

АНАЛИЗ НА АЕРОДИНАМИЧНОТО ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ МЕЖДУ ВЯТЪРА И ТУРБИНАТА ПРИ ВЕТРОГЕНЕРАТОР С ВЕРТИКАЛНА ОС

КАЛИН АДЪРСКИ

Катедра Механика
Технически Университет, София, България
adarsky@dir.bg

ЮЛИЯН ГЕНОВ

Катедра Механика
Технически Университет, София, България
j_genov@mail.bg

КОНСТАНТИН АРНАУДОВ

Катедра Механика
Технически Университет, София, България
askaro@mail.bg

Резюме:

В настоящата разработка се извежда модел на аеродинамичното взаимодействие на ветрогенераторна турбина с вертикална ос на въртене (VAWT) тип Н – ротор. Получени са зависимостите за скоростта на обтичане, ъгълът на атака и възникващите сили, като функции на: характеристиките на въздушния поток и ъгълът на завъртане на турбината. За отчитане на различията при обтичането в наветрената и подветрената зони, породени от взаимното аеродинамично влияние на перките, се използва многоканалния модел на двустранно обтичане (DMST модел).

Ключови думи: *вятърна турбина с вертикална ос (VAWT), аеродинамични канали, DMST.*

1. Въведение

Едно от основните предимства на вятърната турбина с вертикална ос (VAWT) е липсата на необходимост от ориентация по посоката на вятъра. Оборудването, като генератор, трансмисия и др., не се разполага на върха на кулата, което е сериозно преимущество при поддръжката и ремонта. Като цяло те са много по-приложими за работа в градски условия.

Недостатъците на VAWT са малкият пусков момент, блокирането при резки пориви на вятъра, проблемите свързани с динамичната устойчивост, ниската работна височина, която предполага пониска скорост на вятъра.

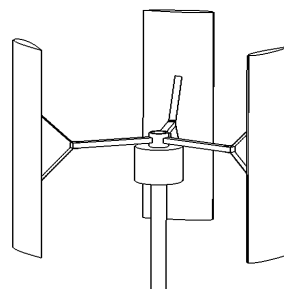
При завъртането на турбината, около нея възникват вихри, влияещи на входящия въздушен поток. През половината от цикъла на завъртане перките се обтичат от попътен газосен флуид, а след това от насрещен. Редува се преминаване през наветрената и през подветрената страна. При подветрената фаза върху лопатките действа въздушен поток, сблъскал се с преминаващите през наветрената фаза лопатки, което е предизвикало завихряния и промяна на посоката му.

Така обтичането на лопатките се мени непрекъснато, както в следствие от изменящия се

ъгъл на атака, така и поради взаимното аеродинамично влияние и засенчване. Това поражда пулсации във въртящия момент, респективно и в скоростта на въртене, дори и при постоянна скорост на вятъра.

Компенсирането на тези недостатъци се реализира чрез управление на работата и товара на генератора и на ъгъла на атака на лопатките (pitch control). Оптималното управление изисква точно моделиране на сложното аеродинамичното взаимодействие при този тип вятърни турбини.

В работата е разгледана турбина с конструкция тип „Н-rotor“ показан на фиг.1. Тя се състои от въртящи се около централна ос, вертикални крилни профили (лопатки), свързани към главината посредством хоризонтални носачи.

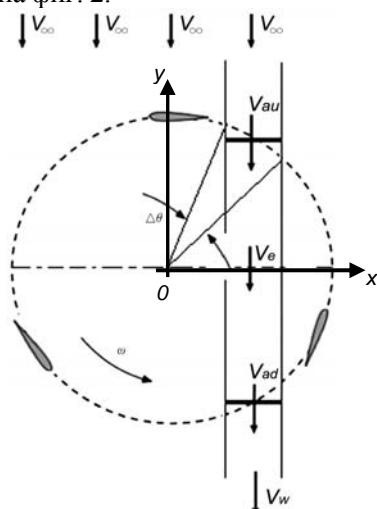


Фиг. 1. Турбина Н-rotor.

За целите на настоящето изследване е използван

Импулсния модел (Momentum models), който ще приложим за вертикалната вятърна турбина с прави лопатки H-VAWT.

За първи път импулсната теория при моделиране на VAWT е използвана от Templin. Той използва една въздушна тръба която обхваща цялата турбина, като се предполага че скоростта на потока е една и съща за цялата тръба. След него Wilson и Lissaman правят корекция, като приемат че въздушния поток има синусоидално разпределение по цялата ширина на турбината. Базирайки се на тези изследвания Strickland разширява модела като предполага, че потокът през турбината е разделен на многобройни независими въздушни тръби, които не си взаимодействат. Такава една въздушна тръба е показана на фиг. 2.



Фиг. 2. Въздушна тръба.

Дефинираме следните скорости:

V_{∞} - скоростта на несмутения въздушен поток;

V_{au} - индуцираната скорост върху диска в предната част на турбината;

V_e - скорост на въздушния поток в средата на турбината;

V_{ad} - индуцираната скорост върху диска в задната част на турбината;

V_w - скоростта на изходящия въздушен поток.

Връзката между тези скорости има вида:

$$\begin{aligned} V_{au} &= \frac{V_{\infty} + V_e}{2}, V_e = 2V_{au} - V_{\infty} \\ V_{ad} &= \frac{V_e + V_w}{2}, V_e = 2V_{ad} - V_w \end{aligned} \quad (1)$$

Въвеждаме понятието индукционен фактор a , който отразява промяната на скоростта при преминаването на въздушния поток през турбинния диск.

Промяната на скоростта през турбинния диск е

еквивалентна на отдадената енергия от вятъра върху турбината.

За съответната тръба връзката между скоростта на входящия и изходящия въздушен поток през един диск се дава от израза:

$$a = \frac{V_{\infty} - V_a}{V_{\infty}} \quad (2)$$

За коефициента на силата приложена от вятъра върху турбинния диск можем да запишем:

$$C_T = 4a(1-a) \quad (3)$$

Съответно за коефициента на мощността:

$$C_p = 4a(1-a)^2 \quad (4)$$

От казаното и имайки предвид (2), (3) и (4) можем да заключим че индукционния фактор е основна характеристика на аеродинамичното взаимодействие на вятъра с турбината и всичко се свежда до неговото отчитане.

2. Многоканален двустранен модел на VAWT.

Последна корекция в многоканален двустранен модел (DMST) е направена от Paraschivoiu I. (1988). Той разделя въздушния поток през турбината на няколко въздушни тръби, като във всяка от тях потокът е несвиваем и с равномерно разпределение на скоростта, като съседните въздушни тръби не си взаимодействат. Всяка лопатка при едно пълно завъртане преминава по два пъти през всяка една въздушна тръба. Тръбите се разделят на две зони предна и задна (фиг.2), като изходящия въздушен поток от предната част е входящ за задната част на тръбата. Прилага се теорията на идеалната турбина за предната и задната части, като лопатките се представят като дискове с площ

$$\Delta A = h.R.\Delta\theta.\sin\theta \quad (5)$$

Скоростта в задната част е по-малка от тази в предната част, това намаляване се отчита чрез индукционния фактор a .

При избора на броя на тръбите се изхожда от предположението, че една лопатка заема една тръба в даден момент от време. Приема се, че позицията на лопатката е $\theta = 90^\circ$, следователно при дължина на хордата $c = 300mm$ и радиус $R = 600mm$ съответства ъгъл според (5)

$$\Delta\theta = \frac{300}{600.\sin 90} = \frac{1}{2} [rad] \approx 30^\circ \quad (6)$$

По този начин в една тръба ще има само една лопатка за дадено положение на турбината.

Броя на въздушните тръби при $\Delta\theta = 30^\circ$ е $m = 6$.

При определянето на индукционните фактори a за всяка тръба се използва следната последователност, която се повтаря за предната и задната част на i -

та тръба.

1. Приема се стойност за коефициента на скоростта λ (TSR) и за тази стойност се изчисляват индукционните фактори за всички тръби. Отчита се и съответната стойност на $\Delta\theta = 30^\circ$ за всички тръби.

2. Изчислява се ъгъла на завъртане θ_{ui} за предната част на съответната тръба i по формулата

$$\theta_{ui} = \Delta\theta \left[i - \frac{1}{2} \right]_{i=1 \div m} \quad (7)$$

3. Приема се стойност за индукционния фактор на предната част на съответната тръба, минимална стойност ($0 < a < 1$) например $a_{ui} = 0,01$.

4. Изчислява се C_{1uTi} в зависимост от текущата стойност a_{ui} .

$$\begin{aligned} C_{1uTi} &= 4a_{ui}(1-a_{ui}) \\ C_{1uTi} &= 0,8888 - 0,8444a_{ui} + 1,9555a_{ui}^2 \end{aligned} \quad (8)$$

Първият израз на (8) се използва при $0 < a_{ui} < 0,4$ а вторият е с въведена корекция при $0,4 \leq a_{ui} \leq 1$.

5. Ъгълът на атака се намира от формулата

$$\alpha_{ui} = \arctg \left[\frac{(1-a_{ui}) \sin \theta_{ui}}{(1-a_{ui}) \cos \theta_{ui} + \lambda} \right] \quad (9)$$

6. За съответния α_{ui} отчитаме от таблица съответните коефициенти C_{Dui} и C_{Lui} (R. Sheldahl и P. Klimas, 1981) и изчисляваме нормалния и тангенциалния коефициент за тръбата i

$$\begin{aligned} C_{nui} &= C_{Lui} \cos \alpha_{ui} + C_{Dui} \sin \alpha_{ui} \\ C_{\tau ui} &= C_{Lui} \sin \alpha_{ui} - C_{Dui} \cos \alpha_{ui} \end{aligned} \quad (10)$$

7. Изчисляваме C_{2uTi} според зависимостта

$$C_{2uTi} = \frac{N \cdot c}{R} \left(\frac{V_{aui}}{V_\infty} \right)^2 \frac{2}{\pi} \left(C_{\tau ui} \frac{\cos \theta_{ui}}{\sin \theta_{ui}} - C_{nui} \right) \quad (11)$$

8. Отношението на индуцираната скорост към скоростта на свободния въздушен поток е

$$\frac{V_{aui}}{V_\infty} = \sqrt{(1-a_{ui})^2 + 2\lambda(1-a_{ui}) \cos \theta_{ui} + \lambda^2} \quad (12)$$

9. Сравняваме така получените стойности на коефициентите на индуцираната сила и ако $C_{2uTi} \neq C_{1uTi}$ задаваме нова стойност на индукционния фактор $a_{ui}^{new} = a_{ui} + 0,0001$ и процедурата от т.4 до т.8 се повтаря докато $C_{2uTi} \approx C_{1uTi}$, като съответния a_{ui} е индукционния фактор за предната част на тръбата i .

Същата процедура се повтаря и за задната част на тръбата i , индекса u (upper) се заменя с индекс d (down) и при изчисление на ъгъла на завъртане се използва зависимостта (13).

$$\theta_{di} = \left[360^\circ - \Delta\theta \left(i - \frac{1}{2} \right) \right]_{i=1 \div m} \quad (13)$$

Връзката между скоростите и индукционните фактори за всяка тръба се дават от изразите

$$V_{aui} = V_\infty (1 - a_{ui}) \quad (14)$$

$$V_{adi} = V_\infty (1 - a_{di})$$

За скоростта в средата на турбината на съответната тръба отчитайки (1) и (14) можем да запишем

$$V_{ei} = V_\infty (1 - 2a_{ui}) \quad (15)$$

За скоростта на изходящия поток аналогично на (15) е в сила зависимостта

$$V_{wi} = V_\infty (1 - 2a_{di}) \quad (16)$$

Следователно за общия индукционен фактор през една тръба можем да запишем

$$V_{wi} = V_\infty (1 - 2a_i) \quad (17)$$

$$a_i = a_{ui} + a_{di} - 2a_{ui}a_{di}$$

Получените резултати за $\lambda = 0,5$ и при различни стойности на числото на Рейнолдс (скорост на свободния въздушен поток V_∞) са дадени в табл. 1.

Табл. 1.

		Matlab DMST резултати					
Re	№ тръба	1	2	3	4	5	6
		40 000 (~2 m/s)	C_{uT}	1,1610	0,9149	0,4901	0,3758
C_{dT}	1,1580		0,9108	0,4856	0,3582	0,5805	0,5911
θ_u [grad]	15		45	75	105	135	165
θ_d [grad]	345		315	285	255	225	195
α_u [grad]	6		26	49	73	82	36
α_d [grad]	354		334	311	73	82	36
a_u	0,6468		0,3541	0,1430	0,1050	0,1807	0,1790
a_d	0,6450		0,3506	0,1414	0,0994	0,1762	0,1803
a	0,4574		0,4564	0,2439	0,1835	0,2932	0,2947
80 000 (~4 m/s)	C_{uT}		1,2320	0,9165	0,4901	0,3758	0,5922
	C_{dT}	1,2226	0,9125	0,4856	0,3582	0,5805	0,5911
	θ_u [grad]	15	45	75	105	135	165
	θ_d [grad]	345	315	285	255	225	195
	α_u [grad]	6	25	49	73	82	36
	α_d [grad]	354	334	311	73	82	36
	a_u	0,6870	0,3555	0,1430	0,1050	0,1807	0,1790
	a_d	0,6819	0,3521	0,1414	0,0994	0,1762	0,1803
	a	0,4320	0,4573	0,2439	0,1835	0,2932	0,2947
	120 000 (~6 m/s)	C_{uT}	1,2507	0,9214	0,4901	0,3758	0,5922
C_{dT}		1,2413	0,9176	0,4856	0,3582	0,5805	0,5911
θ_u [grad]		15	45	75	105	135	165
θ_d [grad]		345	315	285	255	225	195
α_u [grad]		354	335	311	73	82	36
α_d [grad]		6	25	49	73	82	36
a_u		0,6970	0,3598	0,1430	0,1050	0,1807	0,1790
a_d		0,6920	0,3565	0,1414	0,0994	0,1762	0,1803
a		0,4243	0,4597	0,2439	0,1835	0,2932	0,2947

Данните в тази таблица са получени при моделиране на турбина със следните характеристики:

- профил: NASA 0018;
- хорда на профила: $c = 0,3 \text{ m}$;
- радиус на турбината: $R = 0,6 \text{ m}$;
- височина на лопатката: $h = 1,2 \text{ m}$;
- плътност на въздуха : $\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$;

Силата приложена върху една лопатка на турбината може да се определи за всяка една тръба по отделно т.е в случая за 12 положения през 30° .

$$F_i = \frac{1}{2} \rho \cdot \Delta A_i \cdot V_\infty^2 [4a(1-a)] \quad (18)$$

Проектираме върху естествената координатна система и получаваме:

$$\begin{cases} F_{ir} = F_i \cdot \cos \theta \\ F_{in} = F_i \cdot \sin \theta \end{cases} \quad (19)$$

Силата действаща на една лопатка по направление на свободния въздушен поток ($V_\infty = 6, \text{ m/s}$) за всяко от 12-те положения е дадена в табл. 2.

Табл.2.

θ [degr]	a	ΔA [m ²]	F_i [N]	F_{ir} [N]
15	0,6970	0,1223	4,5548	4,3992
45	0,3598	0,2672	10,8560	7,6686
75	0,1430	0,3648	7,8847	2,0280
105	0,1050	0,3644	6,0394	1,5767
135	0,1807	0,2661	6,9496	4,9289
165	0,1790	0,0964	2,4980	2,4153
195	0,1803	0,0993	2,5880	2,4969
225	0,1762	0,2682	6,8673	4,8315
255	0,0994	0,3652	5,7679	1,4612
285	0,1414	0,3640	7,7951	2,0652
315	0,3565	0,2650	10,7248	7,6365
345	0,6920	0,0949	3,5677	3,4531

Този вид турбини се характеризират с ниски стойности на коефициента на мощността, представляващ отношението на получената към идеалната мощност на турбината:

$$C_p = \frac{P_{\text{wtr}}}{0,5\rho A V_\infty^3} \quad (20)$$

За Dargius вятърна турбина типичните стойности на този коефициент са $C_p \in [0,15 \div 0,35]$.

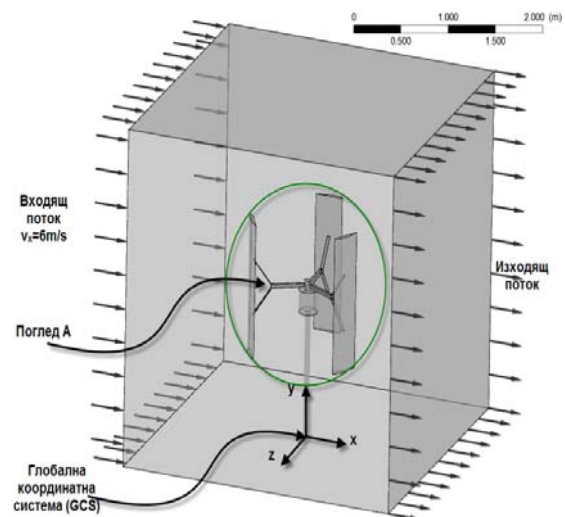
За разглежданата турбина имайки в предвид табл.1 и (4) се получава $C_p \approx 0,427$. Както се вижда тази стойност е по-висока от типичната за Dargius турбина, което показва че използването на H-rotor с относително повишена дебелина на профила (NASA 0018) при ниски скорости на вятъра е за предпочитане.

3. CFD симулация на VAWT.

Компютърният пространствен модел се изгражда в средата на CAD системата SolidWorks (фиг.1.). Така получената геометрия се прехвърля за изследване чрез метода на крайните елементи

(МКЕ) към пакета ANSYS.

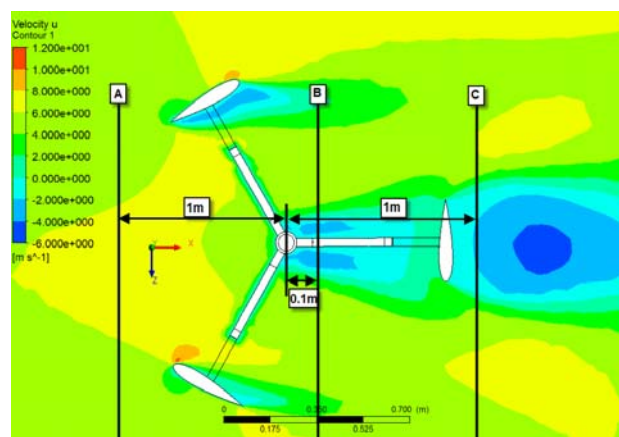
Турбината се разполага както е показано на фиг.3. във флуид – въздух (continuous fluid), при 25°C (isothermal) и налягане 101,325 kPa. При флуидните симулации се прилага подхода на изчислителна флуидна динамика (CFD), основаващ се на изграждане на флуидни канали и решаване на уравненията на Navier-Stokes, описващи изменението на параметрите на всеки еднофазен флуиден поток, чрез МКЕ.



Фиг.3.

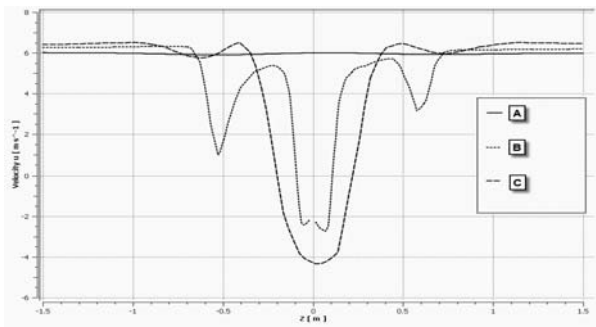
Изчислителни цели са: налягането и скоростта на обтичане и породените от аеродинамичното взаимодействие сили и моменти. За системата от флуидни канали, се прилагат еднакви мащабиращи параметри, с оглед на избягване на изчислителни грешки.

Разпределението на скоростта на флуида по ос x в надлъжно сечение през средата на лопатките при позиция $\theta=0^\circ$ е дадено на фиг.4.



Фиг.4.

Съответното разпределение на скоростта на флуида по линии А,В,С (Фиг.4) е дадена на фиг.5.

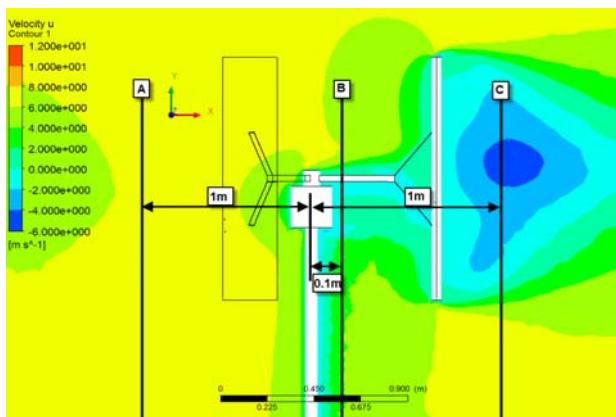


Фиг.5.

Както се вижда от графиката скоростта през сечения В и С рязко намалява в сенчестата зона и дори става отрицателна, което се дължи на ефекта на динамична турбуленция.

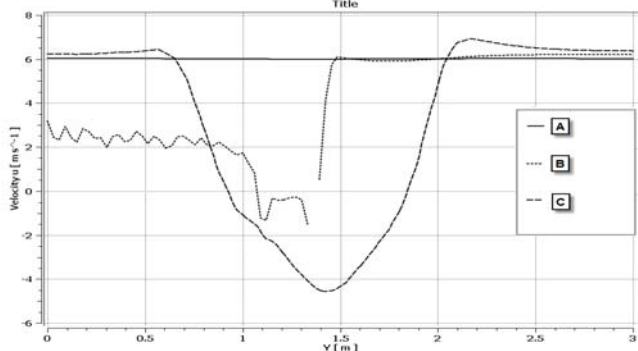
Като се има предвид табл.1. и се отчете средния индукционен фактор за тръби 3 и 4 се получава $a = 0,2137$. След отчитането на (16) за средната скорост на изходящия въздушен поток се получава 3,4356 m/s, което до известна степен съответства и на скоростите показани на фиг.4.

Разпределението на скоростта на флуида по ос x в надлъжно сечение през средата на канала е показано на фиг.6.



Фиг.6.

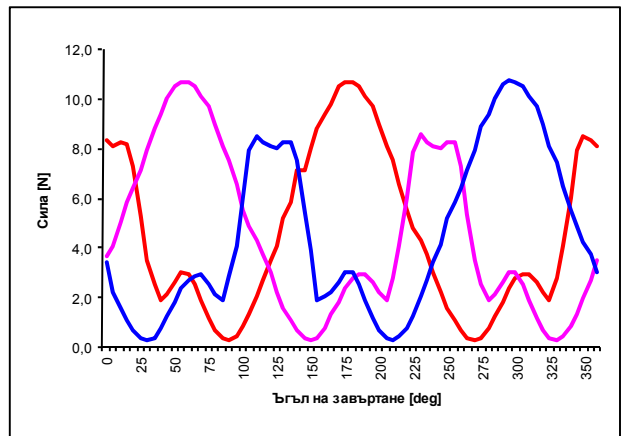
Разпределението на скоростта на флуида по линии А,В,С (Фиг.6) е дадено на фиг.7.



Фиг.7.

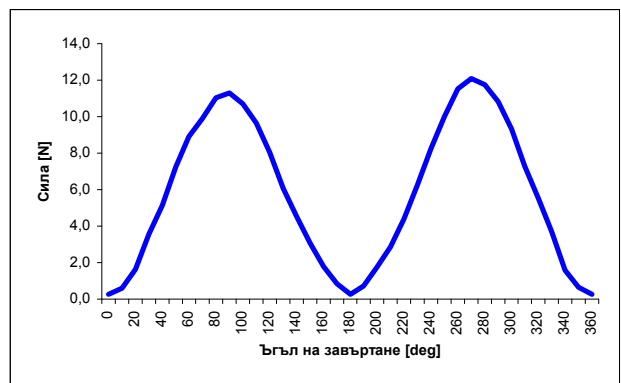
В този случай индукционните фактори, изчислени в предишния параграф не са приложими.

Разпределението на силите по направление на свободния въздушен поток x при едно пълно завъртане на турбината е показано на фиг.8.



Фиг.8.

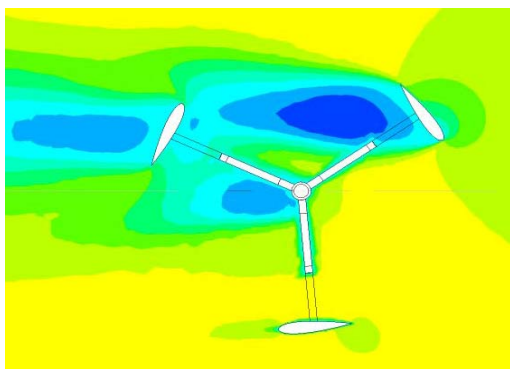
Аналогично изследване е направено и само на една лопатка, а полученият резултат е даден на фиг.9.



Фиг.9.

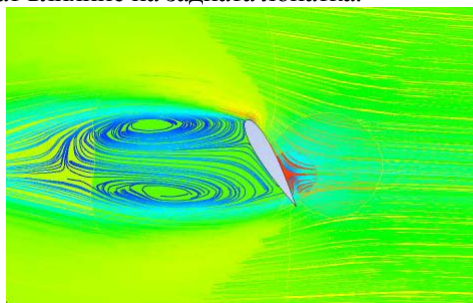
Съпоставяйки фиг.8. и фиг.9 се вижда че в определени зони има намаляване на силата което се дължи на ефекта на засенчване на лопатките в задната част на турбината от намиращите се в предната част. Лопатките преминават през несмутения въздушен поток само в една част от цикъла (предната част на турбината). В задната част те са изложени на силен турбулентен поток. Този ефект води до влошаване на параметрите от порядъка на **40%** както е видно от фигурите.

Негативен ефект има и кулата с генератора, които предизвикват разкъсване на потока от средата и видоизменяйки го след тях във въздушния поток с изразен турбулентен характер (фиг.10). Колкото е по-голям диаметърът на кулата и генератора, толкова негативното влияние е по-голямо. Този ефект не може да се избегне напълно, защото този вид ветрогенератори работят при относително ниски обороти, което налага използването на значителен диаметър на електрическата машина. Подобрене трябва да се търси във формата и височината на електрическия генератор.



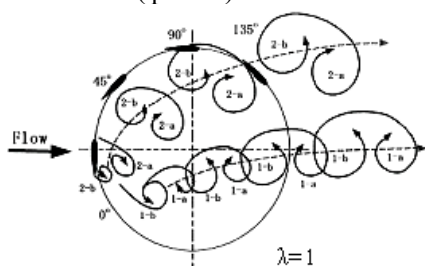
Фиг.10.

Друг ефект е възникването на двойка вихри. Първият вихър се образува при предния заоблен ръб на лопатката. Вторият вихър се създава от задния остър ръб (фиг.11). Заедно те формират характерен дует от два насрещно въртящи се вихъра, които се придвижват назад по веригата и оказват влияние на задната лопатка.



Фиг.11.

Първа визуализация на динамичната турбуленция за VAWT е било направено от [Brochier, 1986]. Използвали са канал с вода, визуализациите са проведени с LDV и водородни мехурчета. Това се потвърждава от измервания, направени във воден канал PIV от [Fujisawa и Shibuya, 2001] за един Darius ротор с лопатки NACA 0018 без централна колона (фиг.12).



Фиг.12.

AERODYNAMIC ANALYSIS OF INTERACTION AND WIND TURBINES IN VAWT

Kalin ADARSKY

Julian GENOV

Constantine ARNAUDOV

Department of Mechanics, Technical University of Sofia, Bulgaria

adarsky@dir.bg,

j_genov@mail.bg,

askaro@mail.bg

Summary:

This paper appears aerodynamic interaction model of wind turbine with a vertical axis of rotation (VAWT) type H - rotor. Received dependencies water speed, angle of attack and emerging powers, functions: the characteristics of the flow and the angle of rotation of the turbine .. To account for the differences in airflow in the windward and leeward areas caused by the mutual influence of aerodynamic fins using multi-channel model of double wrapping (DMST model).

Keywords: wind turbine with vertical axis (VAWT), aerodynamic channels, DMST.

Точен математичен модел на динамичната турбуленция е невъзможно да бъде направен, поради сложността на съпътстващите го явления. Неговото влияние се изследва или експериментално или с помощта на числени методи (ANSYS).

Като се съпоставят данните от табл.2 , фиг.8 и фиг.9 се вижда че получените резултати при използването на DMST модела до известна степен съответстват на резултатите получени от CFD симулацията с ANSYS. Въпреки че не отразяват всички явления, съпътстващи процеса на аеродинамичното взаимодействие на вятъра с турбината те могат да се използват за предварителен анализ на основните параметри на ветрогенератора като радиус на турбината, дължина на хордата на профила и височина на лопатките при определена скорост на вятъра. При подбора на геометрията на профила е необходимо да се използва софтуер за CFD моделиране като ANSYS , Solid Fluid Flow и др.

4. Благодарност

Авторите изказват благодарност на НИС при ТУ-София за финансирането на разработката по линията на договор с номер 122пд 0023-04 на тема "Механо-математично моделиране, управление и изпитване на мини ветрогенератори"

Литература

- [1] Beri, H., Y. Yao, (2011), Double Multiple Stream Tube Model and Numerical Analysis of Vertical Axis Wind Turbine, Energy and Power Engineering, 2011, 3, pp. 262-270.
- [2] Paraschivoiu, I. (1988), Double-Multiple Stream Tube Model for Studying Vertical-Axis Wind Turbines, Journal of Propulsion and Power, Vol. 4, No. 4 , p. 370.
- [3] Hansen M., (2008), Aerodynamics of Wind Turbines 2nd ed., Earthscan in the UK and USA, pp.192.
- [4] Sheldahl H., P. Klimes, Aerodynamic Characteristics of Seven Symmetrical Airfoil Sections Through 180-Degree Angle of Attack for Use in Aerodynamic Analysis of Vertical Wind Turbines, Sandia National Laboratories Report, 1981;