

Invenția se referă la motoarele eoliene, în special la o turbină elicoidală, axa de rotație a căreia coincide cu direcția vântului.

Este cunoscut agregatul eolian cu turbină elicoidală care include un arbore, pe care sunt fixate pe linie elicoidală palete, amplasat într-o țevă. În spatele arborelui cu palete (turbinei) este executată o directoare conică pentru ieșirea aerului [1]. Soluția cunoscută posedă coeficient de utilizare a energiei vântului relativ redus.

Mai este cunoscută o soluție, în care este prezentată o turbină elicoidală care include un rotor cu elice aranjate pe linie elicoidală cu același pas [2]. Soluția apropiată cunoscută are și ea un coeficient de utilizare a energiei vântului relativ redus.

Problema pe care o rezolvă prezenta invenție este majorarea coeficientului de utilizare a energiei vântului.

Problema formulată este rezolvată prin faptul că turbina elicoidală de vânt, care conține un arbore, pe care sunt fixate palete elicoidale, paletele în secțiune normală au profil-aripă, linia medie a căreia este locul geometric al centrelor cercurilor înscrise în profil, grosimea relativă a lui se determină prin relația $c_b = c/b$, concavitatea relativă prin relația $f_b = f/b$, iar curbura profilului este determinată de unghiul $\varepsilon = f(f_b)$ dintre tangentele duse la linia medie a profilului în părțile lui din față și din spate, totodată pozițiile cb și fb sunt determinate de abscisele relative $x_{cb} = x_c/b$ și, respectiv, $x_{fb} = x_f/b$,

unde c este grosimea profilului în diferite poziții ale paletei;

$b = (D - d)/2$ – lungimea coardei profilului-aripă;

f – săgeata de încovoiere a profilului în diferite poziții ale paletei;

x_{cb} și x_{fb} – abscisele relative ale grosimii și, respectiv, a săgeții;

x_c – abscisa grosimii profilului în diferite poziții ale paletei;

x_f – abscisele săgeții de încovoiere a profilului în diferite poziții ale paletei;

D și d – diametrul exterior al turbinei și, respectiv, diametrul arborelui turbinei.

Pasul liniilor elicoidale poate fi variabil, mărindu-se spre ieșirea din turbină.

De asemenea turbina elicoidală de vânt poate fi executată cu cel puțin două începuturi.

Rezultatul constă în majorarea coeficientului de utilizare a energiei vântului datorită diferenței vitezelor aerului pe cele două suprafețe ale paletei și în funcționarea eficientă la viteze mici ale vântului.

Invenția se explică prin desenele din figurile 1...5 care reprezintă:

- fig.1, turbina elicoidală cu pas constant;

- fig.2, profilul-aripă în secțiune normală;

- fig.3, schema de calcul al forțelor dezvoltate de curenții de aer;

- fig.4, schema de calcul al componentelor radială și frontală ale curențului de gaz real;

- fig.5, turbina elicoidală cu pas variabil.

Turbina elicoidală de vânt include arborele 1, pe care sunt fixate rigid pe linie elicoidală cu pas constant sau variabil paletele 2 cu un început sau cu mai multe începuturi (fig.1).

Profilul-aripă (fig.2) se caracterizează prin partea din față tocită și cea din spate ascuțită. Linia medie a profilului-aripă este locul geometric al centrelor cercurilor înscrise în profil. Parametrii geometrici principali ai profilului sunt:

– grosimea relativă a profilului c_b , egală cu raportul grosimii maxime a profilului către lungimea coardei b , $c_b = c/b$;

– concavitatea relativă f_b , determinată din raportul săgeții maxime de încovoiere a curbei axiale către lungimea coardei b , $f_b = f/b$;

– curbura profilului, care se caracterizează prin unghiul de încovoiere a liniei medii ε , adică prin unghiul dintre tangentele la linia medie a profilului în părțile lui din față și din spate, $\varepsilon = f(f_b)$.

Pozițiile cb și fb sunt determinate prin abscisele relative $x_{cb} = x_c/b$ și $x_{fb} = x_f/b$.

Cunoscând forța de ascensiune care acționează asupra rețelei de profile, se poate determina momentele forței care acționează asupra turbinei.

Poziția reciprocă a profilelor în rețea se caracterizează prin pasul t , unghiul de poziție Θ (unghiul dintre coarda profilului și flancul rețelei) și unghiurile $\bullet 1$ și $\bullet 2$ între tangentele trasate la linia medie a profilului în punctele lui și flancul rețelei.

Pasul relativ al rețelei este raportul pasului t către lungimea coardei b , $t_b = t/b$. Valoarea inversă pasului relativ determină densitatea rețelei $\tau = 1/t = b/t$.

Poziția profilului rețelei față de curentul de aer se caracterizează prin unghiul de atac i , adică prin unghiul dintre vectorul vitezei ω_1 și tangenta trasată la linia medie a profilului. Unghiul dintre vectorul vitezei ω_2 la ieșire din rețea și tangenta trasată la curba profilului în partea din față se numește unghiul de întârziere a curentului $\delta = \Theta - \beta_2$. Unghiul de acces β_1 va fi definit unghi dintre direcția vitezei la intrare în rețea și flancul ei. Unghiul de ieșire β_2 este unghiul dintre vectorul vitezei ω_2 și flancul rețelei. Diferența dintre aceste unghiuri determină schimbarea direcției curentului de aer.

Urmează de analizat carenarea unei rețele infinite de profile de un curent plan paralel permanent de aer. De menționat că în curent secțiunile 1 și 2 (fig. 3) paralele flancului desenului și distanțate de rețea la o așa distanță, care permite acceptarea vitezei și presiunii constante în fiecare secțiune, adică acolo unde curentul nu va fi perturbat. Se va trasa la distanța pasului rețelei t liniile curentului AB și CD .

Pentru volumul menționat $ABCD$ se aplică ecuația cantității de mișcare:

$$F\Delta = m\bar{\omega}_2 - \bar{m}\omega_1,$$

astfel, proiecțiile rezultantei tuturor forțelor care acționează în acest volum pe flancul rețelei U și axa Z vor fi:

$$P'_U = M(-\omega_2 \cos \beta_2 + \omega_1 \cos \beta_1) = M[-\omega_{2U} + \omega_{1U}],$$

unde P'_U este proiecția forței rezultante pe axa U ;

$M = m/\Delta T$ – masa de aer care trece într-o secundă prin rețeaua cu pasul t și lungime unitară (în direcție perpendiculară planului desenului).

Din ecuația continuității rezultă:

$$M = \rho_1 \omega_1 Z \cdot t \cdot l = \rho_2 \omega_2 Z \cdot t \cdot l.$$

Pentru un gaz incompresibil:

$$\rho_1 = \rho_2 = \rho \quad \text{și} \quad \omega_1 Z = \omega_2 Z = \omega Z.$$

Proiecția forței rezultante pe axa Z a rețelei se determină prin relația:

$$P'_Z + (\rho_1 - \rho_2) \cdot t \cdot l = M(\omega_{2Z} - \omega_{1Z}) = 0.$$

Luând în considerare cele expuse mai sus, proiecția forței \vec{P} , care acționează asupra profilului-aripă de lungime unitară, este:

$$P_U = -P'_U = -M(\omega_{1U} - \omega_{2U}) = -\rho \omega Z t (\omega_{1U} - \omega_{2U});$$

$$P_z = -P'_z = (P_1 - P_2)t.$$

Astfel, \vec{P} este forța rezultantă aplicată la profil, iar \vec{P} – forța aplicată la volumul de calcul.

Conform ecuației Bernoulli:

$$p_1 + \frac{\rho w_1^2}{2} = p_2 + \frac{\rho w_2^2}{2},$$

unde p_1 și p_2 sunt presiunile statice în secțiunile 1 și 2;

$$\frac{\rho w_1^2}{2} \quad \text{și} \quad \frac{\rho w_2^2}{2} \quad \text{– presiunile dinamice în secțiunile 1 și 2, corespunzător.}$$

De aici rezultă că:

$$\begin{aligned} p_1 - p_2 &= \frac{\rho}{2} (w_2^2 - w_1^2) = \\ &= \frac{\rho}{2} (w_{2U}^2 + w_{2Z}^2) - \frac{\rho}{2} (w_{1U}^2 + w_{1Z}^2) = \\ &= \frac{\rho}{2} (w_{2U}^2 - w_{1U}^2) \end{aligned}$$

În continuare se determină circulația vitezei pe conturul $ABCD$ acceptând drept pozitivă direcția contra acelor ceasornicului:

$$G_{ABCD} = G_{AB} + G_{BC} + G_{CD} + G_{DA}.$$

Întrucât liniile curenților AB și CD sunt congruente, iar distribuția vitezelor pe ele este aceeași, $G_{AB} = -G_{CD}$.

$$G = G_{ABCD} = \int_{ABCD} \mathbf{c} \cdot \cos(\vec{c}, \vec{s}) ds = -w_{2U} \cdot t + w_{1U} \cdot t = t(w_{1U} - w_{2U})$$

Ținând cont de circulația vitezei în jurul profilului, proiecțiile forței rezultante vor fi:

$$P_U = -\rho w_Z G,$$

$$P_Z = \frac{\rho}{2} (w_{2U}^2 - w_{1U}^2) \cdot \frac{G}{(w_{1U} - w_{2U})} = -\frac{\rho G}{2} (w_{1U} + w_{2U})$$

Curentul de gaz ideal acționează asupra profilului cu forța:

$$P = \sqrt{P_U^2 + P_Z^2} = \rho G \sqrt{\omega_Z^2 + [(\omega_{1U} + \alpha \omega_{2U})/2]^2} = \rho G \omega_m,$$

unde ω_m este vectorul geometric mediu al vitezei care se determină din relația:

$$\omega_m = (\bar{\omega}_1 + \bar{\omega}_2)/2.$$

Proiecția acestui vector pe axa U este egală cu $(\bar{\omega}_{1U} + \bar{\omega}_{2U})/2$, iar pe axa Z - $(\bar{\omega}_{1Z} + \bar{\omega}_{2Z})/2 = 2\omega_Z/2 = \omega_Z$.

Direcția vitezei geometrice medii $\bar{\omega}_m$ se determină din relația (fig. 4):

$$\operatorname{ctg} \beta_m = \frac{\omega_{mU}}{\omega_{mZ}} = \frac{\omega_{1U} + \omega_{2U}}{2\omega_Z} = \frac{1}{2} \left(\frac{\omega_{1U}}{\omega_Z} + \frac{\omega_{2U}}{\omega_Z} \right) = \frac{1}{2} (\operatorname{ctg} \beta_1 + \operatorname{ctg} \beta_2).$$

Astfel, rezultanta tuturor forțelor care acționează asupra rețelei din partea curentului de gaz incompresibil este egală cu produsul dintre densitate, viteză geometrică medie și circulația vitezei în jurul profilului. Direcția ei de acțiune este perpendiculară pe vectorul vitezei geometrice medii. Pentru a determina direcția forței P se întoarce vectorul ωm la un unghi de 90° contra direcției de circulație.

La carenarea rețelei cu un gaz real valoarea reală a forței de ascensiune va fi mai mică decât cea teoretică din cauza viscozității gazului.

În continuare se va analiza cum acționează viscozitatea unui gaz incompresibil asupra rezultatelor tuturor forțelor care acționează asupra profilului în rețea.

Din ecuația cantității de mișcare se vor obține relațiile pentru componentele axială și frontală ale reacției curentului pe un profil unitar al rețelei (fig. 4):

$$P_Z = (p_1 - p_2)t$$

$$P_U = -\rho w_Z t (w_{1U} - w_{2U})$$

Ținând cont de viscozitate, ecuația Bernoulli pentru secțiunile 1 și 2 va fi:

$$p_1 - p_2 = \frac{\rho}{2} (\omega_{2U}^2 - \omega_{1U}^2) + \Delta p,$$

unde Δp prezintă pierderile sumare ale presiunii totale care apar din cauza viscozității.

Deci,

$$\Delta p = p_1 + p_2 - \frac{\rho}{2} (\omega_{1U}^2 - \omega_{2U}^2),$$

$$R_Z = (p_1 - p_2)t = -\frac{\rho t}{2} (\omega_{1U}^2 - \omega_{2U}^2) + \Delta p \cdot t.$$

Comparând relațiile pentru proiecțiile forței de ascensiune la mișcarea unui gaz ideal cu relațiile asemănătoare la mișcarea gazului vâscos, pentru un gaz ideal se va obține:

$$P_U = -\rho G \omega_Z, \quad P_Z = -\rho G \frac{\omega_{1U} + \omega_{2U}}{2};$$

pentru un gaz ideal vâscos:

$$R_U = -\rho G \omega_Z, \quad R_Z = -\rho G \frac{\omega_{1U} + \omega_{2U}}{2} + t \cdot \Delta p$$

Componenta suplimentară $t \cdot \Delta p$ exprimă proiecția pe axa rețelei a forței de rezistență \bar{R}' . Proiecția acestei forțe pe axă este egală cu zero, adică este paralelă cu axa rețelei. Introducând viteza geometrică medie $\bar{\omega}_m = (\bar{\omega}_1 + \bar{\omega}_2)/2$ se obține relația $R = \rho G \omega_m$, care formal nu se deosebește de cea pentru gaz ideal. Însă aici și ωm și G se determină conform vitezelor reale ω_1 și ω_2 .

Forța rezultantă R de interacțiune a curentului de gaz vâscos cu profilul rețelei este egală cu:

$$\bar{R} = \bar{P} + \bar{R}'$$

Deoarece $P_U = R_U$, forța de rezistență nu influențează asupra momentului de torsiune a rețelei de profiluri.

Forța \bar{R} se descompune în componente:

$$\bar{R} = \bar{R}_X + \bar{R}_Y,$$

unde R_X este forța de rezistență frontală;

RY – forța de ascensiune.

Se va numi calitatea profilului:

$$K = RY/RX = ctg\epsilon,$$

raportul forței de ascensiune a profilului față de forța de rezistență frontală.

Acești coeficienți adimensionali ai forțelor profilului unitar sau rețelei depind de geometria profilului și rețelei,

de unghiul de atac i , presiunea dinamică $\rho\omega_m^2/2$ și alți factori auxiliari.

Forța rezultantă pentru rețeaua compusă din n profiluri cu înălțime unitară se determină din relația:

$$R = C_R n b \rho \omega_m^2 / 2,$$

iar componentele pentru profilul unitar:

$$R_Y = C_Y b \rho \omega_m^2 / 2; \quad R_X = C_X b \rho \omega_m^2 / 2,$$

aici C_R , C_Y , C_X sunt coeficienții forțelor aerodinamice, de ascensiune și de rezistență frontală.

Coeficientul $C_Y = \frac{2t}{b} (ctg\beta_1 - ctg\beta_2) \sin\beta_m$ permite determinarea forței de ascensiune conform caracteristicilor cunoscute ale rețelei de profiluri.

Ca rezultat al unor modelări matematice efectuate la calculator a fost posibilă stabilirea limitelor de variație a caracteristicilor parametrilor forței de ascensiune RY .

Pentru turbinele eoliene de putere mică și medie diametrul turbinei D variază în limitele $D=(1000\div 5000)$ mm și lungimea turbinei $L=(3000\div 10000)$ mm. Lungimea coardei profilului indirect caracterizează diametrul rotorului. Luându-se în considerare faptul că elicele sunt fixate pe un arbore, diametrul căruia pentru limitele indicate ale diametrelor D variază în limitele $d=(250\div 1000)$ mm, lungimea coardei poate fi aleasă în limitele $b=(D-d)/2=(375\div 2000)$ mm.

Unghiul de acces βI reprezintă unghiul de amplasare a rotorului față de curenții de aer. Cu cât unghiul βI este mai mare, cu atât forța de presiune cu care acționează curenții de aer laterali este mai mare, însă se reduce considerabil forța de presiune a curenților de aer care acționează frontal față de rotor. În urma efectuării unei optimizări s-au stabilit limitele de variație a unghiului de acces: $\beta I=(0\div 45)^\circ$.

Unghiul de ieșire $\beta 2$ depinde de raza de curbură interioară a profilului-aripă și se alege în limitele $\beta 2=(55\div 80)^\circ$. Valorile superioare (limita de sus) asigură un coeficient al forței de ascensiune mai bun.

Unghiul de direcție a vitezei geometrice medii βm este derivat al unghiurilor βI și $\beta 2$,

$$\beta m = \beta I - \beta 2; \beta m=(35\div 55)^\circ.$$

Pasul rețelei de profil t în urma modelărilor matematice și cercetărilor experimentale efectuate s-a stabilit că trebuie să fie luat în limitele:

$$t = (0,75\div 1)L.$$

La depășirea acestor valori ale lui t are loc frânarea rotirii turbinei din cauza diferenței mari a vitezelor maselor de aer la intrarea și ieșirea din turbină.

Având indicate limitele de variație a parametrilor nominalizați mai sus orice persoană de specialitate în domeniu va putea realiza executarea acestui tip de turbine.

Deoarece viteza maselor de aer la intrare și ieșire din turbina elicoidală este diferită la lungimi mai mari ale turbinei are loc frânarea rotorului. De aceea în *fig. 5* se propune schema unei turbine elicoidale cu pas diferit al liniilor elicoidale. Pasul liniei elicoidale la ieșire din turbină se alege din condiția excluderii frânării:

$$(I1 < I2 < I3 < I4).$$