

мум. До максимума наблюдаются значительные пульсации температуры в зоне нагрева. После достижения максимальной скорости паровой фазы пульсации значительно снижаются и практически прекращаются вплоть до возникновения кризиса теплообмена.

3. Отмечено, что с уменьшением внутреннего диа-

метра термосифона капиллярные силы оказывают влияние на его теплопередающие характеристики.

4. Неоднозначность влияния различных факторов на теплопередающие характеристики двухфазных термосифонов требует дополнительных исследований.

#### Литература

1. Безродный М.К. Двухфазные термосифоны в промышленной теплотехнике / М.К. Безродный, С.С. Волков, В.Ф. Мокляк. – К: Вища школа, 1991. – 75 с.
2. Безродный М.К. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах. Теория и практика / М.К. Безродный, И.Л. Пиоро, Т.О. Костюк. – К: Факт, 2005. – 704 с.
3. Khazaee I. Experimental investigation of effective parameters and correlation of geyser boiling in a two-phase closed thermosyphon / I. Khazaee, R. Hosseini, S.H. Noie // Applied Thermal Engineering. – 2010. – V. 30. – № 5. – P. 406 – 412.
4. Кравец В.Ю. Пульсационные явления в закрытых двухфазных термосифонах / В.Ю. Кравец, Е.Н. Письменный, В.И. Коньшин // Збірник наук. праць СНУЯЕ та П, Севастополь 2009.- Випуск 4(32) - с. 39 – 46.
5. Кравец В.Ю. Влияние режимных факторов на теплопередающие характеристики двухфазных термосифонов / В.Ю. Кравец, Е.Н. Письменный, В.И. Коньшин, Бехмард Голамреза // Збірник наук. праць СНУЯЕ та П, Севастополь 2010.- Випуск 4(36) - с. 41 – 49.
6. Nisgoski A.R. Theoretical and experimental study of two-phase vertical and loop thermosyphons / A.R. Nisgoski, A.S. Kupka, M.B.H. Mantelli, H.G. Landa // 12<sup>th</sup> Int. Heat Pipe Conf., May 19–24, 2002, Moscow-Kostroma- Moscow. – P. 279–284.
7. Hong S.E. An experimental study on the heat transfer characteristics of a FC-72 thermosyphon / S.E. Hong, C.J. Kim, Y.J. Park, H.K. Kang // 12<sup>th</sup> Int. Heat Pipe Conf., May 19–24, 2002, Moscow-Kostroma- Moscow. – P. 308–314.

УДК 621.22

## МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ТУРБИНЫ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО УСТРОЙСТВА «КАСКАД-М»

**П. П. Ремизов**

Инженер

Кафедра оборудования химических производств и предприятий строительных материалов\*

E-mail: remizov.pavel@gmail.com

**С. А. Русанов**

Кандидат технических наук, доцент

Кафедра оборудования химических производств и предприятий строительных материалов\*

Контактный тел.: (0552) 32-69-24

E-mail: ohvpbm@i.ua

**Д. А. Дмитриев**

Кандидат технических наук, доцент

Кафедра основ конструирования

\*Херсонский национальный технический университет

Бериславское шоссе, 28, г.Херсон, Украина, 73000

Контактный тел.: (0552) 32-69-39

*Наведено результати моделювання роботи турбіни гідродинамічного пристрою «Каскад-М». Знайдені оптимальні режими роботи пристрою, вказані рекомендації щодо вибору електрогенератора*

*Ключові слова: гідродинаміка, турбіна, моделювання*

*Приведены результаты моделирования работы турбины гидродинамического устройства «Каскад-М». Найдены оптимальные режимы работы устройства, указаны рекомендации относительно выбора электрогенератора*

*Ключевые слова: гидродинамика, турбина, моделирование*

*The results of hydrodynamic modeling of the turbine device "Cascade-M." are presented. The optimum modes of the device was found, specified guidelines on choosing a generator*

*Keywords: hydrodynamics, turbine, modeling*

## Введение

Как известно, реализация в малых и микро ГЭС возможности децентрализованной подачи электроэнергии в сочетании с преимуществами больших ГЭС нивелирует их некоторые недостатки, такие как значительный удельный вес капитальных затрат на единицу выработанной мощности [1]. Кроме того такие ГЭС имеют минимальное воздействие на окружающую среду, их развитие может быть полностью основано на местных ресурсах, рабочей силе, стройматериалах и т.д., что в комплексе обуславливает их особое значение для стран с развивающейся экономикой, способствует развитию региона. Полученная электроэнергия передается относительно небольшому количеству потребителей в достаточной близости от ГЭС. Таким образом, выработка энергии с помощью малых гидроэлектростанций – одно из наиболее эффективных направлений развития альтернативной энергетики.

Многие технические решения для микро ГЭС основываются на использовании кинетической энергии потока, в отличие от использования потенциальной энергии большими ГЭС [2]. Это обуславливает применение свободнопоточных осевых лопастных турбин [2], часто с поворотными лопастями. Применение тех или иных конструктивных решений часто может быть неоправданным для конкретных условий, а проведение предварительных натуральных испытаний экономически нецелесообразно для гидроагрегатов малых и микро ГЭС. В этом случае может быть особенно полезным проведение предварительных численных расчетов в современных CFD-системах для наперед заданных условий эксплуатации конкретного гидроагрегата.

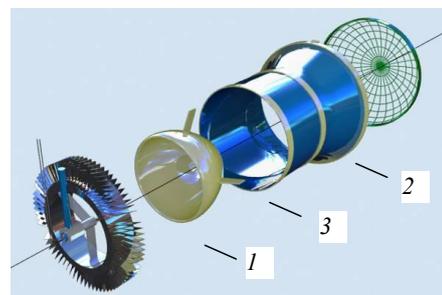
## Цель работы

В данной работе проводится моделирование и анализ работы турбины гидродинамического устройства «Каскад-М» работающего в условиях свободнопоточного течения от сброса турбин малой ГЭС.

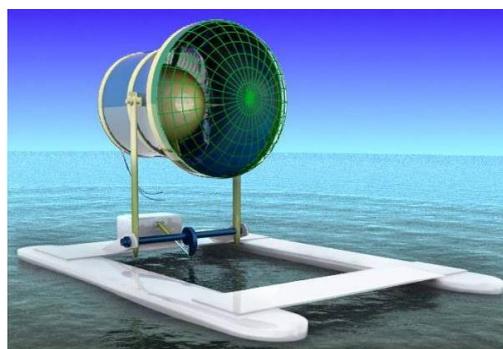
## Изложение основного материала

Гидродинамическое устройство «Каскад-М» включает погружной рабочий элемент (рис.1, а) в виде лопастной турбины 1 в гидродинамической трубе 2 со статично закрепленным в центре водообтекателем 3. На рабочей площадке (рис. 1, б) размещается подъемный механизм, с помощью которого совершается спуск и подъем рабочего элемента под воду и из воды, и электрогенератор, соединенный с турбиной погружного рабочего элемента. Рабочая площадка «Каскад-М» размещается на плавучем средстве (рис. 2, б), либо на фермовой конструкции, в связи с чем устройство не требует постройки дополнительных гидросооружений и может быть мобильным.

Для условий расчета принят равноскоростной сброс со средней скоростью 3 м/с. В качестве расчетной была выбрана модификация «Каскада», в которой гидродинамическая труба имеет входное отверстие в виде эллипса с высотой 2,0 метра и шириной 2,5 метра, турбина имела 8 лопаток (Рис.2).

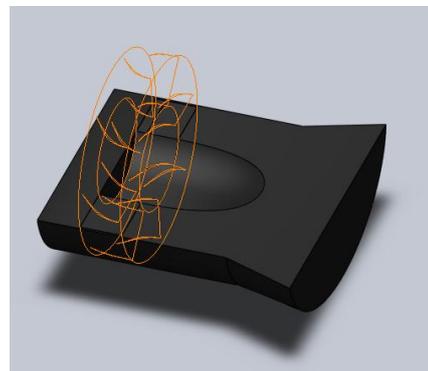


а)

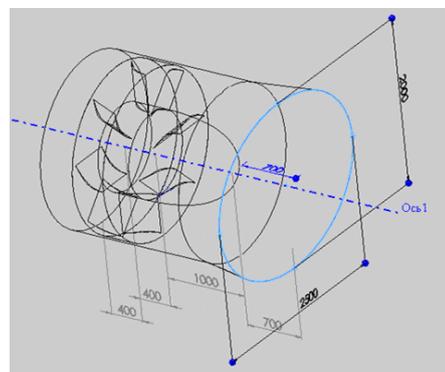


б)

Рис.1. Рабочий элемент (а) и общий вид (б) гидроагрегата «Каскад-М»



а)

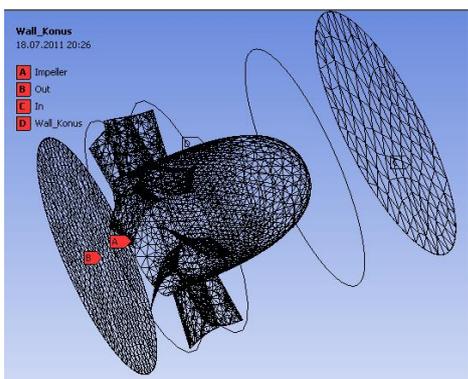


б)

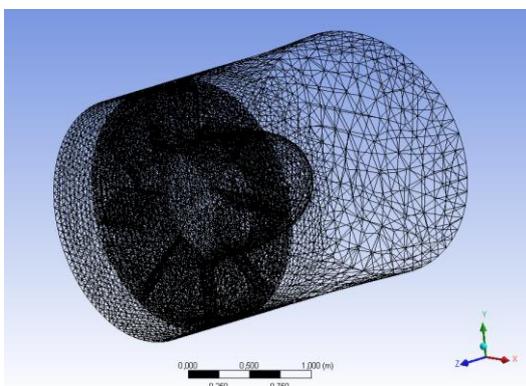
Рис.2. Геометрия свободной камеры и рабочего колеса в SolidWorks (а) и основные размеры турбины (б)

Расчетное исследование было выполнено с помощью пакета CFX-5.7 [3]. Контрольный расчет был произведен в системе Fluent-6.3. Расчетная область с расчетной сеткой представлены на рис. 3. Расчетная область состояла из 2 подобластей: свободной камеры гидродинамической трубы и рабочего колеса гидротурбины. Построение расчетной сетки выполнялось с помощью модуля CFX-Mesh. Расчетная сетка насчитывала  $\approx 400$  тыс. ячеек, сеточная независимость была проверена путем выполнения расчетов для одного из режимов на более густой и более разреженной сетках.

На входе в гидродинамическую трубу во всех случаях задавался расход соответствующий скорости потока 3 м/с, на выходе – статическое давление. Для моделирования турбулентности была использована стандартная k-ε модель [4]. Расчет течения выполнялся в стационарной постановке. На поверхности стыка между рабочим колесом и свободной камерой задавалось условие “Frozen Rotor” («Замороженный ротор») [5].



а)



б)

Рис.3. Расчетная поверхностная сетка (а) и рабочий элемент в целом (б)

Предварительным подсчетом был выбран диапазон чисел оборотов, в котором будут производиться численные расчеты. В качестве верхнего предела была выбрана величина, равная числу оборотов без проскальзывания для винтовой линии с углом подъема, соответствующему среднему углу наклона лопасти и движением по ней со скоростью, равной скорости

жидкости поступающей на лопасти, что в результате дало – 69 об/мин. Нижний предел – принудительное заклинивание – 0 об/мин.

Последовательно были проведены расчеты для разных чисел оборотов в указанном диапазоне. На некоторых шагах расчеты в CFX дублировались расчетами в Fluent – наибольшее расхождение (для поля скоростей и давлений) не превышало 5,6 %. Характерный вид полученного поля скоростей для  $n=30$  об/мин представлен на рис. 4.

Необходимо уточнить, что значение частоты вращения для холостого хода получается при расчетном моменте на валу  $M=0$ . Цепочка расчетов для  $n = 0, 15, 30, 45, 60$  об/мин показала, что для  $n = 60$  об/мин происходит изменение знака момента (т.е. момент на участке  $45 < n < 60$  принимает нулевое значение). Интерполяция и последующий численный расчет дали значение частоты холостого хода  $n_{х.х.} = 54$  об/мин. Результаты с шагом по  $n=15$  об/мин сведены в таблицу 1 (для некоторых значений  $n$  указаны результаты, полученные в Fluent).

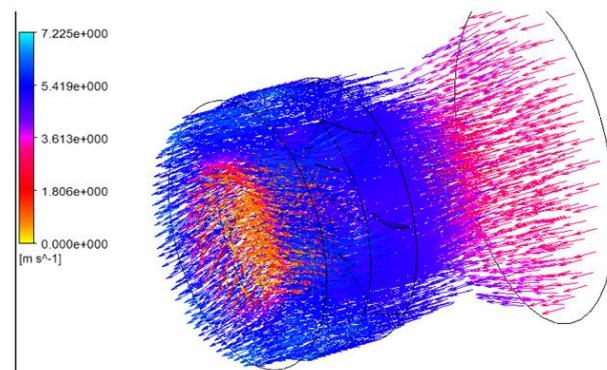


Рис. 4. Характерный вид поля скоростей для  $n=30$  об/мин

Таблица 2

Расчетные моменты при разных частотах вращения

$n$ , об/мин	0	15	30	45	60	54
$M$ , Н×м, CFX	-26177	-19503	-13073	-4687	2861	$\approx 0$
$M$ , Н×м, Fluent	-28830		-12966	-4937		

На рис. 5 показана характеристика турбины – график зависимости «Момент – частота вращения» и соответствующий график для мощностей.

Полученные результаты показывают, что оптимальным режимом работы гидродинамического устройства «Каскад-М» работающего в условиях свободнопоточного течения от сброса турбин малой ГЭС следует считать такой, при котором система турбина-привод-гидрогенератор выйдут на режим  $n \approx 30$  об/мин, с получаемой от турбины мощностью (без учета к.п.д. привода) 40 кВт. Принимая к.п.д. привода  $\eta \approx 0,8$  [6] получим ожидаемое значение вырабатываемой мощности  $N=32$  кВт.

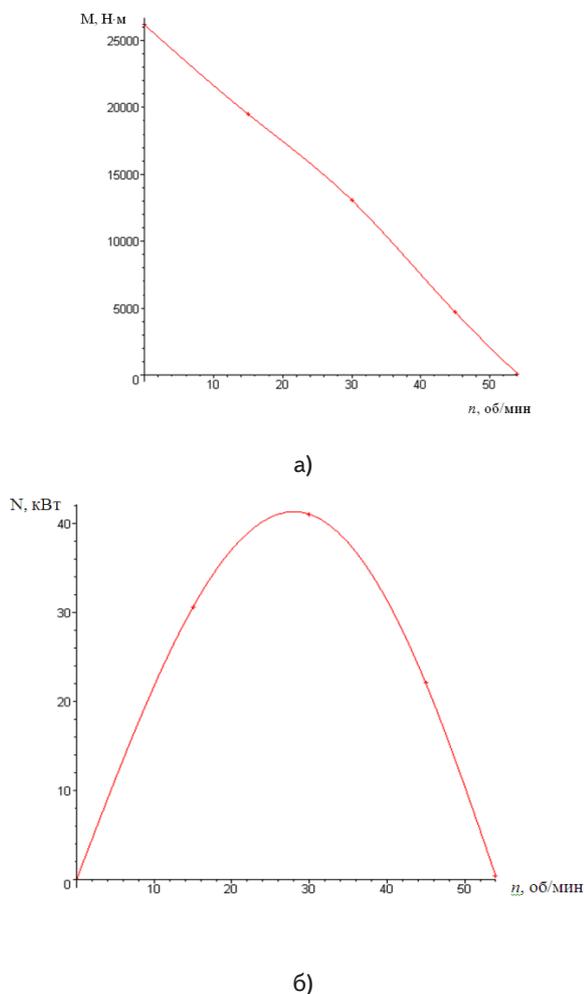


Рис.5. Зависимость между моментом на валу и частотой вращения ротора (а) и передаваемой мощностью и частотой вращения ротора (б)

## Выводы

В работе получена информация о картине течения жидкости в рабочем элементе гидроагрегата «Каскад-М». Спрогнозированы ожидаемые режимы работы, приведена методика предварительных численных расчетов в современных CFD-системах для наперед заданных условий эксплуатации конкретного гидроагрегата с получением характеристик устройства. После окончательного выбора типа гидрогенератора и привода, желательно производить уточненный расчет на более сгущенной сетке и, возможно, более точной модели турбулентности. Указанная методика может быть применена для широкого спектра подобных расчетов.

## Литература

1. Васильев Ю.С. Экологические аспекты гидроэнергетики. /Ю.С. Васильев, Н.И. Хрисанов – Л.: изд-во ЛГУ, 1984. – 247 с.
2. Кривченко Г.И. Гидроэлектрические станции. /Г.И. Кривченко, В.Я. Карелина. – 3-е изд., перераб. и доп. – Энергоатомиздат, 1987. – 464 с.
3. Кочевский А.Н. Современный подход к моделированию и расчету течений жидкости в лопастных турбомашинах /А.Н. Кочевский, В.Г. Неня – Вісник СумДУ. – Суми, 2003. – №13(59). – С. 195 -210.
4. Черный С.Г. Численное моделирование пространственных турбулентных течений несжимаемой жидкости на основе k-ε моделей // Черный С.Г., Грязин Ю.А., Шашкин П.А. – Вычислительные технологии. – 1999. – Т. 4. № 2. – С. 74-94.
5. CFX-5 Solver Theory, 2004, 261 p.
6. Муха Т. И. Приводы машин. Справочник. / Муха Т. И., Януш Б. В., Цупиков А. П. – Под ред. В. В. Длугого. – Л.: «Машиностроение» (Ленингр. отд-ние), 1975. – 344 с.