

## Двукратна водна турбина за средни напори

Валентин Обретенов, Цветан Цалов

*Развитието на т.нар. малка хидроенергетика в България през последните години постави задачата за провеждане на изследвания и разработване на конструкции на водни турбини за малките ВЕЦ. В работата са представени резултати от изследвания, чийто резултат е създаването на двукратна водна турбина, предназначена за работа в сегмента на среднонапорните малки ВЕЦ. На основата на разработени методи и софтуер е синтезирана проточна част на тази турбина. Направените опитни изследвания с реално реализирани водни турбини доказват възможностите на тези методи.*

### Medium-head cross-flow turbine

Valentin Obretenov, Tsvetan Tsalov

**Abstract:** The development of so-called small hydropower in Bulgaria in recent years the task of conducting research and development of water structures for small hydro turbines. The paper presents the results of research, which resulted in the creation of cross-flow water turbine designed for use in the segment of medium-head small HPP. Based on the developed methods and software is synthesized stream part of this turbine. Attempted field investigations with actually made water turbines demonstrate the capabilities of these methods.

### Въведение

През последните 20 години се наблюдава устойчив интерес на инвеститорите към изграждане на малки водно-електрически централи (МВЕЦ). До края на 2012г. техният брой надхвърли 120, а издадените разрешителни са поне 7 пъти повече. От тази гледна точка необходимостта от изследване и разработване на водни турбини за тези централи е очевидна. Двукратната водна турбина се използва за напори  $H=2\div 200$  m, но мощността ѝ е ограничена обикновено до 1000 kW, поради сравнително ниските стойности на к.п.д. (до 85%). В отделни случаи мощността на турбините от този тип може да достигне до 3000 kW (например турбините на Ossberger GmbH+Co). Двукратната турбина обаче има редица предимства от гледна точка на специфичните изисквания към водните турбини с малка мощност, което я прави конкурентноспособна на пазара [1]. По важните от тези предимства са:

- изключително проста и технологична конструкция (без особени изисквания към машинното оборудване на производителя);

- осигурява работа със сравнително високи стойности на к.п.д. в широк диапазон от режими;

- осигурява добри възможности за ръчно и автоматично регулиране;

- има ниска себестойност;

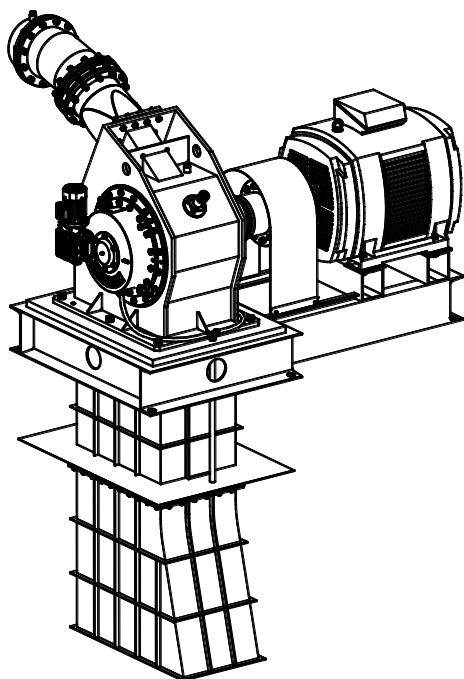
- характеризира се с висока степен на унификация на възлите и детайлите (много съществено предимство за хидроенергийното оборудване на малките ВЕЦ).

От средата на 80-те години досега в много малки ВЕЦ в България бяха инсталирани двукратни турбини, като по-голямата част са местно производство. Една от причините за това е системната и целенасочена работа в катедра «Хидроаеродинамика и хидравлични машини» по разработването на методи и софтуер за пресмятане на такива машини, а също така и разработените ефективни конструкции. В тази работа са анализирани конструкцията и енергийните характеристики на двукратна водна турбина, разработена за МВЕЦ "Бързи вир".

### Проточна част на турбината

Таблица 1.

| Параметър                             | Стойност |
|---------------------------------------|----------|
| Дебит, $\text{m}^3/\text{s}$          | 0.320    |
| Напор, m                              | 62.0     |
| Честота на въртене, $\text{min}^{-1}$ | 750      |
| Основен диаметър, m                   | 0.44     |
| Брой на турбините                     | 2        |
| Ефективна мощност, kW                 | 160.00   |
| Маса, kg                              | 1050.00  |



Фиг.1. Хидроагрегат с двукратна турбина (МВЕЦ "Бързи вир")



Фиг.2. Дюза

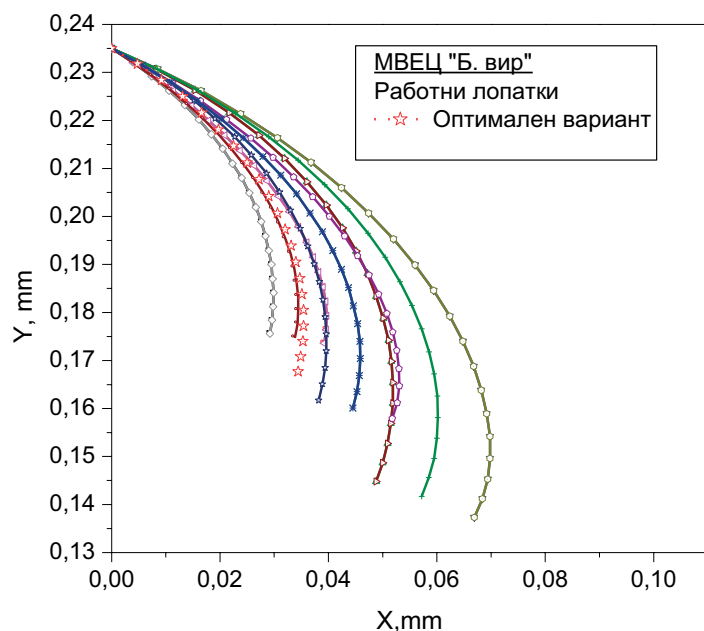
Разчетните стойности на основните параметри на турбината са представени в табл.1. В централата са инсталирани две идентични турбини. Според параметрите си, те попадат в групата на среднонапорните двукратни турбини с малка мощност (турбини от този тип рядко се проектират за напори над 150m). Проточната част на двете турбини е синтезирана според модела B5N и се състои от четири последователно свързани елемента: направляващо устройство; работно колело; работна камера; изпускателна тръба.

Направляващото устройство представлява дюза с правоъгълно напречно сечение. Конвергентният канал е наклонен спрямо хоризонта. Преобразува енергията на водата почти изцяло в кинетична. Активният ъгъл на дюзата на тази турбина е  $75.2^\circ$  в разчетния режим, а скоростите във входното и изходното сечение за този режим са съответно 16.1 m/s и 33.4m/s. Едно от основните изисквания към направляващото устройство е да осигури оптимални параметри на скоростното поле на входа на работното колело с оглед постигането на максимална ефективност при трансформацията на енергията на водата в него. За тази цел външната стена на дюзата е оразмерена по оригинална методика [2]. На фиг.2 е показан компютърен модел на дюзата.

В изходната част на дюзата е монтиран регулиращия орган. Представлява цилиндричен сектор с ъгъл на обхвата  $102^\circ$ . Основното предимство на това решение [4] е постигане на почти еднакви условия за обтичане на работните лопатки в целия експлоатационен диапазон (за всички отваряния на регулиращия орган). Регулирането на дебита става чрез завъртането на сектора около оста на въртене на работното колело. Задвижването на регулиращия орган е електромеханично и е изнесено извън проточната част (фиг.1).

Работното колело преобразува кинетичната енергия на водата в механична. На входа и изхода работните лопатки са профилирани. Пресмятането на работните лопатки е направено по методика [3], базираща се на оптимизационна процедура (3 фактора/3 нива). Управляващи параметри са ъгъла на входа, броя на лопатките и

интензивността на трансформация на енергията по дължината на лопатките. Целева функция са енергийните загуби при обтичането на лопатките от водното течение. На фиг.3 е показан резултат от пресмятането: скелетни линии на вариантите в точките от плана на числения експеримент, както и на оптималния вариант.



Фиг.3. Работни лопатки

конструкционна стомана. Регулиращият орган е лагериран в корпуса на турбината с плъзгащи лагери. Задвижването на регулиращия орган се извършва посредством променливотоков електродвигател и тристъпален редуктор. Ходът на регулиращия орган е осигурен механично чрез ограничители и електрически – чрез крайни изключватели. В корпуса е предвиден ревизионен люк.



Фиг.4. Работно колело

Работното колело е съставно, заварена конструкция. То е изработено изцяло от Cr-Ni стомана. Работните лопатки са шамповани и са запънати в дисковете, което изключва възможността за откъсване под действието на центробежните сили при нормален или аварийен режим на работа. Предаването на въртящия момент става с помощта на шпонково съединение. Експлоатацията на турбините показва, че при конкретната стойност на основния диаметър на работното колело и на широчината на лопатките ( $b_1=176\text{mm}$ ) възникват проблеми с устойчивостта им в преходните режими на работа, което наложи изменение на конструкцията (монтиране на междинен диск - фиг.4). Резултатите от експлоатацията показаха, че новото решение осигурява много по-висока надеждност на работното колело, което е фактор от първостепенно значение за машини от този тип.

Валът на турбината е лагериран с търкалящи ролкови лагери, разположени в лагерните тела от двете страни на корпуса. Валът е с бандажни втулки от полипропилен в местата на безконтактните уплътнения. Лагерите са защитени с маншетни гумени и полиуретанови уплътнители и са изолирани чрез дистанционни камери от уплътненията на вала в корпуса на турбината. Уплътненията на вала са активни лабиринтни от двете страни на корпуса. Пропуските през тези уплътнения (в преходните режими на работа) се събират в камери, разположени в лагерните тела и се отвеждат в дренажната система чрез дренажни тръби. Роторът на турбината (вал, работно колело, съединител) е балансиран динамично.

Изпускателната тръба е монтирана към изходящия фланец на турбината. Освен това тя е укрепена към стените на шахтата. Тръбата е изработена от стоманена ламарина и има антикорозионно покритие.

Работната камера осигурява нормални условия за отвеждане на водата от работното колело. В камерата се поддържа постоянно налягане с помощта на автоматичен въздушен клапан – фиг.1.

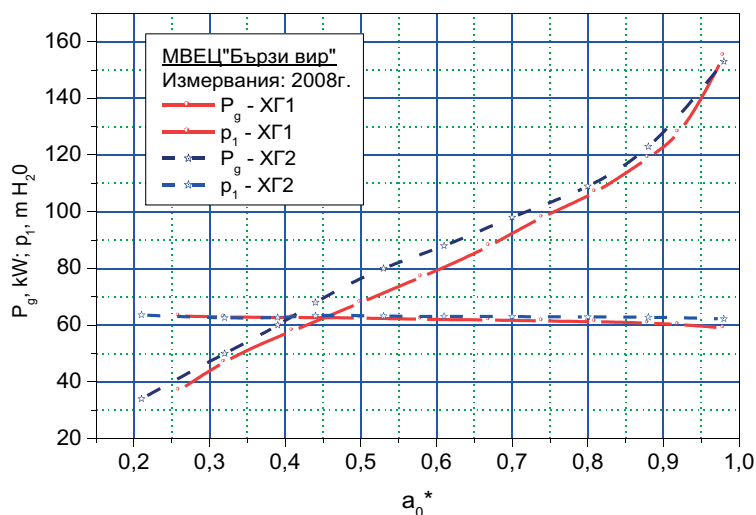
Изпускателната тръба отвежда водата от работната камера към шахтата на централата. Тя е с правоъгълно напречно сечение с променлива площ на напречните сечения.

### Конструкция на турбината

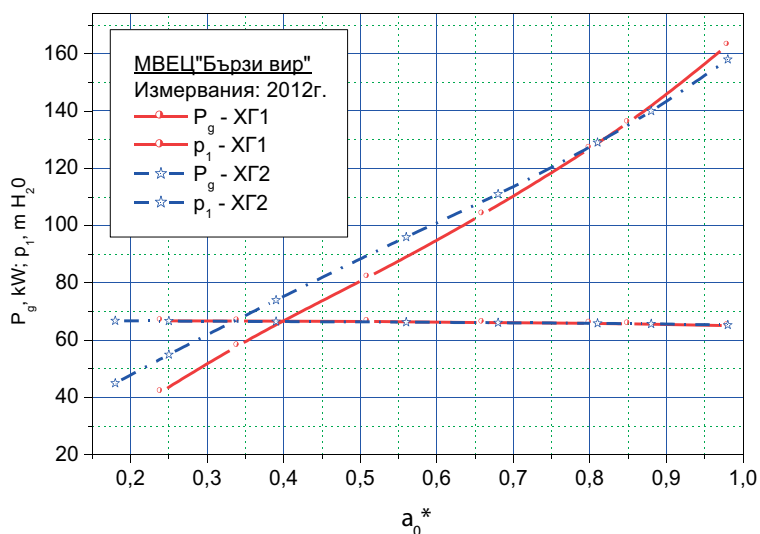
Турбината е с хоризонтален вал, който посредством еластичен съединител е свързан с вала на генератора. Дюзата и корпуса на турбината са обединени конструктивно и са изработени от листов



Фиг.5. МВЕЦ"Бързи вир" - машинна зала



а.



б.

Фиг.6 Работни характеристики

Турбината се монтира заедно с генератора върху рама. Тази рама се бетонира във фундамента на централата. Съединителят е осигурен с предпазител. Монтажът на турбините върху рамите се извършва в заводски условия. На фиг.5 са показани двете турбини в машинната зала на централата.

### Натурни изследвания

При водните турбини с малка мощност най-важният параметър, за който обикновено се дава гаранция, е активната мощност на генератора. Ето защо най-често натурните (полеви) изследвания се ограничават с измерването на максималната генераторна мощност и налягането на входа на турбината.

На фиг.6а са показани резултати от измервания, направени непосредствено след пускането на хидроагрегатите в експлоатация: зависимости на генераторната мощност ( $P_g$ ) и налягането на входа ( $p_1$ ) на двете турбини от относителното отваряне на регулиращия орган ( $a_0^* = a_0 / a_{0max}$  - отношение на отварянето към максималната му стойност).

На фиг.6б са показани аналогични характеристики след направените през миналата година промени в напорния тръбопровод (непосредствено преди турбините) и в конструкцията на работното колело. Резултатите от измерванията показват нарастване на стойностите на генераторната мощност (спрямо измерванията през 2008г.) за едно и също отваряне на регулиращия орган. Това се дължи основно на увеличаването на налягането на входа на турбините (поради променената схема на напорния тръбопровод). Увеличаването на налягането във входното сечение на турбината води до нарастване на напора и дебита, респ. на хидравличната мощност. Тъй като разликата в стойностите на

напора е в границите на 3-4%, на практика стойностите на к.п.д. се запазват, следователно изменението на ефективната мощност е пропорционално на изменението на хидравличната мощност.

И при двете измервания се наблюдава известна разлика в стойностите на генераторните мощности на двата хидроагрегата. Причините могат да бъдат формулирани по следния начин: разлики в подвеждането на водното течение към двете турбини (напорният тръбопровод не е симетричен); разлики в изработването на детайлите на турбините; разлики в центровката и монтажа на хидроагрегатите; разлики в характеристиките на генераторите; неточности при измерванията.

Резултатите от опитните изследвания показват, че двете турбини работят със забележимо по-висока стойност на ефективната мощност. Например ако се пресметне мощността на вала на турбина №1 чрез измерената активна мощност и паспортната стойност на к.п.д. на генератора, за режима с максимална мощност се получава 172.5 kW. Това е с около 8% над гарантираната стойност.

### **Заклучение**

Основните резултати от настоящото изследване се изразяват в следното:

1. Разработените методи и компютърни програми позволяват да бъде синтезирана проточна част на двукратни водни турбини, осигуряваща ефективна трансформация на водната енергия.
2. Разработената конструкция на двукратна водна турбина може да бъде успешно използвана за усвояването на нископотенциални водни източници.
3. Разработената нова конструкция на работно колело за двукратна водна турбина (с междинен диск) повишава надеждността при експлоатацията на турбини от този тип.
4. Направените опитни полеви (натурни) изследвания на хидроагрегатите позволяват да бъде разработена методика за изпитване на двукратни водни турбини, тъй като те не са обект на разглеждане в стандарта 60193 на IEC [5].

### **Литература**

1. Обретенов В. Водни турбини. Екопрогрес, С., 2008.
2. Обретенов В. Повишаване ефективността на работния процес на активни водни турбини. Екопрогрес, С., 2012.
3. Obretenov V. Optimization of cross-flow water turbine. Proceedings of the 26th Israel conference on mechanical engineering pp. 535 - 537. Technion city, Haifa, Israel, 1996.
4. Cink.M. A new generation of cross flow turbines. ESHA info Nr.13, 1994.
5. Field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines. Standard 41 of IEC, Geneve, 1991.

### **Автори:**

Проф. д-р Валентин С. Обретенов  
Тел.: +359 2 965 2333  
E-mail: v\_obretenov@tu-sofia.bg

Гл.ас. инж. Цветан И. Цалов  
Тел.: +359 2 965 2315  
E-mail: tsalov@tu-sofia.bg

ТУ – София, кат."Хидроаеродинамика и хидравлични машини"