаторна залежність, індексний коефіцієнт корисної дії.

ANALYSIS OF THE POWER CONTROL ALGORITHM AND METHOD OF COMBINATORIAL DEPENDENCE OF KAPLAN TURBINE

A. S. Goltsov, D. F. Simbirsky

It is mentioned that in-service automatic control systems is used an index method for determining of the combinatorial dependence designed for the automatic control of the mechanical system with a cam mechanism of the blades turn the turbine wheel. During the tests of the hydraulic units in the Volga hydroelectric power station, executed in real conditions, using manual control algorithm was implemented an adaptive control of active power. It provides a maximum power of the turbine and was obtained by varying the angle of rotation of the impeller blade at fixed values of opening the guide vanes. When the load in the range of 30000 ÷ 120000 kW adaptive control algorithm has provided an increase in the active power by 5000 ÷ 14000 kW, while reducing vibration by 10 ÷ 30%.

Key words: Kaplan turbine, adaptive control system, combinatorial dependence, Index efficiency.

Гольцов Анатолий Сергеевич – д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой автоматики, электроники и вычислительной техники, Волжский политехнический институт (филиал), Волгоградский государственный технический университет, г. Волжский, Россия, e-mail: GoltsovAS@mail.ru.

Симбірський Дмитрій Федорович – д-р техн. наук, проф., проф. кафедри конструкції і прочності двигателів летательних апаратів, Національний аэрокосмічний університет ім. Н. Е. Жуковського «ХАІ», г. Харьков, Україна, e-mail: aedlab@gmail.com.