



УДК 621.311

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ НАТУРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ТУРБИНЫ, ИСПОЛЬЗУЮЩЕЙ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ ЭФФЕКТ УСИЛЕНИЯ МОЩНОСТИ

Г.В. Трещалов

Инженерно-исследовательская группа «ЭРГ»
Ташкент, Узбекистан, 100098, Кара-Камыш-2/1-3-43
Тел./факс: (99871) 2790590, E-mail: erg@list.ru

Заключение совета рецензентов: 22.02.12 Заключение совета экспертов: 30.02.12 Принято к публикации: 04.03.12

В настоящей статье анализируется возможность масштабного моделирования гидродинамического эффекта, возникающего в безнапорном потоке жидкости при его ускорении и переходе режима потока через критическое состояние.

Ключевые слова: энергия, мощность, турбина, свободнопоточный, поток, спокойный, бурный, глубина, критическая, гидродинамический, эффект, обратная связь, гидравлика, число Рейнольдса, число Фруда, критерии гидродинамического подобия, гидравлический прыжок, эффект эжекции.

ANALYSIS OF FULL-SCALE MODELLING OF OPERATING CONDITIONS FOR A HYDRAULIC TURBINE THAT USES A SPECIFIC HYDRODYNAMIC EFFECT

G.V. Treshchalov

Engineering and Research Group "ERG"
Kara-Kamish-2/1-3-43, Tashkent, 100098, Uzbekistan
Tel./fax: (99871) 2790590; e-mail: erg@list.ru

Referred: 22.02.12 Expertise: 30.02.12 Accepted: 04.03.12

This article analyses the possibility of full-scale modeling of the hydrodynamic effect that appears in free hydraulic flow as a result of its acceleration and transition through a critical state.

Keywords: energy, hydrodynamics, turbine, free flow, calm, turbulent, critical, sub critical, super critical, hydraulic jump, depth, effect, feedback, Froude number, Reynolds number, ejection effect, criteria of hydrodynamic similarity.



*Герман
Владиславович
Трещалов*

Сведения об авторе: [REDACTED] Отмечен сертификатом конкурса "Energy Globe Award"-2008, 2010.

Образование: Ташкентский Государственный технический университет (1986 г.).

Основной круг научных интересов: альтернативные возобновляемые источники энергии, гидроэнергетика, ветроэнергетика.

Публикации: 28.

Введение

В [1-3] был проведен анализ испытаний свободнопоточной гидравлической турбины оригинальной конструкции и был обоснован и проанализирован особый гидродинамический эффект, возникающий в свободном безнапорном потоке жидкости, который предположительно и являлся одной из причин достаточно высокой удельной выходной мощности выше-названного устройства.

Выяснилось, что основной особенностью этого эффекта является то, что благодаря ускорению потока создается локальный искусственный перепад уровней и из потока извлекается потенциальная энергия, которая значительно превышает кинетическую энергию потока.

Также в [1] и [2] были выведены математические закономерности этого явления, построены характерные энергетические диаграммы. Было показано, что этот эффект характерен тем, что его энергетическая диаграмма имеет ярко выраженный экстремум по всем входящим и выходящим параметрам – входящей и выходящей скорости и глубине потока. Весьма наглядно это отражено на диаграммах, приведенных в [1].

Кроме того, были предварительно определены условия возникновения этого эффекта, его устойчивого проявления в потоке жидкости и дана оценка вариантов его использования для получения энергии свободнопоточными гидротурбинами.

В выводах вышеприведенной статьи было предварительно показано, что на уменьшенных гидродинамических моделях описанный выше гидродинамический эффект малозаметен и трудноидентифицируем.

В настоящей статье мы рассмотрим возможности проявления этого эффекта при масштабном моделировании в соответствии с принципами гидродинамического подобия и докажем математически эти выводы.

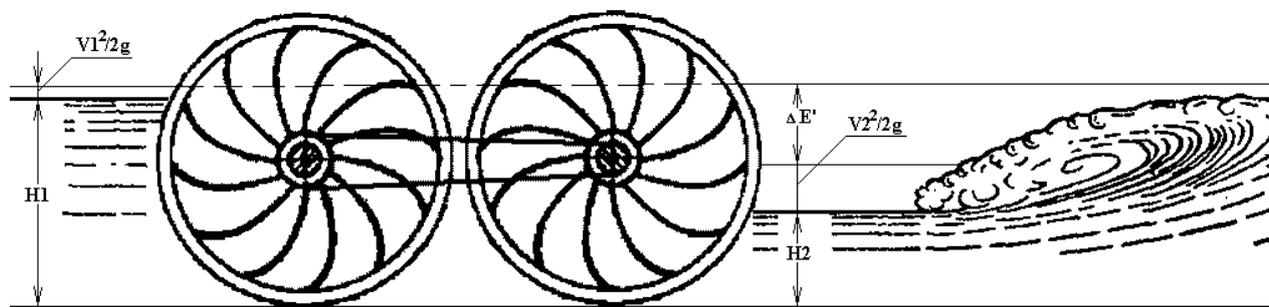
Теоретический анализ

Некоторые из вариантов технических решений турбин, использующих анализируемый гидродинамический эффект, приведены в [3-6]. На рисунке изображен один из наиболее простых и наглядных вариантов модели такой турбины.

Турбина представляет собой два нижнебойных водяных колеса, соединенных обратной связью, функции которой может выполнять цепная или ременная передача. Обратная связь обеспечивает вращение второго (правого) колеса несколько быстрее первого, за счет чего и происходит ускорение выходящего потока воды.

Принцип работы установки следующий: рабочие органы входного потока (левое колесо на рисунке) получают часть кинетической энергии потока и передают ее при помощи обратной связи (цепи или ремня) рабочим элементам выходного потока (правое колесо на рисунке). За счет более быстрого вращения второе колесо ускоряет выходящий поток. Поскольку расход воды, входящий в установку, равен выходящему и скорость вытекающего потока выше, чем входящего, то по условию неразрывности потока площадь сечения выходящего потока будет меньше, чем входящего и, следовательно, при одинаковой ширине его глубина H_2 будет меньше, чем глубина входящего потока H_1 . Возникшая вследствие этого разница уровней бьефов входящего и выходящего потоков высвобождает потенциальную энергию, которая и выдается турбиной в виде полезной энергии.

На рисунке также изображен баланс энергии на входе и выходе турбины. Из рисунка видно, что потенциальный напор (глубина) выходящего потока H_2 уменьшается относительно входящего – H_1 , тогда как скоростной напор (кинетическая энергия) – $V_1^2/2g$ на выходе значительно увеличивается по отношению к входящему потоку.



Один из вариантов турбины и баланс энергии входного и выходного потоков: H_1, H_2 – глубина (потенциальный напор) входного и выходного потоков соответственно; $V_1^2/2g, V_2^2/2g$ – скоростной напор входного и выходного потоков соответственно;

$\Delta E'$ – разница удельной энергии входного и выходного потоков

One of the variants of the device and energy balance at the exit from the device: H_1, H_2 – the depth (potential head) of the inflowing and outflowing streams respectively; $V_1^2/2g, V_2^2/2g$ – the velocity head of the inflowing and outflowing streams respectively;

$\Delta E'$ – the difference between the energy density of the inflowing and outflowing streams

Математический анализ, проведенный в [1], показал, что за турбиной скорость и глубина потока соответствуют критическим параметрам и вследствие этого в результате эффекта эжекции на выходе устройства возникает гидравлический прыжок [7, с. 278]. В зоне гидравлического прыжка возникает недостаток суммарной удельной энергии потока ($\Delta E'$) по отношению к начальному и установившемуся (за прыжком) режиму потока.

Именно эта часть энергии потока забирается турбиной, и на рисунке видно, что она значительно (в несколько раз) превышает полную кинетическую энергию входящего потока ($V_1^2/2g$).

Масштаб удельных энергий на рисунке показан в отношении к входящему потоку глубиной $H_1 = 1$ м и скорости $V_1 = 1$ м/с. Из рисунка хорошо видно, что сразу на выходе из турбины скоростной напор выходящего потока ровно в 2 раза меньше потенциального напора – глубины выходящего потока, что соответствует критическому состоянию выходящего потока.

В [1], основываясь на базовых законах гидродинамики – уравнении Бернулли (законе сохранения энергии) и уравнении неразрывности потока (законе сохранения массы), была выведена формула удельной энергии потока при возникновении этого гидродинамического эффекта, которая может быть применена для предварительного расчета энергетических характеристик турбин, работающих на этом принципе.

Для удобства приведем эту формулу здесь, переводя удельную энергию в полную энергию, извлекаемую турбиной из потока воды за секунду, для призматического русла шириной L :

$$E = \rho L \left(H_1^2 V_1 g + H_1 \frac{V_1^3}{2} - \frac{3}{2} \sqrt[3]{(H_1 V_1)^5 g^2} \right), \quad (1)$$

где L – эффективная ширина турбины поперек потока; H_1 – эффективная глубина входящего потока; V_1 – скорость входящего потока; ρ – плотность жидкости (воды).

При моделировании гидравлических явлений пользуются критериями гидродинамического подобия, основными из которых являются число Рейнольдса и число Фруда, которые должны быть одинаковы для реального объекта и для модели.

Однако, как показано в [7, стр. 476], добиться полного гидродинамического подобия модели и натуре невозможно, так как коэффициенты подобия при выполнении обоих критериев подобия получаются различными и условия подобия несовместимы друг с другом.

Поэтому для моделирования пренебрегают одним из этих критериев, который менее важен для конкретной модели.

В нашем случае основными параметрами потоков были состояния потоков, а именно – спокойный поток на входе в установку и критический на выходе.

Эти параметры строго подчинены числу Фруда, и определяющему состоянию потока.

Число Рейнольдса во всех математических выкладках, приведенных в предыдущих материалах, было не критично, поэтому в данном моделировании мы им пренебрежем, и при моделировании основным будет являться число Фруда.

Напомним, что числом Фруда называется следующее выражение, характеризующее состояние безнапорного потока:

$$Fr = V^2/gH, \quad (2)$$

где H – глубина потока; V – скорость потока; g – ускорение свободного падения.

При $Fr = 1$ поток будет находиться в критическом состоянии, при $Fr < 1$ – в спокойном, а при $Fr > 1$ – поток будет бурным.

Придерживаясь постоянства числа Фруда, рассчитаем энергию, выдаваемую турбиной по формуле (1), для различной скорости и эффективной глубины входного потока (на один погонный метр поперек потока) (таблица).

Данные для различных режимов (масштабов) моделирования
The data for the different modes modeling

Глубина входящего потока, м	1,0	0,7	0,5	0,3
Скорость входящего потока, м/с	1,0	0,8	0,7	0,55
Число Фруда для входящего потока	0,102	0,102	0,102	0,102
Критическая глубина, м	0,467	0,317	0,232	0,141
Критическая скорость потока, м/с	2,14	1,76	1,51	1,17
Число Фруда для критического потока	1	1	1	1
Энергия, получаемая от турбины за секунду, Дж	3430	1407	606	169

Выводы

Анализируя данные, приведенные в таблице, можно сделать вывод, что масштабное моделирование рассматриваемого гидродинамического эффекта по принципу гидродинамического подобия возможно, но необходимо учитывать следующие факторы:

- необходимо создать обратную связь между входящим и выходящим потоками таким образом, чтобы обеспечить состояние выходящего потока, эквивалентное критическому.

- при малых размерах модели, даже оптимальный гидравлический режим работы турбины не сможет обеспечить достаточную выходную мощность, что затрудняет ее замеры с учетом гидравлических, механических и электрических потерь модели.

Эти выводы в полной мере соответствуют результатам испытаний модели гидравлической турбины специальной конструкции, проведенных ЗАО «МНТО ИНСЭТ» в феврале 2006 г. [8]. Для этих испытаний была изготовлена модель высотой около 0,6 м. Следовательно, максимальная эффективная глубина потока не могла превышать этого значения.

Поскольку на момент испытаний не существовало теории работы таких турбин и не был математически обоснован гидродинамический эффект, на основе которого такие турбины функционируют, то добиться оптимального гидравлического режима при этих испытаниях было крайне затруднительно, что и сказалось на результатах испытаний.

Судя по протоколу испытаний [8], при входящих параметрах потока: скорости потока 0,82 м/с и глубине 0,7 м – глубина выходящего после турбины потока во время эксперимента составляла 0,55 м, что далеко не соответствует критической глубине при таком расходе. Кроме того, как было приведено выше, глубина входящего потока в некоторых режимах испытаний (равная 0,7 м) даже превышала полную высоту машины (0,6 м), что еще более нарушало гидравлический режим работы модели. Учитывая потери мощности на генераторе и мультипликаторе (суммарно порядка 400 Вт), а также гидравлические потери, которые в эксперименте не замерялись, полезная выдаваемая мощность турбины оказалась весьма незначительной, что согласуется с данными таблицы.

При дальнейшем анализе функционирования турбин, использующих специфический гидродинамический эффект, описанный в статьях [1, 2, 4, 6], будут проанализированы особенности режимов холостого хода таких турбин и их работа под нагрузкой. Также будет рассмотрена возможность каскадирования подобных аппаратов в мини-гидроэнергостанции и проанализировано изменение напорной линии свободного безнапорного потока в этих условиях.

Список литературы

1. Treshchalov G.V. A highly efficient method for deriving energy from a free-flow liquid on the basis of the specific hydrodynamic effect // *International Scientific Journal for Alternative Energy and Ecology – ISJAEE*. 2010. #12 (92). P. 23-29.
2. Трещалов Г.В. Высокоэффективный способ извлечения энергии из безнапорного потока текущей жидкости на основе специфического гидродинамического эффекта // *Экономика и производство*. 2008. № 2. С. 71-77.
3. Ленев Н.И. Бесплотинные ГЭС нового поколения на основе гидроэнергоблока // *Альтернативная энергетика и экология – ISJAEE*. 2005. №3 (23). С. 76-78.
4. Treshchalov G., Glovatskiy O., Majidov T. A new design of a highly efficient hydraulic turbine on the basis of the specific hydrodynamic effect // *Proceedings of International Water Association, 1st Central Asian Regional Water Conference – 2011*. Almaty.
5. Патентная заявка ФИПС РФ № 2007135381/20(038680) «Турбина со спаренными рабочими колесами и обратной связью между ними» / Трещалов О.В., Трещалов Г.В.
6. Трещалов Г.В., Мукольянц А.А., Джуманов А.А. Применение гидродинамического эффекта для извлечения энергии из безнапорного потока жидкости. Публикации международной научно-практической конференции «Инновация – 2011». Ташкент, 2011. С. 152-155.
7. Чугаев Р.Р. Гидравлика. 3-е издание. М.: Издво «Энергия», 1975.
8. Акт испытаний модели свободнопоточной гидравлической турбины. ЗАО «МНТО ИНСЭТ». 2006 г.

