

## Изследване на вертикална вятърна турбина с вътрешен цилиндър

Валентин Обретенов

В работата са представени резултати от изследване на вертикален вятърен двигател тип Дариус с работно колело, синтезирано по нова аеродинамична схема (с вътрешен цилиндър). Чрез планиран физически експеримент (3 фактора/3 нива) са определени оптималните стойности на основния диаметър, ъгъла на поставяне на лопатките и броя им. Показани са работни характеристики на двигателя с два вида работни колела (с вътрешен цилиндър и без него). Анализирани са резултатите от изследванията и възможностите за подобряване на ефективността на двигателя.

## Investigation of the vertical axis wind turbine with an inner cylinder

Valentin Obretenov

**Abstract:** The work presents the results of a study of vertical wind turbine Darrieus type with impeller synthesized a new aerodynamic scheme (with inner cylinder). Through planned physical experiment (3 factors/3 levels) are set optimal values of the base diameter, angle of insertion of blades and their number. Below are the performance of the engine with two types of impellers (with an inner cylinder without it). Analyzed the results of research and the possibilities for improving the efficiency of the engine.

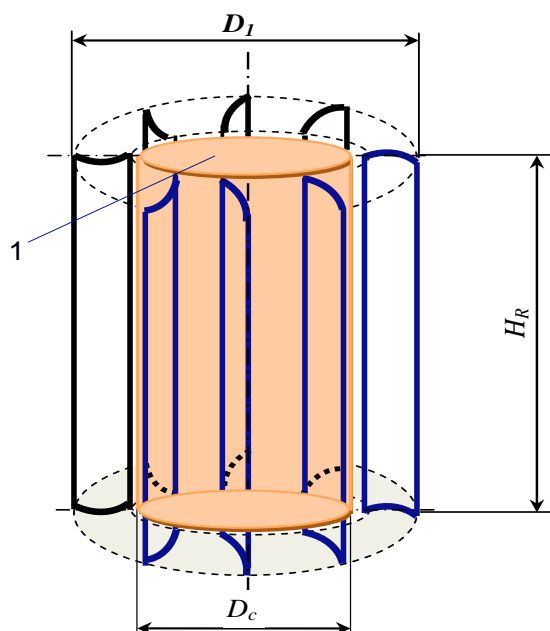
### Въведение

Интересът към вятърните турбини с вертикална ос нарасна в последво време (главно в сетмента на малките мощности) поради някои техни предимства [2]: ниска себестойност, сравнително проста конструкция, надеждна компоновка, дълъг период, през който не се нуждаят от обслужване, ниско ниво на шума, независимост по отношение посоката на вятъра и др. Сравнително ниската им ефективност обаче ги прави приложими основно за малки мощности.

На фиг.1 е показана схема на работно колело на класическа Дариус турбина (работните лопатки са дадени със скелетните им повърхнини). Основният проблем на този тип вятърни турбини е, че при тях работят активно само лопатките, разположени фронтално срещу въздушното течение. Положителен въртящ момент създават тези от тях, които течението обтича откъм лицевата им страна [2]. Останалите лопатки се обтичат откъм гръбната страна и създават отрицателен въртящ момент, което намалява забележимо ефективността на работния процес. Както е известно, този момент по абсолютна стойност е по-малък от създавания от активните лопатки момент поради следните причини:

- значително по-малки стойности на скоростта на течението;
- по-неблагоприятни условия за обтичане.

За да се увеличи въртящия момент (респ. мощността) на работното колело се



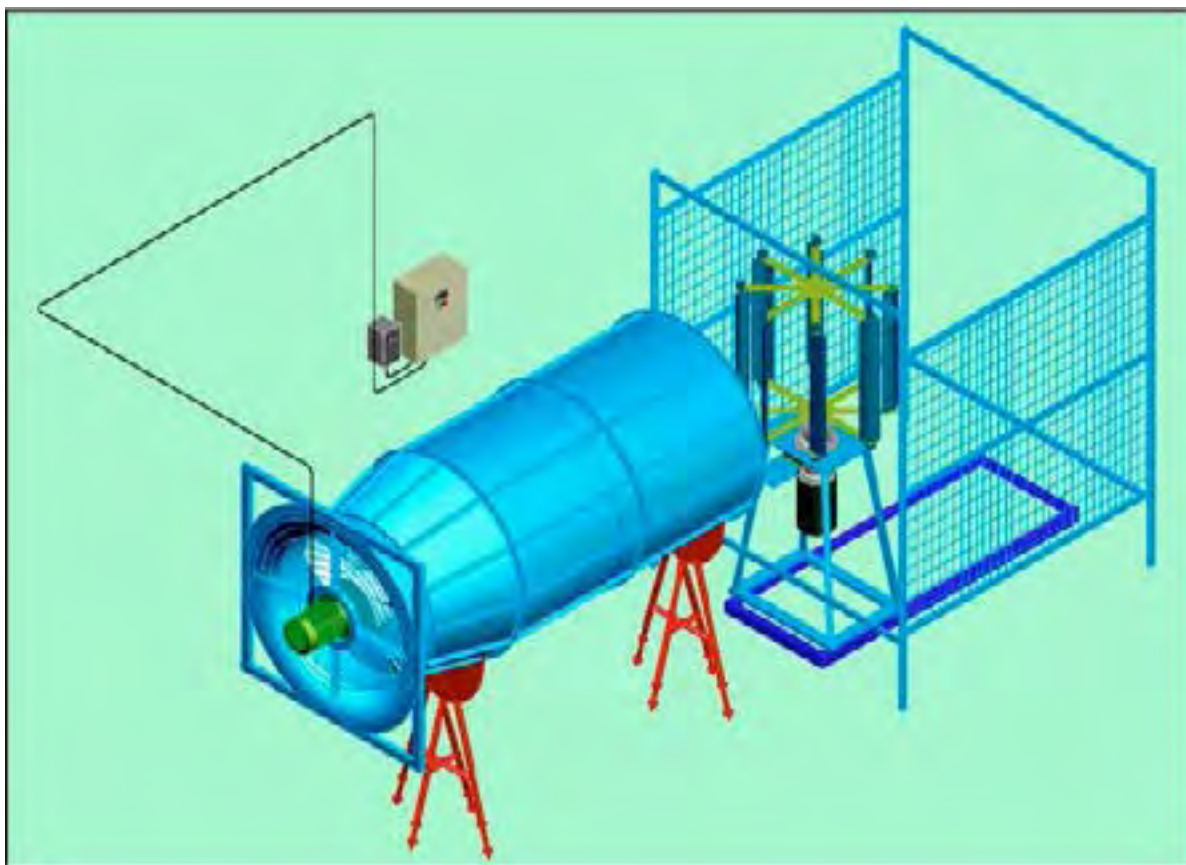
Фиг.1. Схема на работното колело

предлага [2] във вътрешността на работното колело да се монтира цилиндър 1 с диаметър  $D_c$  – фиг.1. В този случай неактивните лопатки попадат в т.нар. Карманова вихрова следа на обтечения цилиндър. Тази вихрова област е с ниска скорост, а периодично отделящите се, противоположно въртящи се вихри не би трябвало да създават устойчив отрицателен въртящ момент. По принцип най-добре е цилиндърът да е неподвижен, за да не се получава върху него Карманова сила, която ще го превърне в т.нар. ротор на Флетнер [3]. В този случай възниква радиална сила, която ще натоварва допълнително вала на турбината.

В тази работа са представени резултати от изследвания, чиято цел е определянето на оптималните стойности на някои от основните параметри на работно колело с вътрешен цилиндър. Тя е естествено продължение на изследването [2].

### Опитни изследвания

Изследванията са направени на стенд №7С в лабораторията по хидроенергетика и хидравлични турбомашини [6] на ТУ – София (фиг.2).

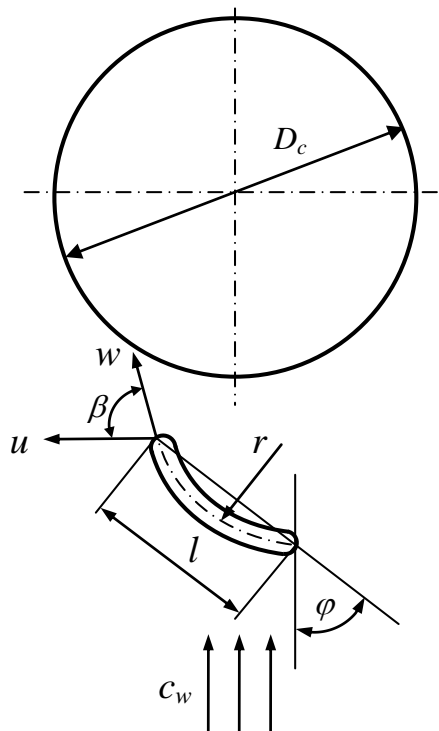


Фиг.2. Стенд за изпитване на вятърни турбини с вертикална ос

Основни параметри на стенда:

- Максимална скорост на вятъра:  $C_w = 10 \text{ m/s}$ ;
- Максимален диаметър на работното колело:  $D_1 = 1 \text{ m}$ ;
- Максимална височина на работното колело :  $H_R = 1 \text{ m}$ ;
- Максимална ефективна мощност:  $P = 100 \text{ W}$ .

Въздушното течение се генерира от осов вентилатор, чиято честота на въртене може да се променя в широки граници чрез честотен инвертор. В аеродинамичната тръба е



Фиг.3. Цилиндър и работна лопатка



Фиг.4. Моделен блок

монтирана изправяща решетка. Предвидена е възможност за измерване на средната скорост на течението на изхода на тръбата с помощта на анемометър. Честотата на въртене на турбината се измерва с индуктивен преобразувател. Конструкцията на работното колело (фиг.3,4) позволява да бъдат моделирани работни колела с брой на лопатките  $Z=2\div 9$ , с различни диаметри в интервала  $D_1=480\div 880\text{mm}$ , а също така да се изменя ъгъла на поставяне на лопатките  $\varphi$  в решетката на работното колело. Работните лопатки са цилиндрични с радиус на кривината  $r=125\text{mm}$  и дължина на хордата  $l=120\text{mm}$  (фиг.3.) Те са изработени от поливинилхлорид. Скоростта на вятъра по време на изследванията се поддържа постоянна:  $c_w = 7\text{ m/s}$ .

Вътрешният цилиндър е с диаметър  $D_c=312\text{mm}$ . Той се върти заедно с работното колело. Чрез изменение на диаметъра на работното колело по същество се моделира и изследва влиянието на разположението на работните лопатки спрямо цилиндъра върху характеристиките на турбината. На фиг.4 е показан моделният блок на стенда с едно от изследваните работни колела ( $D_1=580\text{mm}$ ;  $Z=9$ ).

### План на експеримента

Задачата на изследването е да определят оптималните стойности на броя на лопатките  $Z$  ( $X_3$ ), ъгъла на поставяне на лопатките в решетката на работното колело  $\varphi$  ( $X_2$ ) и диаметъра му  $D_1$  ( $X_3$ ), като за целта е организиран планиран експеримент [1] (3 фактора, чиито стойности варират на 3 нива). Стойностите на основните нива на трите фактора, както и интервалите на вариране са определени на основата на резултати от опитни изследвания, проведени в лабораторията

Таблица 1.

Фактор	Основно ниво	Интервал на вариране
X1, m	0.68	0.1
X2, deg	25.00	15.0
X3	6.00	3.0

ХЕХТ [5,6]. Тези стойности са дадени в табл.1. За определянето на оптималните стойности на трите величини се използва симетричен план [1] с брой на точките на носителя 14. Оптимизационната задача се решава чрез комплексния метод на М.Вох [3]. Тоталният екстремум на целевата функция се намира след многократно изчисляване при различни начални точки и сравняване на получените стойности.

В точките от плана се определят стойностите на целевата функция. В конкретния случай това е т.нар. скоростно отношение TSR [5] . То представлява отношение на преносната скорост  $u$  в периферното сечение на работното колело към средната скорост на въздушното течение (при активните водни турбини се нарича режимен параметър). Всъщност този параметър може да се идентифицира с известното от теорията на подобие число на Struhal:

$$(1) \quad TSR = \frac{u}{c_w}$$

Използваният регресионен модел е полином от вида [1]:

$$(2) \quad Y = b_0 + \sum_{k=1}^3 b_k x_k + \sum_{l=k+1}^3 b_{kl} x_k x_l + \sum_{k=1}^3 b_{kk} x_k^2$$

**Резултати**

По-долу са приложени разпечатки на основните резултати от проведения планиран експеримент (използван е специално разработен за целта софтуер): матрицата на плана на експеримента (P1), стойностите на регресионните коефициенти (P2) и оптималните стойности на управляващите параметри (P3):

P1.			
1	1	1	0,4813
-1	1	1	0,4599
1	-1	1	0,4982
-1	-1	1	0,6078
1	1	-1	0,2485
-1	1	-1	0,4065
1	-1	-1	0,1768
-1	-1	-1	0,2425
1	0	0	0,3985
-1	0	0	0,4789
0	1	0	0,4181
0	-1	0	0,3565
0	0	1	0,5458
0	0	-1	0,2706

**P2.**

<<< Regression coefficients : >>>

```
-----
b0= 2.319968
b1= 0.378319   b2= -0.310983   b3= -1.022277
b11= -0.021222  b22= 0.278297   b33= 0.444027
b12= -0.053567  b13= -0.354000  b23= 0.487083
Criterion of importance: Krbi=0.0025
-----
```

**P3.**

**\* OPTIMUM VALUES OF PARAMETERS : \***

No	* NORMALIZED	* REAL	*
1	Xoptk= -1.0000	Xopt= 0.5800	
2	Xoptk= -1.0000	Xopt= 10.0001	
3	Xoptk= 1.0000	Xopt= 9.0000	

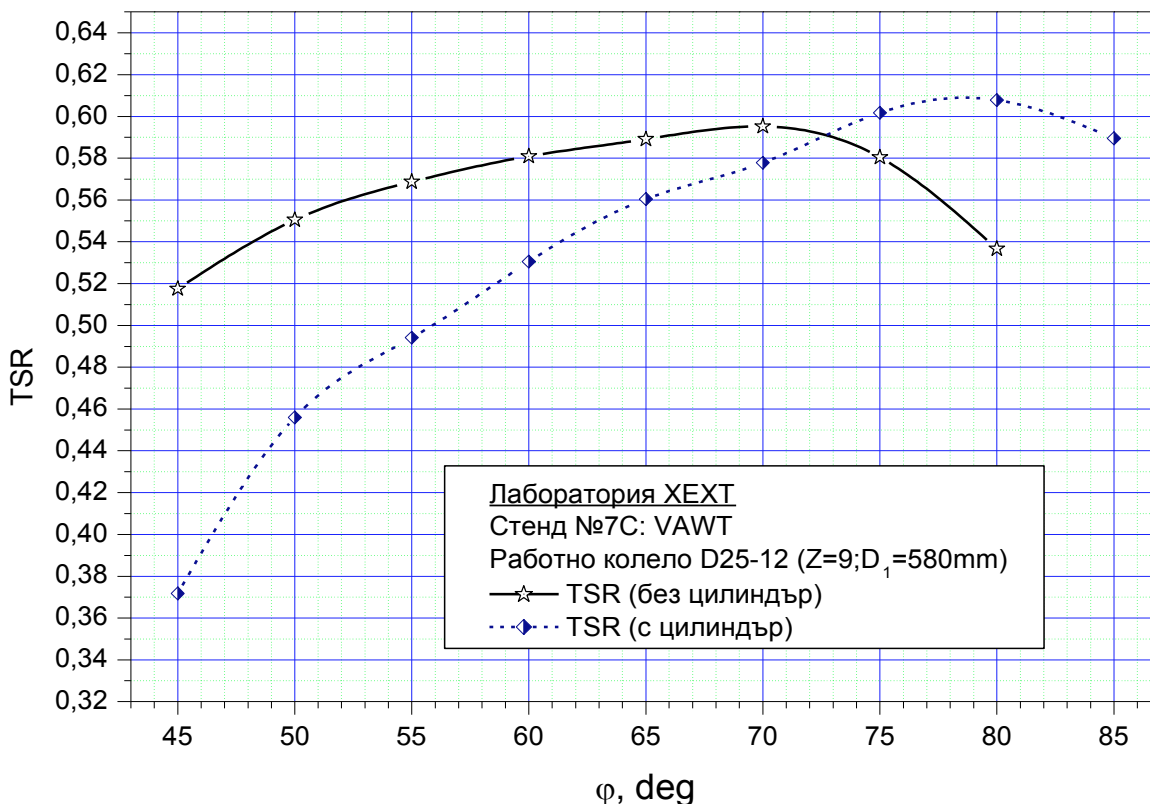
Model is adequate:  $Fi=0.17695$ ;  $Fit=2.0300$

Направена е проверка за значимостта на регресионните коефициенти (вж. P2), а също така и за адекватността на модела чрез дисперсионното отношение  $Fi$ , като стойността му се сравнява с табличната стойност ( $Fit$ ) при доверителна вероятност 0.95 [1,3] (вж. P3).

Резултатите от направения планиран физически експеримент показват, че оптималните стойности на трите параметъра са следните:

- Диаметър на работното колело:  $D_{1opt}=580mm$ ;
- Ъгъл на поставяне:  $\varphi_{opt}=80^{\circ}$ ;
- Брой на лопатките:  $Z=9$ .

С цел проверка на получените резултати са направени опитни изследвания с две работни колела (с вътрешен и без вътрешен цилиндър). На фиг.5 е направено сравнение на получените резултати: изменение на скоростното отношение TSR в зависимост от ъгъла на поставяне на лопатките при скорост на вятъра 7m/s и брой на лопатките  $Z=9$ , разположени на диаметър  $D_1=580mm$ .



Фиг.4. Сравнение на резултати от измервания

Видно е, че стойностите на TSR са по-високи при работното колело без вътрешен цилиндър при ъгли на поставяне  $\varphi < 73^{\circ}$ , докато при по-високи стойности предимството на схемата с вътрешен цилиндър е очевидно. Това е лесно обяснимо, като се вземат предвид кинематичните характеристики на течението след изхода на активните работни лопатки: при големи ъгли на поставяне ъгълът между преносната и относителната скорост е по-малък (ъгъл  $\beta$  - фиг.3). Това създава по-добри условия за обтичане на цилиндъра от гледна точка на енергийните загуби. Ясно е също, че при статично положение на цилиндъра условията на обтичане ще бъдат различни. Уместно е да се отбележи също, че стойностите на ъгъла  $\beta$  зависят и от формата на работните лопатки.

### Заклучение

Основните резултати от настоящото изследване се изразяват в следното:

1. Изследвано е влиянието на основните параметри на работното колело на вертикална вятърна турбина с вътрешен цилиндър.
2. На основата на резултатите от проведен планиран физически експеримент да определени оптималните стойности на основния диаметър на работното колело, ъгълът на поставяне на лопатките и броят им.
3. Монтирането на цилиндър във вътрешността на работното колело на вятърната турбина променя забележимо нейните характеристики.
4. Проведените опитни изследвания показват, че при скорост на вятъра 7m/s не се забелязва увеличаване на радиалното натоварване на вала на работното колело от силата на Карман.
5. Резултатите от изследванията показват, че е препоръчително провеждането на опитни изследвания с работни колела с неподвижен вътрешен цилиндър.

### Литература

1. Вучков И., С. Стоянов. Математическо моделиране и оптимизация на технологични обекти. С., Техника, 1980.
2. Обретенов, В., Ц.Цалов, Т.Чакъров. Вятърна турбина с вертикална ос. Научна конференция ЕМФ`2012, сборник доклади, т.ІІ, стр. 28-34, Созопол, 2012.
3. Стоянов Ст. Методи и алгоритми за оптимизация. Техника, С., 1990.
4. Craft T.J., H. Iacovides and B. E. Launder. Dynamic performance of flettner rotors with and without thom Discs. Turbulence Mechanics Group, School of MACE University of Manchester, Manchester, UK, 2011.
5. Obretenov V. Experimental study of runners for vertical axis wind turbine. Proceedings of the Conference COFRET'12, pp.350-353, Sozopol 2012, ISBN 978-619-460-008-3.
6. <http://www.hydrolab.tu-sofia.bg>

### Автор:

Проф. д-р Валентин Сл. Обретенов  
Тел.: +359 02 965 2333  
E-mail: [v\\_obretenov@tu-sofia.bg](mailto:v_obretenov@tu-sofia.bg)  
ТУ – София, кат. "Хидроаеродинамика и хидравлични машини"