



ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ОРТОГОНАЛЬНОГО АГРЕГАТА С УПРАВЛЯЕМЫМ ЗАКРЫЛКОМ*

В.М. Лятхер

¹British American Turbines, Inc.

Здание Искусств, 2-й этаж, Морис плейс, Лондон, NA 31G, Великобритания
www.baturbines.com, e-mail: vlyatkher@sbcglobal.net

²New Energetics, Inc.

563 л. Бартона., Кливленд, Огайо 44143
тел.: +1(216)272-67-65

doi: 10.15518/isjaee.2020.07-18.60-67

Заключение совета рецензентов: 24.01.20 Заключение совета экспертов: 18.02.20 Принято к публикации: 06.03.20

Обсуждаются особенности течений внутри ортогональных турбин, определяющие их невысокую эффективность. Сформулированы предложения, повышающие эффективность турбин. Отмечено, что наиболее эффективными в безграничном потоке могут быть многоярусные турбины с одной или двумя фиксированными лопастями в каждом ярусе, а также турбины с одной спиральной лопастью. Приведены результаты расчетов и лабораторных испытаний по оптимизации турбин и новые предложения по использованию автоматизированных закрылков на лопастях.

Ключевые слова: малая гидроэнергетика; ортогональная турбина; безграничный поток; многоярусная турбина; лопасть; эффективность.

ENERGY EFFICIENCY OF THE ORTHOGONAL UNIT WITH CONTROLLED FLAP

V.M. Lyatkher^{1,2}

¹British American Turbines, Inc.

The Arts Building, 2nd Floor, Morris Place, London, UK, NA 31G
www.baturbines.com, e-mail: vlyatkher@sbcglobal.net

²New Energetics Inc.

563 Bartow Ln., Cleveland, OH 44143
tel.: +1(216)272 67 65

doi: 10.15518/isjaee.2020.07-18.60-67

Referred 24 January 2020 Received in revised form 18 February 2020 Accepted 6 March 2020

The paper discusses the features of flows inside orthogonal turbines that determine their low efficiency. Proposals are formulated that increase the efficiency of turbines. It is noted that multilevel turbines with one or two fixed blades in each tier, as well as turbines with one spiral blade, are the most effective in unlimited flow. The paper suggests the results of calculations and laboratory tests for optimizing turbines and new proposals for the use of automated flaps on the blades.

Keywords: small hydropower; orthogonal turbine; unlimited flow; multi-tiered turbine; blade; efficiency.

*Лятхер В.М. Энергетическая эффективность ортогонального агрегата с управляемым закрылком // Международный научный журнал «Альтернативная энергетика и экология» (ISJAEE), 2020;07-18:60-67.





Виктор Михайлович Лятхер
Viktor Lyatkher

Сведения об авторе: д-р. техн. наук, профессор; член Академии водных проблем (Россия); инженер, British American Turbines, Inc.; президент компании «New Energetics» (США); генеральный директор ООО «Новая Энергетика» (Россия).

Образование: Московский энергетический институт; механико-математический факультет МГУ.

Область научных интересов: гидравлическое моделирование, гидроэнергетика, гидрология, сейсмология, механика сплошных сред, приливная энергия; ветроэнергетика.

Публикации: более 280, в том числе 15 книг и 70 патентов.

Information about the author: D.Sc. in Engineering; Professor of Moscow University of Environmental Protection; Member of Academy of Water Researches, Russia; Project Engineer and Researcher, British American Turbines, Inc.; President of Clean Energy Co. (USA); New Energetics Inc. (USA); CEO of “Novaya energetika” Ltd. (Russia).

Education: Master of Science in Engineering, Moscow Power Engineering Institute; Moscow State University, Mathematics and Mechanics Faculty.

Research interests: hydraulic modeling, hydraulics of the rivers, lakes and ocean flow; hydrology, water resources management, seismology and earthquake engineering, hydropower, tidal power and wind power construction and equipment.

Publications: more than 280, including 15 books and 70 patents.

1. Введение

Ортогональные энергоагрегаты первоначально разрабатывались применительно к ветроэнергетике. Однако очень быстро идеи ортогональных турбин нашли реализацию в гидроагрегатах

Наиболее эффективны в безграничном потоке шести или трехъярусные ортогональные турбины с одной или двумя фиксированными лопастями в каждом ярусе (рис. 1).

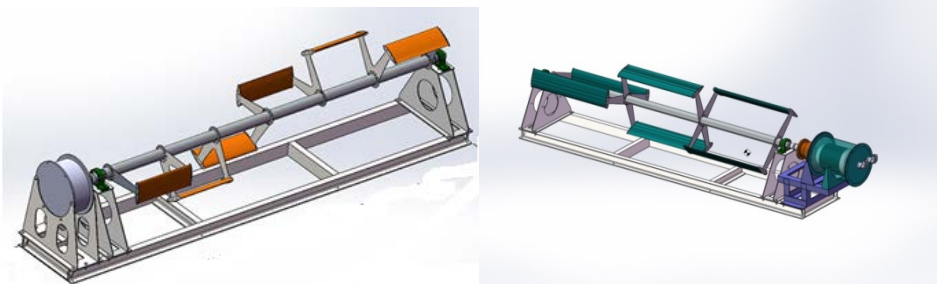


Рис. 1 – Ортогональные гидротурбины с малыми пульсациями крутящего момента
Fig. 1 – Orthogonal hydroturbines with low ripple torque

Более изящным, но и более сложным является их спиральный вариант (рис. 2).

В настоящей статье сформулированы предложения, повышающие эффективность турбин. Наиболее эффективными в безграничном потоке могут быть многоярусные турбины с одной или двумя фиксированными лопастями в каждом ярусе, а также турбины с одной спиральной лопастью. Приведены результаты расчетов и лабораторных испытаний по оптимизации турбин и новые предложения по использованию автоматизированных закрылков на лопастях.



Рис. 2 – Спиральная безвальная турбина с постоянным крутящим моментом на валу [1]
Fig. 2 – Spiral shaftless turbine with constant torque on the shaft [1]

Список обозначений	
<i>Буквы греческого алфавита</i>	
ρ	Плотность воды
η	Коэффициент полезного действия турбины
φ	Угловая координата
<i>Буквы латинского алфавита</i>	
b	Хорда лопасти, м
C_p	КПД турбины
C_t	Коэффициент тянущей силы

D	Диаметр турбины, м
H	Напор на турбине, м.вод.ст.
L	Длина турбины, длина лопасти, м
M	Крутящий момент
Nm	Размерность крутящего момента
n	Частота вращения, об/мин
P	Мощность, кВт
Q	Расход воды через турбину, м ³ /сек
R	Радиус трассы
U	Скорость потока, м/с
V	Скорость аэродинамического центра лопасти
W	Относительная скорость потока
<u>Индексы нижние</u>	
av	Осредненный

2. Теоретическая часть

При всех достоинствах ортогональных турбин, энергетическая эффективность даже оптимизированных агрегатов при фиксированных лопастях не превышает 35 % (рис. 3).

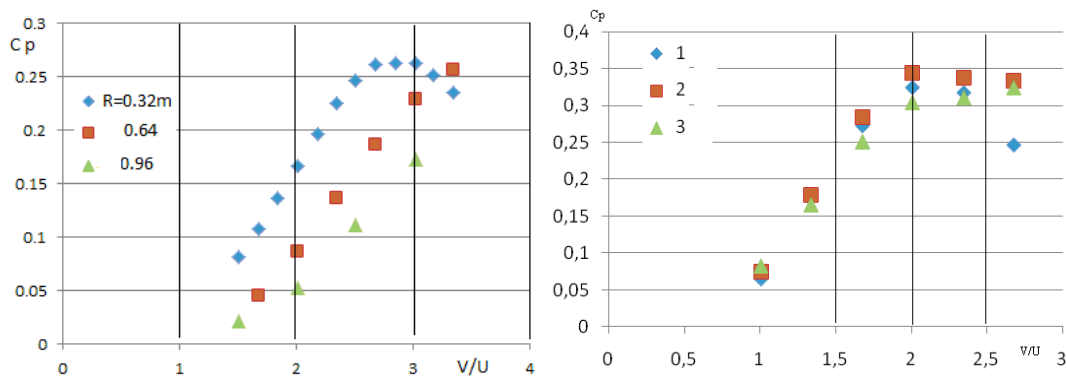


Рис. 3 – Расчетные характеристики однолопастной турбины: профиль GAW-1; $L = 0,9$ м, $b = 0,16$ м, 2 траверсы $b_a = 0,16$ м, $\delta_a = 0,003$ м; эффективность турбины в функции относительной скорости лопастей V/U при разном радиусе трассы R (слева) и разном угле разворота лопастей при оптимальном $R = b = 0,16$ м (справа); 1, 2, 3 – расчет при развороте хорды лопасти на 30°, 50°, 70° наружу от касательной к окружности вращения (вогнутая сторона профиля обращена к оси вращения)

Fig. 3 – Design characteristics of a single-blade turbine; GAW-1 profile; $L = 0.9\text{m}$, $b = 0.16\text{m}$, 2 traverses $b_a = 0.16\text{m}$, $\delta_a = 0.003\text{m}$, Turbine efficiency as a function of the relative speed of the blades V/U for different radius R of the path (left) and different angle of rotation of the blades at optimal $R = b = 0.16$ m (right); 1, 2, 3 – calculation when the blade chord is turned 30°, 50°, 70° outward from the tangent to the circle of rotation. The concave side of the profile faces the axis of rotation

Это объясняется изменением угла атаки по трассе лопасти и резким снижением скорости потока на тыльном участке трассы. Изменение положения (поворот) лопасти по трассе затруднено необходимостью обеспечения жесткости конструкции ротора.

Использование лопастей с закрылками [2] может изменить ситуацию. Управление закрылком рабочей лопасти позволяет обеспечить оптимальный угол атаки, отвечающий максимальной тянущей силе профиля, в каждой точке трассы лопасти (рис. 4).

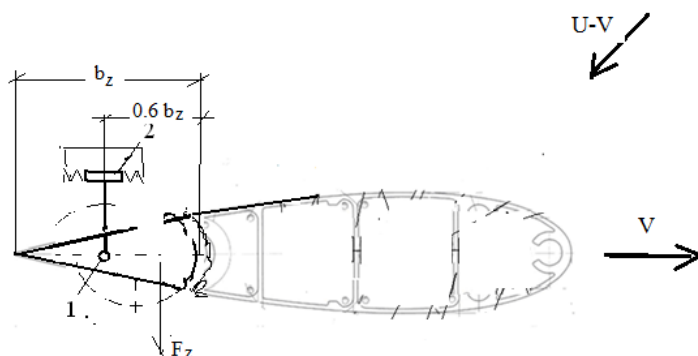


Рис. 4 – Профиль лопасти с закрылком: 1 – ось поворота закрылка, совпадающая с осью его инерции; 2 – регулируемый упругий ограничитель поворота закрылка (располагается в траверсах)

Fig. 4 – Profile of a blade with a flap: 1 – flap rotation axis coinciding with its inertia axis; 2 – adjustable elastic flap rotation limiter (located in traverses)

В обычных схемах ортогональных турбин в безграничном потоке почти вся энергия, выдаваемая турбиной, отбирается лопастью на фронтальном участке трассы (рис. 5, 6).

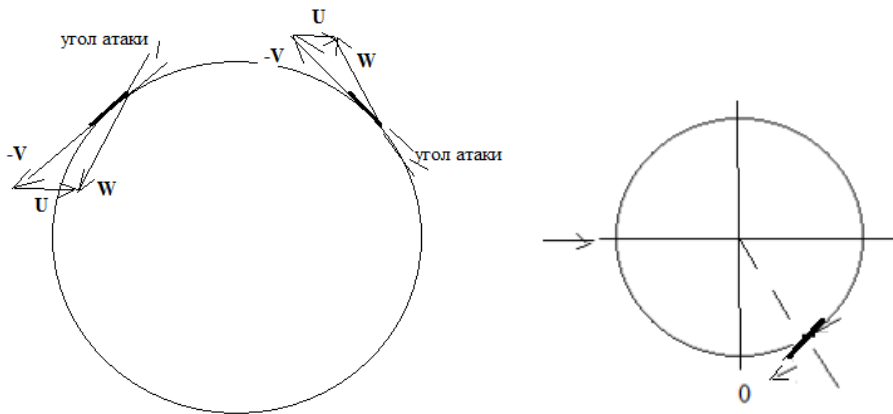


Рис. 5 – Схема обтекания лопасти турбины, вращающейся по часовой стрелке
Fig. 5 – Scheme of flow turbine rotor blades rotating clockwise

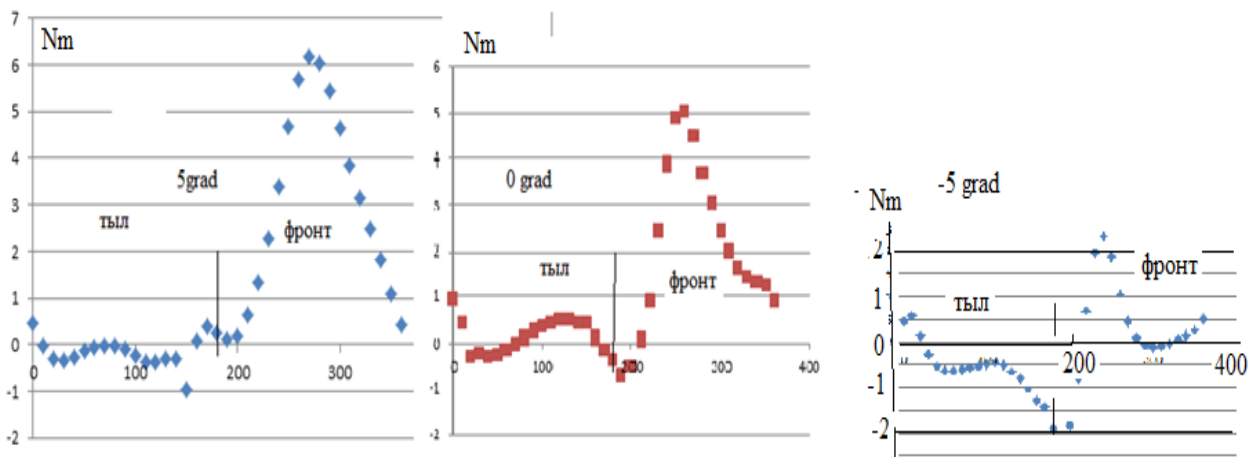


Рис. 6 – Крутящие моменты на оси одного яруса однолопастной турбины: хорда лопасти 180 мм; R – 640 мм; профиль NASA 0018; L – 900 мм; частота вращения 21 об/мин; скорость воды 0,35 м/с; $V/U = 2$; максимальная эффективность турбины при углах установки $+5^\circ$, 0° и -5° $C_p = 0,24$; $0,192$; $-0,03$

Fig. 6 – Torques on the axis of one tier of a full-bladed turbine: blade chord is 180 mm; R is 640 mm; NASA 0018 profile; blade length is 900 mm; rotation speed is 21 rpm; water speed is 0.35 m/s; $V/U = 2$; maximum turbine efficiency at installation angles of $+5^\circ$, 0° and -5° degrees was $C_p = 0.24$; 0.192 ; -0.03

Это связано с тем, что скорость потока перед лопастями на тыльном участке трассы существенно ниже, чем перед фронтом (рис. 7).

Маловероятно, что поворот лопастей на разный угол на разных участках трассы заметно повысит эффективность турбины. Этот пессимистический прогноз получаем из анализа совмещенных графиков крутящих моментов при развороте лопасти на 0° или 5° (рис. 8).

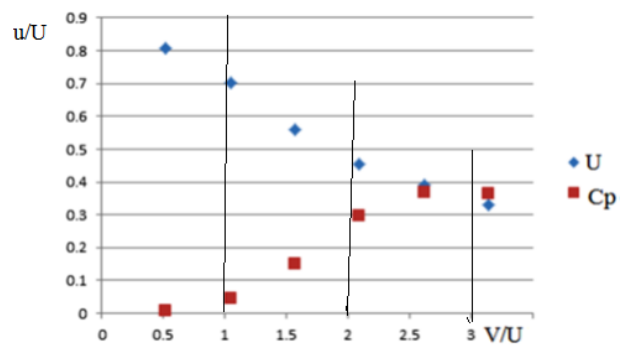


Рис. 7 – Относительная скорость потока в турбине (u/U) на подходе к тыльному участку трассы ($x/R = 0,7$; $y = 0$) и эффективность турбины (C_p); профиль лопасти GAW1, разворот лопасти 3° (носик наружу); $D = 1$ м; $i = 1$; $L = 2$ м; $b = 0,3$ м; $U = 1$ м/с. Затенение 0.3

Fig. 7 – Relative flow rate in the turbine (u/U) on the way to the rear part of the track ($x/R = 0.7$; $y = 0$) and turbine efficiency (C_p); GAW1, 30° ; $D = 1$ m; $i = 1$; $L = 2$ m; $b = 0.3$ m; $U = 1$ m/s. Shade 0.3



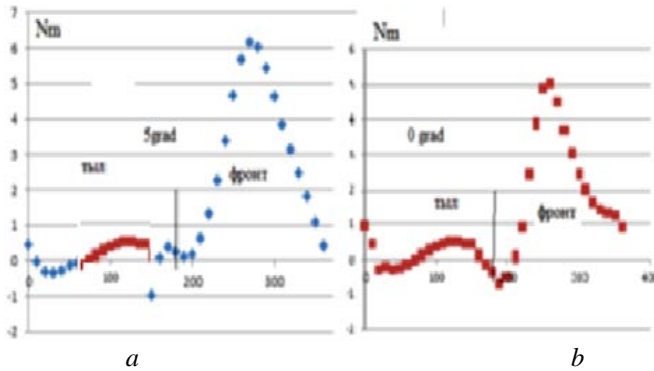


Рис. 8 – Повтор рис. 6 с имитацией изменения разворота лопасти по трассе. На участке трассы в зоне 100° разворот лопасти изменен с 5° до 0° (b)
Fig. 8 – Repeat Fig. 6 with imitation of the change in the turn of the blade along the track. On the section of the route in the zone of 100°, the rotation of the blade was changed from 5° to 0° (b)

Оптимизация разворота по рис. 8 даст увеличение эффективности C_p примерно на 10 %. Экспериментальные исследования [3, 4] показали, что оптимизация разворота лопастей по трассе действительно может привести к увеличению максимальной эффективности турбины C_p в пределах до 20 % с большим разбросом результатов ($C_{p_{max}} = \text{от } 0,25 \text{ до } 0,38$). Резкое понижение скорости потока перед тыльным участком трассы лопастей устранено в турбинах относительно большого диаметра [5], в которых поперечное (вдоль оси турбины) турбулентное перемешивание обеспечивает восстановление поля потока перед тыльным участком трассы. Такого же результата, вероятно, можно достигнуть, применяя специальную конструкцию траверс на торцах турбины, отсасывающих жидкость из турбины на фронте и нагнетающих жидкость в турбину в тылу. В любом варианте эффективность турбины должна возрастать, если уменьшать отношение L/D при достаточно большом L/b , где b – хорда лопасти, L – длина, D – диаметр турбины.

Если скорость вращения турбины постоянна, а конструкция подвески лопасти такова, что в каждой точке трассы угол атаки оптимален, то коэффициент

тянущей силы C_t остается почти постоянным и крутящий момент в каждой точке трассы, заданной угловой координатой этой точки φ , определяется относительной скоростью потока W на подходе к этой точке. При заданной скорости потока U и скорости аэродинамического центра лопасти V модуль относительной скорости потока W , обтекающего лопасть, определится соотношением:

$$W^2 = U^2 + V^2 - 2UV\cos\varphi, \quad (1)$$

где φ – угол между векторами U и V , равный координатному углу радиуса-вектора рассматриваемой точки трассы лопасти, а угол атаки зависит и от угла α разворота лопасти относительно касательной к трассе центра. Крутящий момент, развиваемый одной лопастью длиной L с хордой b и радиусом трассы R :

$$M = C_{tp}W^2bLR/2. \quad (2)$$

Коэффициент тяги C_t можем принять максимальным, отвечающим оптимальному углу атаки $18^\circ - C_t = 0,27 \div 0,3$ для профилей NACA (рис. 9).

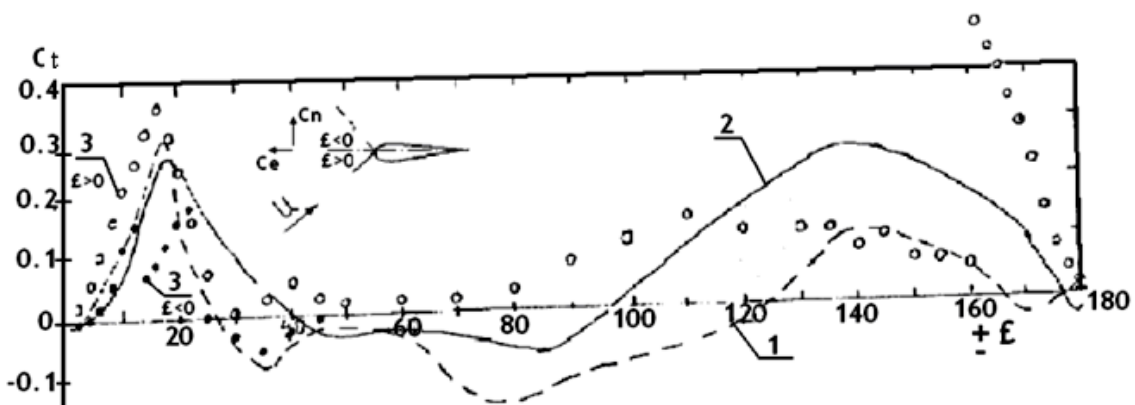


Рис. 9 – Коэффициент тянущей силы для профилей NACA: 1–0015; 2–0020; 3–GAW-1 в зависимости от угла атаки при больших числах Рейнольдса

Fig. 9 – The coefficient of pulling force for the profiles NACA: 1–0015; 2–0020 and 3–GAW-1 depending on the angle of attack at high Reynolds numbers

При обеспечении оптимального угла атаки (за счет разворота лопасти или закрылка) тянущая сила

и крутящий момент будут зависеть только от модуля скорости W .

Выделим две зоны течения, где скорости течения будем считать заданными и постоянными – перед турбиной:

$$(0 < \varphi < \pi), U = U_1, \quad (3)$$

и внутри турбины:

$$(\pi < \varphi < 2\pi), U = U_2. \quad (4)$$

Среднее значение крутящих моментов M_1, M_2 на указанных участках трассы определится интегрированием (2) в пределах (3) и (4). Так как $\int \cos\varphi d\varphi = \sin\varphi$, то:

$$M_1 = C_i \rho (U_1^2 + V_2) bLR / 2, \quad (5)$$

$$M_2 = C_i \rho (U_2^2 + V_2) bLR / 2. \quad (6)$$

Мощность, выдаваемая турбиной

$$P = \omega(M_1 + M_2) / 2 = V(M_1 + M_2) / 2R. \quad (7)$$

И эффективность турбины

$$C_p = P / \rho U^3 RL = V(M_1 + M_2) / \rho U^3 L^2 R^2. \quad (8)$$

Пусть, например, скорости потока на всех участках одинаковые (напорное течение и турбина занимают все сечение):

$$C_p = C_i V (U^2 + V^2) b / U^3 R^4 = C_i V / U \{1 + (V/U)^2\} b / 4R. \quad (9)$$

Результат получился парадоксальным – эффективность растет с ростом относительной скорости лопасти (V/U) и ростом затенения b/R .

В условиях ограниченного, в частности, напорного потока соотношение (8) уже не характеризует энергетическую эффективность турбины, так как энергия потока перед турбиной и за ней определяется не только скоростью потока за пределами турбины, но и перепадом давлений (напором) на турбине.

В безграничном потоке давление за пределами зоны влияния турбины остается одинаковым, и энергию, отбираемую турбиной, естественно сравнивать с кинетической энергией потока, проходящего через сечение поперечного сечения. В напорном потоке постоянного сечения энергию, отбираемую турбиной, следует сравнивать с разностью энергий в сечениях на подходе и за турбиной, определяемой перепадом давления (напором H , м.вод.ст. на турбине):

$$PkW = 9,8 \eta QH. \quad (10)$$

Здесь Q – расход воды через турбину ($\text{м}^3/\text{сек}$); η – коэффициент полезного действия турбины.

3. Результаты и их обсуждение

Для оценки эффективности турбины в напорном потоке надо продолжить анализ в направлении оценки напора (перепада давления) на турбине.

Оценки (5) и (6) сопоставим с результатами расчетов оптимизированных турбин с фиксированными лопастями и закрылками [6].

На рис. 10, 11 показаны крутящие моменты на оси турбины при разных углах разворота лопастей в безграничном воздушном потоке.

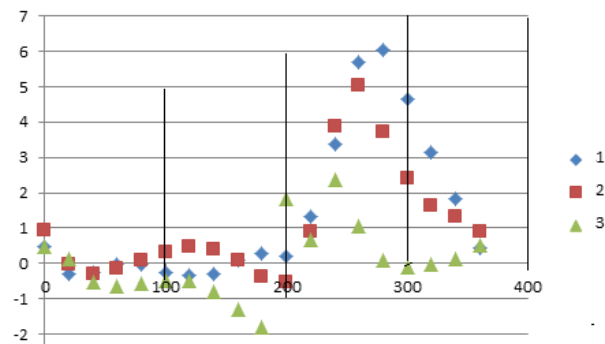


Рис. 10 – Влияние угла разворота лопасти: крутящий момент на оси (Nm); одна лопасть; NACA0018; $R = 0,32$ м; $b = 180$ мм; $L = 0,9$ м; $U = 10$ м/с; $n = 600$ rpm; $V/U = 2$; 1, 2, 3 – углы : $+5^\circ, 0^\circ, -5^\circ$, $C_p = 0,24; 0,192; -0,03$; движение против часовой стрелки, течение слева направо

Fig. 10 – Influence of the angle of rotation of the blade. Axial Torque (Nm). One blade. NACA0018, $R = 0.32$ m, $b = 180$ mm, $L = 0.9$ m, $U = 10$ m / s, $n = 600$ rpm, $V / U = 2$, 1, 2, 3 – angles: $+5^\circ, 0^\circ, -5^\circ$ degrees, $C_p = 0.24; 0.192; -0.03$; counter clockwise movement, flow from left to right

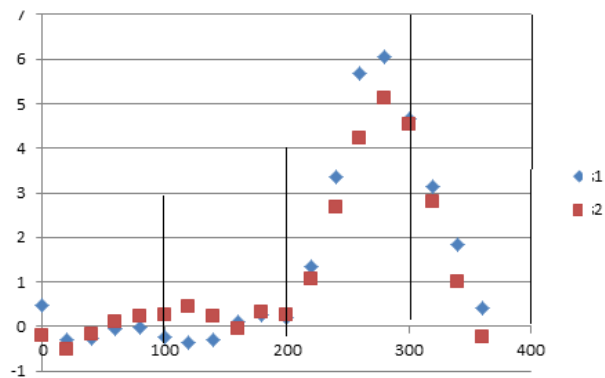


Рис. 11 – Размерность крутящего момента Nm (ньютон на метр), разворот на 5° , 1 – 600rpm, $V/U = 2$, $C_p = 0,24$; 2 – 900rpm, $V/U = 3$, $C_p = 0,315$

Fig. 11 – Torque Nm, turn by 5° , 1 – 600 rpm, $V / U = 2$, $C_p = 0.24$; 2 – 900 rpm, $V / U = 3$, $C_p = 0.315$



Малое значение крутящего момента на тыльном участке трассы объясняется резким уменьшением скорости потока внутри турбины – поток обходит турбину. Например, при варианте 2 на рис. 11 скорость потока внутри турбины на подходе к тыльному участку составляла всего 26 % от скорости потока в удалении от турбины. Если попытаться увеличить относительную скорость потока на тыльном участке трассы, то можно получить положительный результат, на отдельных участках, однако, только в тылу на очень небольшом участке движения поперек потока и на фронте при движении навстречу потоку (рис. 12 синие точки).

Предлагаемый механизм оптимизации разворота лопастей (или закрылков) позволит получить огибающую правой части графиков на рис. 10, 11, что в данном примере увеличит эффективность примерно до $C_p = 0,4$. Дальнейшее увеличение эффективности возможно за счет нагнетания (увеличения скорости) потока перед тыльным участком трассы. Это может быть достигнуто (и достигается) привлечением естественного или искусственного поперечного турбулентного обмена в потоке среды на участке между фронтом и тылом трассы лопастей [5].

$u = 0,684U$	$M_{av} = 0,34$	$M_{max} = 2,78$	$C_p = 0,03$	ser1
$u = 0,483U$	1,1	5,04	0,192	ser2

Другим принципом может быть сближение фронтальной и тыльной частей трассы лопастей за счет, например, специальной формы трассы (рис. 13).

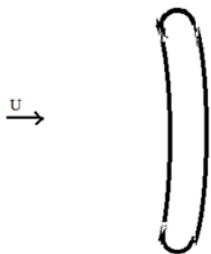


Рис. 13 – План трассы энергоагрегата, в котором скорости потока перед фронтом и тылом практически одинаковые
Fig. 13 – The plan of the route of the power unit, in which the flow rates in front of the front and rear are almost the same

Теоретическим пределом этого варианта является «челночная» схема, в которой лопасть в концах трассы мгновенно поворачивается на 180° и движется в обратном направлении. Дефект таких решений состоит в необходимости поворачивать трассу, следуя изменению направления течения, что, однако, может осуществляться автоматически под действием потока.

Наиболее просто восстановление потока перед тыльным участком трассы открытого (безнапорного) потока осуществлено в схеме многолопастной турбины, диаметр которой много больше длины лопастей [5, 6], за счет использования естественного турбулентного перемешивания в направлении оси турбины (перпендикулярно трассе). Известно, что длина зоны отрывного течения (водоворота) за уступом (внезапное расширение потока) составляет примерно 8 высот уступа [8]. Вероятно высокую эффективность тыльного участка трассы лопастей обычного

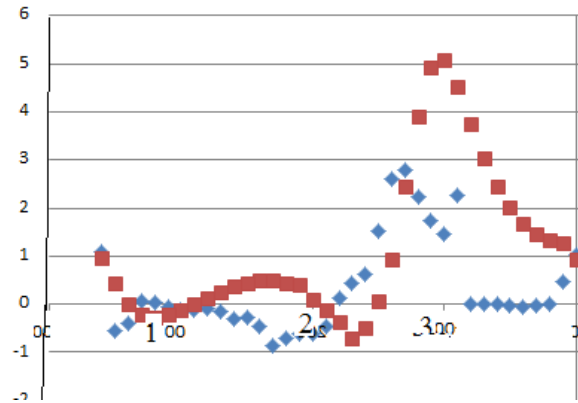


Рис. 12 – Размерность крутящего момента на оси (Nm); одна лопасть; NACA 0018; $R = 0,32$ м, $b = 180$ мм, $L = 0,9$ м, $U = 10$ м/с, $n = 600$ rpm ($V/U = 2$ – красные точки ser1) или 300 rpm ($V/U = 1$ – синие точки ser2), угол 0° ; движение против часовой стрелки, течение слева направо

Fig. 12 – Axial Torque (Nm); one blade; NACA0018; $R = 0.32$ m, $b = 180$ mm, $L = 0.9$ m, $U = 10$ m/s, $n = 600$ rpm ($V/U = 2$ – red dots ser1) or 300 rpm ($V/U = 1$ – blue dots ser2), angle 0° ; movement counter clockwise, flow from left to right

ортогонального агрегата можно ожидать при диаметре трассы лопастей, большем $4 \div 5$ длин лопасти.

Другим решением может быть, например, использование поворотных траверс специальной конструкции, отсасывающих среду из турбины на фронтальном участке трассы лопастей. Этот процесс может быть выполнен и внешней струенаправляющей системой, поворачивающейся с изменением направления потока. Если поле скоростей перед тыльным участком окажется таким же, как и перед фронтом, средний крутящий момент вырастет больше чем в 2 раза (рис. 14), а эффективность турбины превысит 70 %.

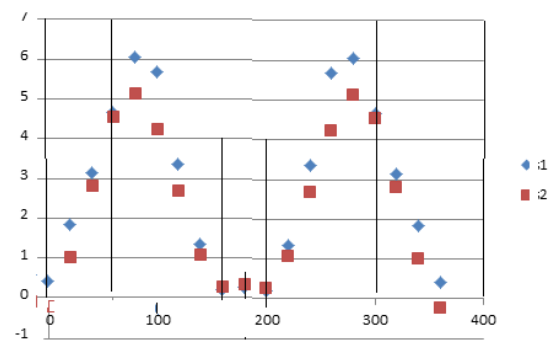


Рис. 14 – Гипотетическая зависимость крутящего момента от угла поворота ротора в условиях полного восстановления поля скорости потока перед тыльным участком трассы (обозначения и условия по рис. 10)

Fig. 14 – Hypothetical dependence of torque on the angle of rotation of the rotor under conditions of complete restoration of the flow velocity field in front of the rear section of the route. Designations and conditions according to Fig. 10

Такая ситуация имеет место в напорном потоке, где турбина занимает все поперечное сечение. Эксперименты показали, что в этих условиях, независимо от затенения, эффективность турбин действительно достигает 60 % [9].

4. Заключение

Эффективность ортогональных турбин в безграничном потоке может быть существенно увеличена за счет повышения скорости потока перед тыльным участком трассы лопастей.

Это может быть достигнуто увеличением относительного диаметра турбины (уменьшением относительной длины турбины) или специальной конструкцией траверса, направляющих внешний поток внутрь турбины перед тыльным участком трассы лопастей.

Список литературы

- [1] Patent USA 8007235 B1, 2011, Int.Cl. F03B 3/12. Orthogonal Power Unit / Lyatkher V. – 01.2006.
- [2] Патент РФ, заявка МПК F03D 3/00. Ортогональный энергетический агрегат / Лятхер В.М. – 2019.
- [3] Kirke, B.K. Predicted and measured performance of a vertical axis wind turbine with passive variable pitch compared to fixed pitch / B.K. Kirke, B. Paillard // *Wind Engineering*. – 2016. – Vol. 41. – P. 74–90.
- [4] Kirke, B.K. Enhancing the Performance of a Vertical Axis Wind Turbine Using a Simple Variable Pitch System / B.K. Kirke, L. Lazauskas // *Wind Engineering*. – 1991. – Vol. 15. – No. 4. – P. 187–195.
- [5] Лятхер, В.М. Ортогональные многолопастные ветроагрегаты большой мощности / В.М. Лятхер // *Малая энергетика*. – 2006. – № 1–2. – С. 56–66; Патент РФ 2426911 C1. Ортогональный энергетический агрегат / Лятхер В.М. – 20 Авг. 2011.
- [6] Lyatkher, V.M. Optimal Orthogonal Turbines of Low Power in the Infinite Flow / V.M. Lyatkher // *Международный научный журнал «Альтернативная энергетика и экология» (ISJAEE)*. – 2018. – № 7–9. – С. 63–85.
- [7] Lyatkher, V.M. Orthogonal units to use energy of flows with the highest efficiency and power / V.M. Lyatkher // *Международный научный журнал «Аль-*

тернативная энергетика и экология» (ISJAEE). – 2017. – № 16–18. – С. 57–67.

[8] Фидман, Б.А. Турбулентность водных потоков / Б.А. Фидман. – Л: Гидрометеиздат, 1991. – С. 238.

[9] Историк, Б.Л. Использование ортогональных турбин на приливных электростанциях / Б.Л. Историк [и др.] // *Гидротехническое строительство*. – 1998. – № 12. – С. 35–44.

References

- [1] Lyatkher V. Orthogonal Power Unit, Patent USA 8007235 B1, 2011, Int.Cl. F03B 3/12 (2006.01).
- [2] Lyatkher V.M. Orthogonal energy unit (Ortogonal'nyi energeticheskii agregat). RF patent, MPK application F03D 3/00, 2019 (in Russ.).
- [3] Kirke B.K., Paillard B. Predicted and measured performance of a vertical axis wind turbine with passive variable pitch compared to fixed pitch. *Wind Engineering*, 2016;41:74–90.
- [4] Kirke B.K., Lazauskas L. Enhancing the Performance of a Vertical Axis Wind Turbine Using a Simple Variable Pitch System. *Wind Engineering*, 1991;15(4):187–195.
- [5] Lyatkher V.M. Large-capacity orthogonal multi-blade wind turbines (Ortogonal'nye mnogolopastnye vetroagregaty bol'shoi moshchnosti). *Malya energenika*, 2006;(1–2):56–66; Lyatkher V.M. Orthogonal Energy Unit (Ortogonal'nyi energeticheskii agregat), RF Patent 2426911 C1, 2011, Aug 20, 2011 (in Russ.).
- [6] Lyatkher V.M. Optimal Orthogonal Turbines of Low Power in the Infinite Flow. *International Scientific Journal for Alternative Energy and Ecology (ISJAEE)*, 2018;(7–9):63–85.
- [7] Lyatkher V.M. Orthogonal units to use energy of flows with the highest efficiency and power. *International Scientific Journal for Alternative Energy and Ecology (ISJAEE)*, 2017;(16–18):57–67.
- [8] Fidman B.A. Turbulence of water flows (Turbulentnost' vodnykh potokov). Leningrad: Gidrometeoizdat Publ., 1991; p. 238 (in Russ.).
- [9] Istorik B.L., Proudovsky A.M., Usachev I.N., Shpolyansky Yu.B. Use of orthogonal turbines at tidal power plants (Ispol'zovanie ortogonal'nyh turbin na prilivnyh elektrostantsiyah). *Hydrotechnical Construction*, 1998;(12):35–44 (in Russ.).

Транслитерация по BSI

