

СИНТЕЗ НА ЛОПАТЪЧНИ СИСТЕМИ ЗА ВЯТЪРНИ ТУРБИНИ С ХОРИЗОНТАЛНА ОС

Валентин ОБРЕТЕНОВ, Цветан ЦАЛОВ, Тодор ЧАКЪРОВ
v_obretenov@tu-sofia.bg, tsalov@tu-sofia.bg, todorchakarov@abv.bg

Технически Университет – София, бул. "Кл. Охридски" 8, 1797 София, БЪЛГАРИЯ

Резюме

Аеродинамичното оразмеряване на работното колело на вятърна турбина с хоризонтална ос на базата на теорията на лопатъчните решетки има редица особености. Най-съществените са: ниска стойност на диаметровото отношение; невъзможност за проектиране на лопатъчната система с постоянна циркулация по височината на лопатката. В тази работа е представено аеродинамично оразмеряване, съобразено с тези особености.

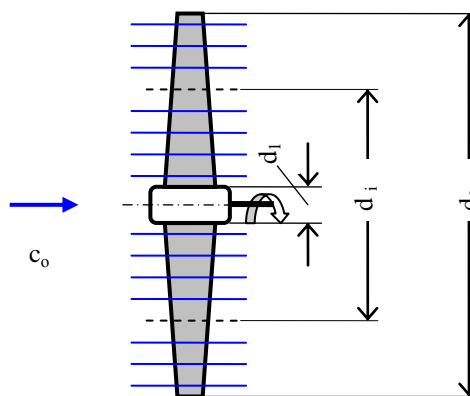
Ключови думи: Вятърна турбина, работно колело, лопатъчна система.

Въведение

Лопатъчните системи на работните колела на вятърните турбини с хоризонтална ос имат някои съществени различия в сравнение с осовите вентилатори и водни турбини. Най-важните са ниска стойност на диаметровото отношение (това противоречи на изискването на Streletzky) и невъзможност за проектиране на лопатъчната система с постоянна циркулация по височината (размаха) на лопатката. В конкретния случай се поставя задачата да се използва натрупаният опит по оразмеряването на лопатъчни системи за осови вентилатори за разработване на методика за пресмятане на работни колела за вятърни турбини, работещи със скорости на вятъра в диапазона $c_a = 4 \div 10$ m/s. Това изисква проектиране на силно натоварени работни лопати (с голяма циркулация Γ). При постоянна стойност на Γ по размаха на лопатката се получава хорда с голяма дължина към вътрешните (към главината) сечения. Това води до припокриване на лопатъчните профили в тази зона. Затова се налага работната лопатка да се оразмерява с намаляваща циркулация към вътрешните сечения. Това и някои други особености се анализират и са в основата на изложената тук методика.

На фиг. 1 схематично е изобразена меридианна проекция на работното колело на турбината, като са означени основните

геометрични характеристики. Аеродинамичното проектиране на работното колело се извършва със създадените за целта програмни продукти:



Фиг.1. Схема на работно колело

TURB0 – с постоянна по височината на лопатката циркулация ("оптимална" стъпка);

TURB1- със задавана по височината на лопатката хорда и оттам променлива циркулация („неоптимална" стъпка).

В тези програмни продукти проектирането се реализира чрез решение на т. нар. обратна задача (задачата за синтез) на лопатъчни (крилни решетки). Формата на i -тата лопатъчна решетка се получава чрез решение на обратната задача за i -тото цилиндрично сечение

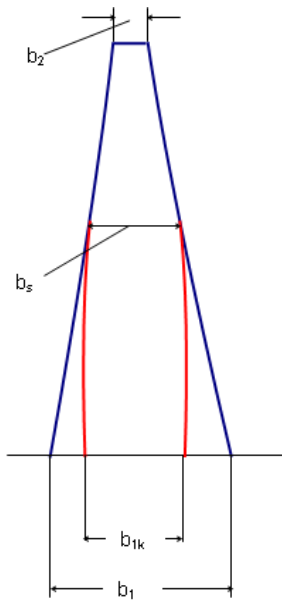
с диаметър $d_i = 2r_i$ (разположено между цилиндричните повърхнини с диаметри $d_1 = 2r_1$ и $d_2 = 2r_2$).

След определяне на крилните решетки в поредица от сечения те се "набират" по височината на лопатката (композиране на лопатката).

Решение на обратната задача подробно е описано в [Панов, Чакаръв 1973].

Аеродинамично оразмеряване на работното колело

В програмния пакет TURBO работната лопатка се оразмерява с една и съща циркулация Γ_i по височината. Това осигурява аксиално направление на течението в енергообменното пространство (липса на радиална компонента на скоростта).



Фиг.2. Корекция на хордата

Когато лопатъчната система се оразмерява за сравнително голямо натоварване и се запазва постоянна циркулация Γ_i по размаха на лопатката, тя се получава с много голяма хорда при основното сечение. Това налага плавно да се намали хордата (обикновено от средното до вътрешното сечение - т.нар „подрязване“). В противен случай не е възможно да бъде конструирано реално работно колело. За тази цел се използва програмата TURB1. На фиг. 2 е показано принципно как може да се направи такова подрязване (при линейно изменение на дължината на хордата b по размаха на лопатката). Ако пресмятането се извършва с постоянна циркулация Γ по размаха, в основното сечение се получава неприемливо голяма хорда b_1 . Затова от някакво сечение s (най-често това е средното) започва подрязване на хордата с цел получаване на приемлива стойност във вътрешното сечение b_{1k} . По този начин се елиминира възможността за припокриване на лопатъчните профили в зоната на главината.

По-надолу е разгледано оразмеряването на лопатъчна система с постоянна циркулация Γ_i по размаха на лопатката с програмата TURBO.

1. Безизмерната стъпка $\bar{t} = \frac{t}{b}$ се пресмята като оптимална по [Панов, Попов 1967].

2. Въвеждат се следните входни данни:

- N – брой възли на търсения контур;
- KLS – признак за отпечатване на скелетна линия. Отпечатва при $KLS=1$;
- $KLCX$ – признак за пресмятане и отпечатване на коефициента на профилно съпротивление C_x . Пресмята и отпечатва C_x при $KLCX=1$;

• $CA - c_o, m/s$, скорост на вятъра;

• $FIM - \varphi_M = \frac{c_o}{u_M}$, коефициент на дебит.

Тук $u_M = u_1 = u_2 = \pi \frac{n}{30} \frac{d_2}{2}, m/s$ е

периферната скорост при диаметър $d_2 \equiv d_M$;

• $PSIM - \psi_M = 2 \frac{P_M}{\rho u_M^2}$, коефициент на

теоретична специфична енергия (на налягане). Тук P_M, Pa е пълната теоретична специфична енергия (на единица обем), а $\rho [kg/m^3]$ - плътността на въздуха

• $F1$ – нормира интензивността на вихровото покритие γ . Формира относителната кривина на скелетната линия: $\bar{k} = k/b$ (в части от хордата b);

• $B1$ – нормира интензивността на източниковото покритие q . Формира относителната дебелина на профила - $\bar{d} = d/b$ (в части от b);

• $DNM - d_M \equiv d_2 = 2r_2 = 2r_M, m$ - външен диаметър на турбината;

• $DSM - d_1 = 2r_1, m$ - вътрешен диаметър на турбината;

• $NM - n, min^{-1}$ - честота на въртене;

• $NZ - n_z$, брой на работните лопатки;

• $DI - d_i, m$ - диаметър на i -тото сечение;

• NM – мащаб за начертване на профила.

Коефициентите на дебит φ_i и на теоретична специфична енергия ψ_i за i -тото сечение се пресмятат от коефициентите на

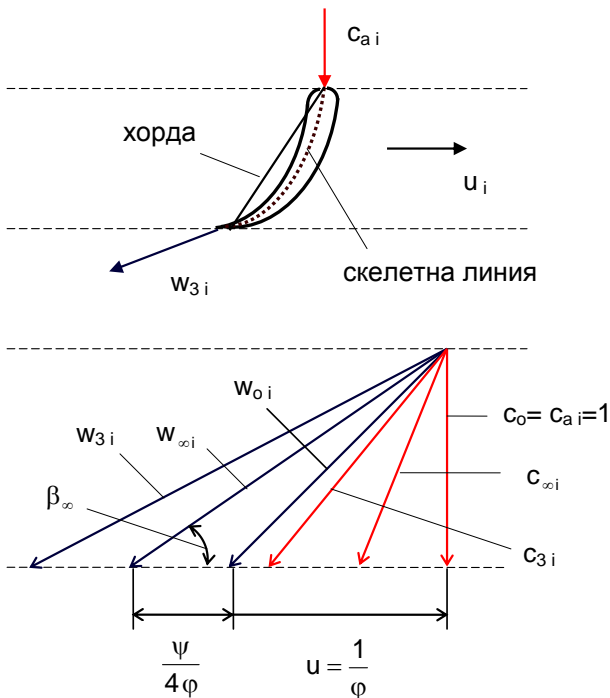
машината - на дебит φ_M и на теоретична специфична енергия ψ_M по изразите:

$$\varphi_i = \frac{\varphi_M}{\bar{d}_i}; \psi_i = \frac{\psi_M}{\bar{d}_i^2}, \text{ където } \bar{d}_i = \frac{d_i}{d_2}.$$

Съгласно с Ойлеровото турбинно уравнение, отдадената на турбината теоретична специфична енергия (за единица обем) е

$$p_M = \rho u_M (c_{ou} - c_{3u}) = \rho u_M (w_{3u} - w_{ou}) = \rho u_M \frac{\Gamma}{t}, \quad (1)$$

където c_{ou} и c_{3u} са окръжните съставлящи на абсолютните скорости, а w_{3u} и w_{ou} - на относителните скорости в несмутеното течение пред и след решетката (фиг.3), Γ е циркуляцията, а t - стъпката на решетката. Приема се $c_a = w_a = 1$.



Фиг.3. Скоростни диаграми

След записване на уравнението за i -тото сечение и въвеждане на ψ_i и φ_i , то придобива безизмерния вид:

$$\frac{\psi_i}{2\varphi_i} = \text{ctg } \beta_3 - \text{ctg } \beta_o = \frac{\Gamma_i}{\bar{t}_i}. \quad (2)$$

От фиг.3 леко се установява, че

$$\text{ctg } \beta_{oi} = \frac{1}{\varphi_i} + \frac{\psi_i}{4\varphi_i}. \quad (3)$$

Оптималната безизмерна стъпка, с постоянна циркуляция по размаха на лопатката се определя па изрза [Панов, Попов 1967]:

$$\bar{t}_i = \frac{4\pi\varphi_i}{\psi_i} \bar{k} \sqrt{1 + \text{ctg } \beta_{\infty i}^2} \quad (4)$$

Съгласно с условието на Streletzky [Streletzky, 1958]:

$$\bar{r}_1 \geq \bar{r}_S,$$

където $\bar{r}_S = \frac{r_S}{r_2}$ е безизмерен радиус на така нар. вихрово ядро. Връзката между този радиус и коефициентите φ_M и ψ_M се дава от изрза

$$\frac{\varphi_M}{\psi_M} = \frac{1}{2\bar{r}_S}. \quad (5)$$

Следователно

$$\frac{\varphi_M}{\psi_M} \geq \frac{1}{2\bar{r}_1} \text{ или } \varphi_M \geq \frac{\psi_M}{2\bar{r}_1}. \quad (6)$$

Известно е, че при оразмеряването на лопатъчните системи на турбомашините важен е въпросът за определянето на броя на работните лопатки. Най-често фирмите-производителки на вятърни турбини предлагат работни колежа с 3 лопатки. Натрупаният опит по проектирането на осови вентилатори от редица водещи фирми, както резултатите от изследванията в катедра "Хидроаеродинамика" на ТУ-София [Панов и др. 1974] показват, че най-добри резултати се получават с брой на работните лопатки $n_z = 6$. Направените обстояни опитни изследвания с работни колежа на вятърни турбини с хоризонтална ос в лабораторията по хидроенергетика и хидравлични турбомашини на ТУ-София [Обретенов, Цалов 2010] показват също, че оптималният брой на работните лопатки от гледна точка на ефективността на работния процес е $n_z = 6$.

Когато се налага намаляване на хордата на профилите към вътрешното сечение, се използва програмата TURB1. В този случай се задават същите входни данни, като се въвежда допълнително само дължината на полухордата на профила. Това става по следния начин:

DI - d_i, m - диаметър на i -тото сечение ;

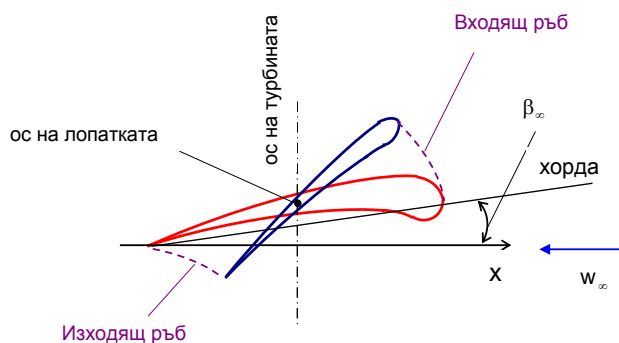
HALB - $b_i/2, mm$ - полухорда на профила в i -тото сечение ;

HM - мащаб за начертаване на профила.

Според определената стойност на дължината на хордата b_i се пресмята безизмерната стъпка

$$\bar{t}_i = \frac{\pi d_i}{n_z b_i}. \quad (7)$$

На фиг. 4 принципно е показано композирането на лопатката, като са изобразени двете крайни сечения (периферно и вътрешно). Изискването е така да се избере точката, около която се завъртат сеченията, че да се получат плавни входящ и изходящ ръбове. Тази точка съвпада с оста на лопатката.



Фиг.4. Периферно и вътрешно сечение

Тестов пример

По-долу са представени резултати от оразмеряването на вътрешното (при главината) сечение на лопатка от работно колело на лабораторна вятърна турбина (диаметър $DI = d_1 = 0.25 \text{ m}$) с програмата TURB0.

Турбинна лопатъчна решетка – обратна задача

Входни данни:

$N = 40.0$; $KLS = 1.0$; $KLCX = 2.0$; $CA = 8.0 \text{ m/s}$;
 $FIM = 0.4$; $PSIM = 0.15$;

$F1 = 0.1$; $B1 = 0.5$; $DNM = 1.25 \text{ m}$; $DSM = 0.25 \text{ m}$;
 $NZ = 6.0$; $DI = 0.25 \text{ m}$; $NM = 4.0$

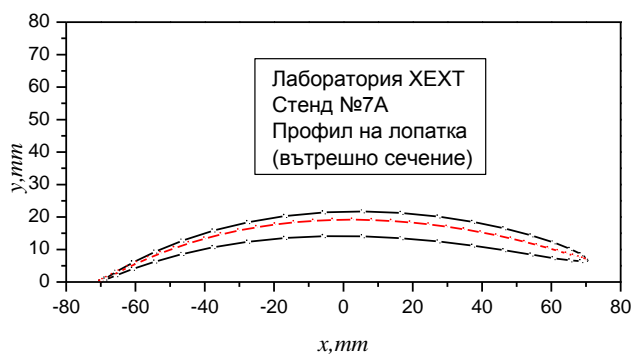
Пресметнати величини:

$COTAB = 0.969$; $BETB = 45.91 \text{ deg}$; $ST = 0.933$;
 $HALB = 70.1 \text{ mm}$;

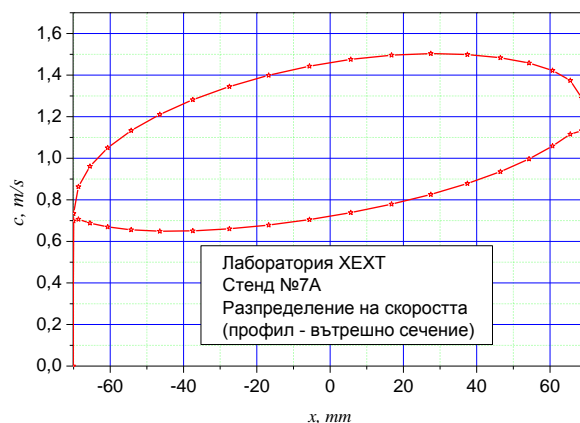
$UM = 20.0 \text{ m/s}$; $NM = 305 \text{ 1/min}$; $PQM = 339.3 \text{ W}$.

Програмата генерира файл с координатите на профилите и скелетните линии. На фиг.5 е показан профил на лопатката в разчетното сечение, а на фиг.6 – разпределението на скоростта по профила.

По аналогичен начин се пресмятат и останалите сечения на лопатката. Ако дължината на хордата при вътрешното сечение се окаже с неприемливо голяма дължина, сеченията от средата и надолу се пресмятат с програма TURB1 отново, чрез плавно скъсяване на хордата, до подходящ за главината размер.



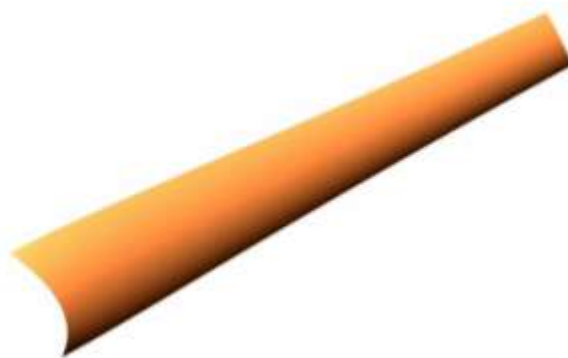
Фиг.5. Профил (вътрешно сечение)



Фиг.6. Скоростно разпределение

В описания пример е получена приемлива лопатка с полухорда при главината

$$HALB = \frac{b_1}{2} = 50 \text{ mm (вместо } 70.1 \text{ mm)}.$$



Фиг.7. Скелетна повърхнина



Фиг.8. 3-D модел на лопатка

На фиг.7 е показан 3-D модел на скелетна повърхнина, а на фиг.8 - лопатка на моделна вятърна турбина.

Заклучение

Основните резултати от направеното изследване се изразяват в следното:

1. Разработена е методика и софтуер за аеродинамично оразмеряване на работни колела на вятърни турбини с хоризонтална ос, базирана на теорията на лопатъчните решетки.

2. Представени са резултати от пресмятане на работно колело на реална вятърна турбина, които показват възможностите на методиката и изчислителната програма.

Литература

Панов Л., Т.Чакъров, Течение на идеален несвиваем флуид през равнинна двойна крилна решетка, Известия на ВМЕИ „Ленин”, т. XXXI, кн. 1, 1973.

Попов М., Л.Панов, Об определении оптимального относительного шага прямолинейной решетки тонкого профиля, Rev. Roum. Sci. Techn.– Mec. Appl., Tome 12, N5, Bucarest, 1967.

Панов, Л., Т. Чакъров, Г.Генчев, Осов вентилатор с двойна лопатъчна решетка. Известия на ВМЕИ”Ленин”, т. XXXIII, кн.1, 1974.

Обретенков В., Ц.Цалов. Опитно изследване на работни колела за вятърен двигател. Сп. „Топлотехника” №1, стр.47-50, Варна, 2010.

Streletzky M., Gleichgewichtsformen von Stroömungen mit konstanten Drall in zylindrischen Rotationshohlräumen, Voith Forschung und Konstruktion, 1958.

SYNTHESIS OF BLADE SYSTEMS FOR HORIZONTAL AXIS WIND TURBINES

Summary

The aerodynamic design of the runner of the horizontal axis wind turbine with based on the theory of blade grids has many features. The most notable are: low cost of diameter ratio; impossible to design a system with constant humeral circulation at the height of the blade. In this work is presented aerodynamic calculation, consistent with these features.