

УДК 621.548

В.М. КОРЕНДІЙ

Національний університет “Львівська політехніка”

ОЦІНЮВАННЯ ХАРАКТЕРИСТИК МІЦНОСТІ ТА ЖОРСТКОСТІ ЛОПАТЕЙ ТИХОХІДНОГО ВІТРОКОЛЕСА

© Корендій В.М., 2011

На основі отриманих аналітичних залежностей розраховано параметри міцності та жорсткості лопаті вітроколеса за комплексної дії аеродинамічних, інерційних, гравітаційних сил і моментів від цих навантажень при зміні куткового положення лопатей ротора та осі обертання вітроустановки. Виведено залежності для визначення частот власних коливань лопатей та за допомогою програмного комплексу SolidWorks побудовано графічні залежності деформацій та напружень в елементах лопаті.

On the basis of the got analytical dependences the calculation of parameters of durability and inflexibility of blade of the wind wheel is conducted at the complex action of aerodynamic, inertia, gravity forces and moments from these loadings at the change of angular position of blades of rotor and axis of rotation of wind plant. Dependences are shown out for determination of frequencies of eigentones of blades and by a programmatic complex SolidWorks graphic dependences of deformations and tensions in elements of the blade are built.

Постановка проблеми. Методика розрахунку навантажень для вітроенергетичних установок (ВЕУ), виконана за класичною схемою, не враховує додаткових навантажень, які виникають на лопатях внаслідок обертання вітроколеса та гондоли ВЕУ [1]. У цьому випадку за рахунок потоку повітря, який набігає на лопаті, обертається вітроколесо, а із зміною напрямку цього потоку обертається гондола навколо осі башти. Тому й виникає необхідність дослідити характеристики міцності та жорсткості лопатей ВЕУ під час їх складного руху – навколо осі вітроколеса і осі башти.

При експлуатації тихохідної вітроустановки на лопаті діє комплекс навантажень, які обумовлені зовнішніми факторами та функціонуванням вузлів і агрегатів самої ВЕУ та містять: а) гравітаційні навантаження; б) навантаження від дії інерційних сил: відцентрових сил при обертанні ротора вітроустановки та при повороті гондоли навколо осі башти, сил інерції Коріоліса при обертанні вітроколеса і гондоли; в) аеродинамічні навантаження. Усі ці навантаження змінюються у часі та спричиняють коливання лопатей. Якщо частота основного обертання лопаті збігатиметься з частотою її вільних коливань, то під час складного обертання у вітроустановці можуть виникати резонансні явища. Оскільки зазначені режими є доволі складними для аналізу, вони залишаються маловивченими. Тому задача теоретичного дослідження параметрів жорсткості і міцності лопатей та розрахунку частот їх власних коливань є доволі актуальною на сьогодні.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У роботі [1] здійснено спробу математично описати навантаження, які діють на лопаті під час їх обертання навколо осі вітроколеса та осі башти вітроустановки. Проте у ній відсутні розрахунки згинальних моментів та сил зрізу в елементах лопаті від дії аеродинамічних навантажень, а також не проведено комп'ютерне моделювання деформацій та напружень за дії аеродинамічних та інерційних навантажень.

У роботах [3, 4] проведено моделювання коливальних процесів на лопатях, жорстко прикріплених до ротора вітроколеса за дії вказаних сил, вісь якого робить плоский поворот, проте не визначаються частоти власних коливань лопаті, які істотно впливають на виникнення резонансних явищ.

Формулювання цілі статті. При написанні цієї статті ставилася мета проаналізувати параметри жорсткості та міцності лопатей тихохідного вітроколеса під дією аеродинамічних, інерційних та гравітаційних сил, а також дослідити власні коливання лопаті у разі її жорсткого приєднання до ротора вітроколеса.

Виклад основного матеріалу досліджень. Гравітаційні навантаження на лопать вітроколеса залежать від її кутового положення і розподілу маси за довжиною лопаті. Вважатимемо, що маса розподілена рівномірно. В такому випадку, якщо лопать розміщена у вертикальному положенні (кут $j = 90^\circ$ або $j = 270^\circ$), в ній виникають лише навантаження в осьовому напрямку Q_{oc} , а при інших значеннях кута j виникають осьові навантаження Q_{oc} (окрім значень, коли кут $j = 0^\circ$ або $j = 180^\circ$), згинальний момент $M_{зг}$, а на кожній елементарній ділянці – сила зрізу $Q_{зр}$ від її ваги:

$$\begin{aligned} Q_{oc} &= G \cdot \sin \gamma, \\ M_{зг} &= G \cdot (R_{цт} - R_{п}) \cdot \cos j, \\ Q_{зр} &= G \cdot \cos \gamma. \end{aligned} \quad (1)$$

де G – вага елементарної ділянки лопаті, $R_{цт}$ – радіус до центру тяжіння елементарної ділянки лопаті, $R_{п}$ – відстань від осі обертання ротора до розрахункового перерізу по осі лопаті, j – кут, який визначає положення елементарної ділянки лопаті відносно горизонтальної осі, γ – кут між перпендикуляром до елементарної ділянки лопаті та вертикаллю.

При обертанні ротора на лопаті вітроколеса діє відцентрова сила $F_{в.р.}$, яка лежить у площині обертання вітроколеса (вертикальній площині) і напрямлена по осі лопаті (осьова сила розтягу). Сили зрізу та згинальні моменти в перерізах лопаті від цієї сили відсутні. Відцентрові сили в перерізах лопаті можна визначити із залежності:

$$F_{в.р.} = \frac{G}{g} \cdot \omega_p^2 \cdot R_{цт}, \quad (2)$$

де ω_p – кутова швидкість обертання ротора, g – пришвидшення вільного падіння.

При повороті гондоли на лопать діє відцентрова сила $F_{в.г.}$, напрямлена від осі башти вітроустановки. Відцентрові сили залежно від кутового положення лопаті викликають в її перерізах осьову силу Q_{oc1} , силу зрізу $Q_{зр1}$ та згинальний момент $M_{зг1}$, які лежать у площині обертання гондоли ВЕУ (горизонтальній площині). Ці сили в перерізах лопаті та згинальний момент при обертанні гондоли знаходимо із залежностей:

$$\begin{aligned} F_{в.г.} &= \frac{G}{g} \cdot \omega_g^2 \cdot R_k, \\ Q_{oc1} &= F_{в.г.} \cdot \cos g, \\ Q_{зр1} &= F_{в.г.} \cdot \sin g, \\ M_{зг1} &= F_{в.г.} \cdot (R_{цт} - R_{п}) \cdot \sin g, \end{aligned} \quad (3)$$

де ω_g – кутова швидкість обертання гондоли ВЕУ, R_k – радіус від осі башти до центру тяжіння елементарної ділянки лопаті, g – кут між площиною елементарної ділянки лопаті та горизонтальною прямою, яка сполучає центр тяжіння цієї ділянки і вісь башти.

Для спрощення розрахунків приймаємо, що осі лопатей та вісь башти перпендикулярні до осі обертання ротора. Якщо кут $g = 0^\circ$ або $g = 180^\circ$, то навантаження від відцентрових сил при обертанні гондоли виникають в осьовому напрямку лопаті. При інших значеннях кута g виникають

осьові навантаження Q_{oc1} (окрім тих значень, коли кут $g = 90^{\circ}$ або $g = 270^{\circ}$), згинальний момент $M_{зг1}$, а на кожній елементарній ділянці – сила зрізу $Q_{зр1}$.

За одночасного обертання гондоли і ротора ВЕУ на лопать діють інерційні навантаження – сили інерції Коріоліса, значення і напрямок яких залежить від взаємного розміщення лопаті ВЕУ та осі башти. Силу інерції Коріоліса знаходимо із співвідношення:

$$F_K = \frac{G}{g} \cdot 2 \cdot \omega_r \cdot \omega_p \cdot R_{цт} \cdot \sin g. \quad (4)$$

Цю силу можна розкласти на дві складові: силу, яка діє вздовж осі лопаті $F_{K.ос}$. (викликає навантаження в осьовому напрямку) і яка діє перпендикулярно до площини обертання гондоли (викликає згинальний момент $M_{зг2}$ і силу зрізу $F_{K.зр}$). Їх розраховують за методикою, наведеною вище.

На рис. 1 показано схеми дії основних навантажень на лопаті вітроустановки.

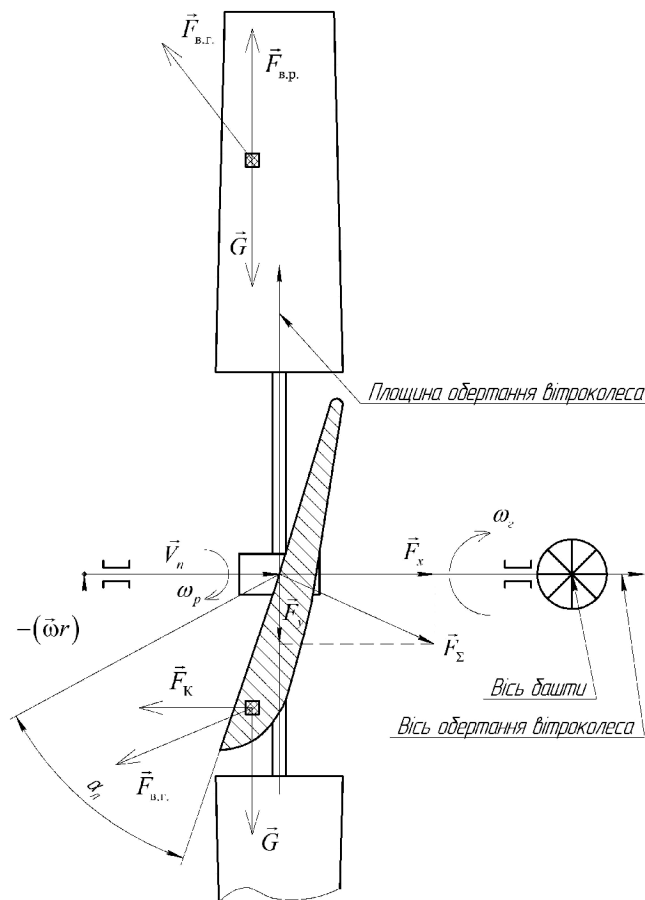


Рис. 1. Схема аеродинамічних та інерційних навантажень на елементи лопатей вітроколеса

Лопатеве вітроколесо працює за рахунок сили F_{Σ} , яка виникає при набіганні на лопаті повітряного потоку. Силу F_{Σ} можна розкласти на дві складові: силу F_y , що перпендикулярна до потоку, і силу F_x – напрямлену вздовж потоку повітря. Силу F_y називають аеродинамічною підйомною силою, а силу F_x – силою аеродинамічного профільного опору лопаті. Співвідношення

між \vec{F}_y і \vec{F}_x в основному залежить від форми поперечного перерізу лопаті і кута α_n нахилу його поверхні до напрямку потоку повітря.

Сили \vec{F}_x і \vec{F}_y та згинальні моменти, які спричинюються ними в площині обертання вітроколеса та перпендикулярній їй площині, можна визначити за залежностями [3]:

$$\begin{aligned} F_x &= c_x \frac{r_n S}{2} (w_p^2 R_{цт}^2 + V_n^2), \\ F_y &= c_y \frac{r_n S}{2} (w_p^2 R_{цт}^2 + V_n^2), \\ M_{зг3} &= F_x \cdot (R_{цт} - R_{п}), \\ M_{зг4} &= F_y \cdot (R_{цт} - R_{п}), \end{aligned} \quad (5)$$

де r_n – густина повітря ($r_n = 1.29 \frac{кг}{м^3}$ при температурі $0^\circ C$); S – площа елементарної ділянки лопаті; c_x – аеродинамічний коефіцієнт опору; c_y – коефіцієнт підйомної сили лопаті.

Сумарні експлуатаційні навантаження (осьові сили, згинальні моменти в площині обертання вітроколеса $M_{\Sigma t}$ та перпендикулярній їй площині $M_{\Sigma n}$) у довільному перерізі лопаті $R_{п}$ для положення лопаті, яке визначається кутом b , визначаємо за формулами:

$$\begin{aligned} Q_{\Sigma} (b, R_{п}) &= Q_{ос} (j, R_{п}) + F_{в.р.} (R_{п}) + Q_{ос1} (g, R_{п}) + F_{к.ос.} (j, g, R_{п}), \\ M_{\Sigma n} (b, R_{п}) &= M_{зг1} (g, R_{п}) + M_{зг2} (j, g, R_{п}) \cdot \cos b + M_{зг3} (R_{п}), \\ M_{\Sigma t} (b, R_{п}) &= M_{зг} (j, R_{п}) + M_{зг2} (j, g, R_{п}) \cdot \sin b + M_{зг4} (R_{п}). \end{aligned} \quad (6)$$

Характеристики жорсткості та міцності лопаті розрахуємо за методом скінчених елементів з використанням програмного комплексу SolidWorks. Для моделювання обшивки лопаті використано модель ортотропного матеріалу та плоскі оболонкові елементи типу PLATE. Для заповнювача використана модель ізотропного матеріалу та об'ємні елементи типу SOLID. У результаті розрахунку визначаються еквівалентні напруження в кожному елементі за залежністю:

$$\begin{aligned} s_{екв} &= \sqrt{s_X^2 + s_Y^2 + s_X s_Y + 3 \cdot t_{XY}^2} \quad \text{– для плоских елементів,} \\ s_{екв} &= \sqrt{\frac{1}{2} [(s_X - s_Y)^2 + (s_X - s_Z)^2 + (s_Y - s_Z)^2] + 3 \cdot (t_{XY}^2 + t_{XZ}^2 + t_{YZ}^2)} \quad \text{– для об'ємних} \\ &\quad \text{елементів,} \end{aligned} \quad (7)$$

де s_X, s_Y, s_Z – нормальні напруження вздовж осей, t_{XY}, t_{XZ}, t_{YZ} – дотичні напруження.

Результати розрахунку переміщень та еквівалентних напружень ділянок лопаті за дії аеродинамічних та інерційних навантажень зображено на рис. 2 і 3.

Оцінюють міцність лопаті за розрахунковим коефіцієнтом запасу міцності, який показує рівень перевищення допустимого напруження матеріалу лопаті $[s_X]$ (для легованої сталі $[s_X] \approx 600$ МПа) порівняно з максимальним діючим еквівалентним напруженням $s_{екв} \approx 510$ МПа :

$$h = \frac{[s]}{s_{екв}} = \frac{600}{510} \approx 1,2. \quad (8)$$

Оскільки лопать вітроколеса можна розглядати як призматичний стрижень, то виведемо диференціальне рівняння поперечних коливань стрижня та проаналізуємо його власні частоти, припускаючи, що стрижень жорстко закріплений на валу.

Розглянемо поперечні коливання призматичного стрижня у площині xOy , яка є площиною симетрії для його поперечного перерізу. Прогин у будь-якому перерізі стрижня є функцією абсциси

x (збігається з віссю балки), а також функцією часу t . Якщо через y позначити поперечне переміщення точки на осі стрижня, яка перебуває на відстані x від лівого кінця стрижня, то за умовою динамічної рівноваги сил, що діють у напрямку осі Oy , можна записати диференціальне рівняння:

$$-rS \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = \frac{\partial^2 M}{\partial x^2}, \quad (9)$$

де r – густина матеріалу стрижня, S – площа поперечного перерізу стрижня, M – згинальний момент. Враховуючи зв'язок між згинальним моментом M та прогином y осі Ox балки

$M = EJ \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}$, запишемо рівняння (9) у вигляді:

$$-rS \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EJ \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right), \quad (10)$$

де EJ – згинна жорсткість, E – модуль Юнга матеріалу стрижня, J – момент інерції стрижня.

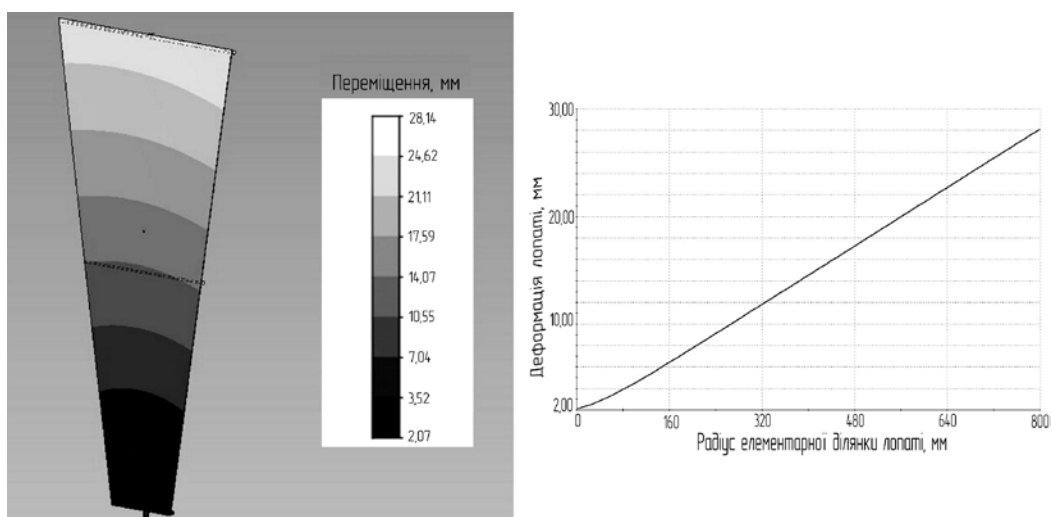


Рис. 2. Деформації ділянок лопаті за дії аеродинамічних та відцентрових навантажень

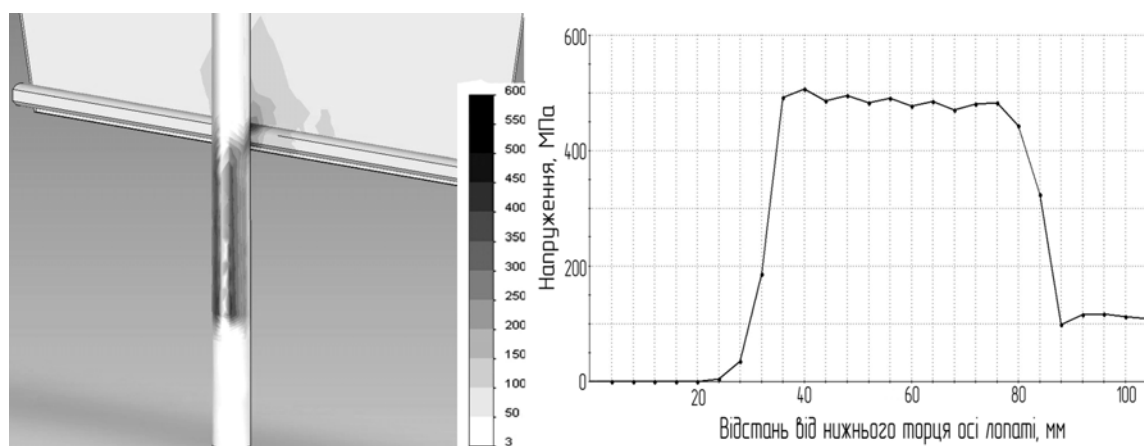


Рис. 3. Еквівалентні напруження ділянок лопаті за дії аеродинамічних та відцентрових навантажень

Рівняння (10) є диференціальним рівнянням для власних поперечних коливань призматичного стрижня. У випадку, коли жорсткість під час згинання є сталою уздовж стрижня ($EJ = const$), тобто не залежить від координати x , рівняння (10) матиме вигляд:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + c^2 \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = 0, \quad (11)$$

де $c = \sqrt{EJ/(rS)}$ – швидкість поширення хвилі деформації за стрижнем.

Якщо стрижень коливається у поперечному напрямку Oy за однією з форм власних коливань, то його прогин у довільному поперечному перерізі змінюється в часі за гармонійним законом:

$$y = X (A_1 \cos \omega t + A_2 \sin \omega t). \quad (12)$$

Підставимо (12) у рівняння (11) і отримаємо:

$$\frac{d^4 X}{dx^4} - \frac{rS\omega^2}{EJ} X = 0, \text{ або } \frac{d^4 X}{dx^4} - k^4 X = 0, \quad k^4 = \frac{rS\omega^2}{EJ} = \frac{\omega^2}{c^2}. \quad (13)$$

Розв'язок рівняння (13) шукаємо у вигляді $X = e^{nx}$. Тоді, підставивши $X = e^{nx}$ у (13) та знайшовши відповідні похідні, отримаємо рівняння $e^{nx} (n^4 - k^4) = 0$, з якого випливає, що величина n може набувати чотирьох значень: $n_1 = k$, $n_2 = -k$, $n_3 = ik$, $n_4 = -ik$. Отже, загальний розв'язок рівняння (13) матиме вигляд: $X = B_1 e^{kx} + B_2 e^{-kx} + B_3 e^{ikx} + B_4 e^{-ikx}$, або в еквівалентній формі

$$X = C_1 \sin kx + C_2 \cos kx + C_3 \operatorname{sh} kx + C_4 \operatorname{ch} kx, \quad (14)$$

де довільні сталі B_j та C_j ($j = \overline{1,4}$) визначаються з крайових умов (умов закріплення кінців).

Для лопаті, жорстко прикріпленої до ротора вітроколеса, крайові умови такі: на жорстко закріпленому кінці (при $x = 0$) $X = X' = 0$, на вільному кінці (при $x = l$) $X'' = X''' = 0$.

Запишемо крайові умови за формулою (14):

$$\begin{cases} C_4 = -C_2, \quad C_3 = -C_1, \\ C_1 (\sin kl + \operatorname{sh} kl) + C_2 (\cos kl + \operatorname{ch} kl) = 0, \\ C_1 (\cos kl + \operatorname{ch} kl) + C_2 (\operatorname{sh} kl - \sin kl) = 0. \end{cases} \quad (15)$$

Система рівнянь (15) має нетривіальний розв'язок $C_1 \neq 0$, $C_2 \neq 0$ тоді і тільки тоді, коли

$$\text{визначник коефіцієнтів} \begin{vmatrix} \sin kl + \operatorname{sh} kl & \cos kl + \operatorname{ch} kl \\ \cos kl + \operatorname{ch} kl & \operatorname{sh} kl - \sin kl \end{vmatrix} = 0, \text{ тобто коли} \quad \cos kl \cdot \operatorname{ch} kl = -1. \quad (16)$$

Рівняння (16) визначає частоту власних коливань лопаті, жорстко приєднаної до ротора вітроколеса. Розв'яжемо його геометрично. Для цього побудуємо графіки функцій $f_1 = \cos kl$ та $f_2 = -1/\operatorname{ch} kl$ на рис. 4, точки перетину яких і дають розв'язки рівняння (16).

Із рис. 4 випливає, що рівняння має нескінченну кількість розв'язків: $k_1 l \approx 1,8$; $k_2 l \approx 4,7$; $k_i l \approx 4,7 + (i - 2)\pi$, $i = 3, 4, \dots$. Отже, згідно з (13) можемо знайти власні частоти коливань лопаті:

$$v_1 = \omega_1 / (2\pi) = (1,8)^2 / (2\pi l^2) \sqrt{EJ / (rS)}; \quad v_2 = \omega_2 / (2\pi) = (4,7)^2 / (2\pi l^2) \sqrt{EJ / (rS)}; \dots \quad (17)$$

Як бачимо у формулі (15), $C_{2i} = C_{1i} \cdot \operatorname{ctg} \frac{k_i l}{2}$, тому рівняння прогинів (14) матиме вигляд:

$$X_i = C_{1i} (\sin k_i x - \operatorname{sh} k_i x) + C_{2i} (\cos k_i x - \operatorname{ch} k_i x) = C_{1i} \left[\sin k_i x - \operatorname{sh} k_i x + \operatorname{ctg} \frac{k_i l}{2} (\cos k_i x - \operatorname{ch} k_i x) \right]. \quad (18)$$

Загальний розв'язок диференціального рівняння власних коливань (11) лопаті має вигляд:

$$y(x, t) = \sum_{i=0}^{\infty} (A_{1i} \cos w_i t + A_{2i} \sin w_i t) \left[\sin k_i x - \operatorname{sh} k_i x + \operatorname{ctg} \frac{k_i l}{2} (\cos k_i x - \operatorname{ch} k_i x) \right], \quad (19)$$

де індекс i позначає i -ту частоту власних коливань.

Характер коливань лопаті залежить також від початкових умов. Наприклад, лопать буде коливатися з першою основною частотою, якщо при $t=0$ вона мала форму першої моди, і всі її точки були в спокої. Якщо початкова форма лопаті інша, то, крім основного тону, виникають обертони, оскільки коливання лопаті становлять суму окремих коливань, що накладаються одне на одне. Тому для знаходження коефіцієнтів A_{1i} і A_{2i} у рівнянні (19) та остаточного розв'язання рівняння власних коливань лопаті (11) необхідно враховувати початкові умови.

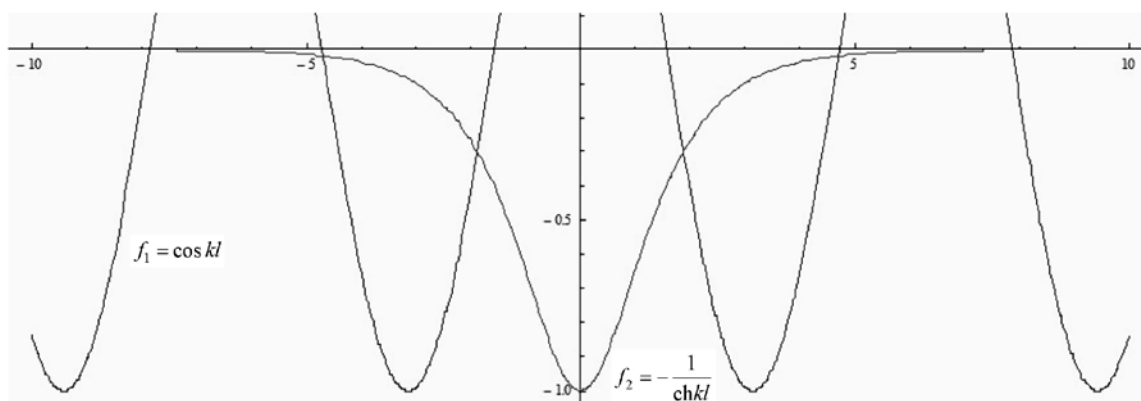


Рис. 4. Графічне розв'язання рівняння (18)

Аналітичні розрахунки за формулами (13), (17) для лопаті, виготовленої із сталі з модулем Юнга $E = 217 \cdot 10^9$ Па, коефіцієнтом Пуассона $m = 0,3$, густиною $r = 7850$ кг/м³, довжиною $l = 1$ м, шириною $b = 0,4$ м, товщиною $z = 0,005$ м, жорстко прикріпленої до ротора, дають такі частоти власних коливань: 9,24 Гц, 58,1 Гц. Оскільки власні частоти коливань значно відрізняються від частоти обертання вітроколеса ($w \leq 1$ Гц), то рух лопаті є динамічно стійким.

Висновки. У роботі подано результати аналізу навантажень на лопать тихохідної вітроустановки з горизонтальною віссю обертання. На основі отриманих аналітичних залежностей розраховано параметри міцності та жорсткості лопаті вітроколеса за комплексної дії аеродинамічних, інерційних, гравітаційних сил і моментів від цих навантажень при зміні кутового положення лопатей ротора та осі обертання вітроустановки. За допомогою програмного комплексу SolidWorks побудовано графічні залежності (форми) деформацій та напружень елементів лопатей при дії вказаних навантажень. Аналіз визначених навантажень показав, що найбільший згинальний момент та сила зрізу виникають від дії сил інерції Коріоліса. Другі за величиною – аеродинамічні навантаження, які становлять приблизно 30 % від усіх навантажень, що діють на лопать.

Виведено залежності для визначення частот власних коливань лопатей. Показано, що власні коливання є згинально-поздовжніми, за яких одночасно відбуваються деформації згинання і стиску–розтягу. Доведено, що рух лопаті при її жорсткому закріпленні на роторі вітроколеса є динамічно стійким, оскільки частоти власних коливань лопаті значно відрізняються від частоти обертання вітроколеса.

1. Голубенко Н.С., Белогуров А.С., Белогуров С.А., Яцура А.А. Исследование нагрузок на лопасть турбины электрической ветряной турбогенераторной установки // Вісник інженерної

академії України. – 2008. – № 3–4. – С. 186–191. 2. Вибрації в техніке: Справочник. в 6 т. Т. 6. Защита от вибраций и ударов / В.К. Асташев, К.В. Фролов. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Машиностроение, 1995. – 460 с. 3. Гайдайчук В.В., Носенко В.П., Горбунович І.В. Прецесійні резонанси пружного диску з лопатями при складному обертанні // Опір матеріалів і теорія споруд. – 2009. – № 83. – С. 110–117. 4. Гловач Л.В., Носенко В.П. Комп'ютерне моделювання динаміки лопатей вітроенергетичних установок // Опір матеріалів і теорія споруд. – 2010. – № 85. – С. 143–152. 5. Туку Ш. Эффективная работа: SolidWorks 2004. – СПб.: Изд-во “Путер”, 2005. – 768 с.

УДК 621.81

С.Г. КОСТОГРИЗ, В.В. МИСЛІБОРСЬКИЙ
Хмельницький національний університет

ЗАПАС СИЛИ ТЕРТЯ У НОМІНАЛЬНО НЕРУХОМОМУ ФРИКЦІЙНОМУ КОНТАКТІ ТА ЙОГО ДЕМПФІРУЮЧА ЗДАТНІСТЬ

© Костогриз С.Г., Мисліборський В.В., 2011

Встановлена аналітична залежність між коефіцієнтом розсіювання енергії у номінально нерухомому фрикційному контакті та коефіцієнтом запасу сили тертя в ньому. Показана принципова можливість здійснення спрямованого впливу на розсіювання енергії в контакті через технічну реалізацію у номінально нерухомих фрикційних з'єднаннях деталей машин відповідного запасу сили тертя.

Analytical relationship between the energy dissipation factor in a nominally fixed frictional contact and the safety factor of frictional force in it is established. The possibility in principle of realization of directional influence on energy dissipation in contact due to technical implementation of appropriate frictional force reserve in nominally fixed frictional joints of machine parts is shown.

Вібраційна активність механічних конструкцій різного призначення істотно залежить від пружних та дисипативних характеристик їх елементів, зокрема таких, як номінально нерухомі з'єднання деталей машин. В цьому класі з'єднань деталей машин робочі зусилля сприймає та передає номінально нерухомий фрикційний контакт (ННФК).

Демпфіруючу здатність ННФК при деформуванні зсувом прийнято оцінювати коефіцієнтом розсіювання енергії. В роботі (1) отримана аналітична залежність коефіцієнта розсіювання енергії в контакті при циклічному деформуванні зсувом від параметра пластичності контакту:

$$\Psi(e_a) = \frac{8 \cdot n \cdot e_a^{\frac{1}{n}}}{(2 \cdot n + 1) \cdot (n + 1)^{\frac{1}{n}} + 2 \cdot n \cdot e_a^{\frac{1}{n}}}, \quad (1)$$

де $\Psi(e_a)$ – коефіцієнт розсіювання енергії в ННФК; e_a – амплітуда відносного переміщення зсуву елементів контакту;

$$e_a = \frac{x_a}{\Delta_{np}}, \quad (2)$$