

# ПРИКЛАДНІ ПРОБЛЕМИ ДИНАМІКИ, МІЦНОСТІ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ПРОМИСЛОВОГО УСТАТКУВАННЯ

УДК 621.548

**В. М. Корендій, П. Р. Дмитерко\*, Ю. Я. Новіцький\***  
Національний університет «Львівська політехніка»,  
кафедра механіки та автоматизації машинобудування,  
\*кафедра технології машинобудування

## РОЗРАХУНОК І КОНСТРУЮВАННЯ ТИХОХІДНОГО ГОРИЗОНТАЛЬНО-ОСЬОВОГО ВІТРОКОЛЕСА З ЛОПАТЯМИ ВІТРИЛЬНОГО ТИПУ

© Корендій В. М., Дмитерко П. Р., Новіцький Ю. Я., 2016

Обґрунтовано доцільність упровадження альтернативних джерел енергії у промисловість і сільське господарство України. Багато уваги приділено можливостям використання вітроустановок на території нашої держави. Розглянуто основні проблеми експлуатації сучасних вітроенергетичних установок. Запропоновано конструкцію тихохідного (багатолопатевого) горизонтально-осьового вітроколеса з лопатями вітрильного типу та розраховано параметри його основних елементів (лопатей, маточини вітроколеса, механізму приєднання лопатей тощо). Проаналізовано основні перспективи і переваги використання вітрильних вітроустановок в Україні.

**Ключові слова:** горизонтально-осьова вітроустановка, лопаті вітрильного типу, механізм регулювання потужності, система орієнтації, протиштормовий захист.

The expediency of alternative energy sources implementation in Ukrainian industry and agriculture is substantiated. Much attention is focused on the possibilities of the wind turbines using on the territory of our country. Main problems of the modern wind-electric turbines exploitation are considered. The construction of the low-speed (multiblade) horizontal-axis wind-wheel with sail-blades is proposed and the parameters of its basic elements (blades, wind-wheel hub, mechanism of blades attachment, etc.) are calculated. Main prospects and advantages of sail wind turbines using in Ukraine are analyzed.

**Key words:** horizontal-axis wind turbine, blades of sail type, mechanism of power control, system of orientation, anti-storm protection.

**Вступ.** Економічна та екологічна безпека будь-якої держави значною мірою залежить від стану її паливно-енергетичного комплексу. На превеликий жаль, в Україні суттєвих зрушень у розвитку енергетики поки що не спостерігається. З одного боку, це пов'язано зі складною суспільно-політичною ситуацією в державі, що зумовлює зменшення як державного, так і інвестиційного фінансування галузі, з іншого – із відсутністю належної науково-технічної бази для впровадження новітніх енергозберіжних технологій та альтернативних джерел енергії у промисловість і сільське господарство. Тому актуальною проблемою сьогодення, яка дозволить хоча б незначною мірою знизити енергозалежність нашої держави, є якомога ширше залучення автономних енергоустановок на базі альтернативних джерел енергії. Для розв'язання цієї задачі необхідна консолідація зусиль науковців, інженерів, підприємців, споживачів, органів державної влади тощо з метою встановлення реальної необхідності в таких розробках та якомога швидшого їх

впровадження. Потреба у швидких темпах реалізації енергозбережних технологій та залучення альтернативних джерел енергії зумовлена постійним подорожчанням традиційних енергоресурсів (вугілля, нафти, газу, електроенергії, отриманої з атомних і теплових електростанцій тощо). Зокрема, за даними [1], у проміжку між 2015 та 2017 роками вартість електроенергії для домогосподарств України зростає щонайменше утричі (рис. 1). Схожа ситуація спостерігається і з іншими енергоресурсами.

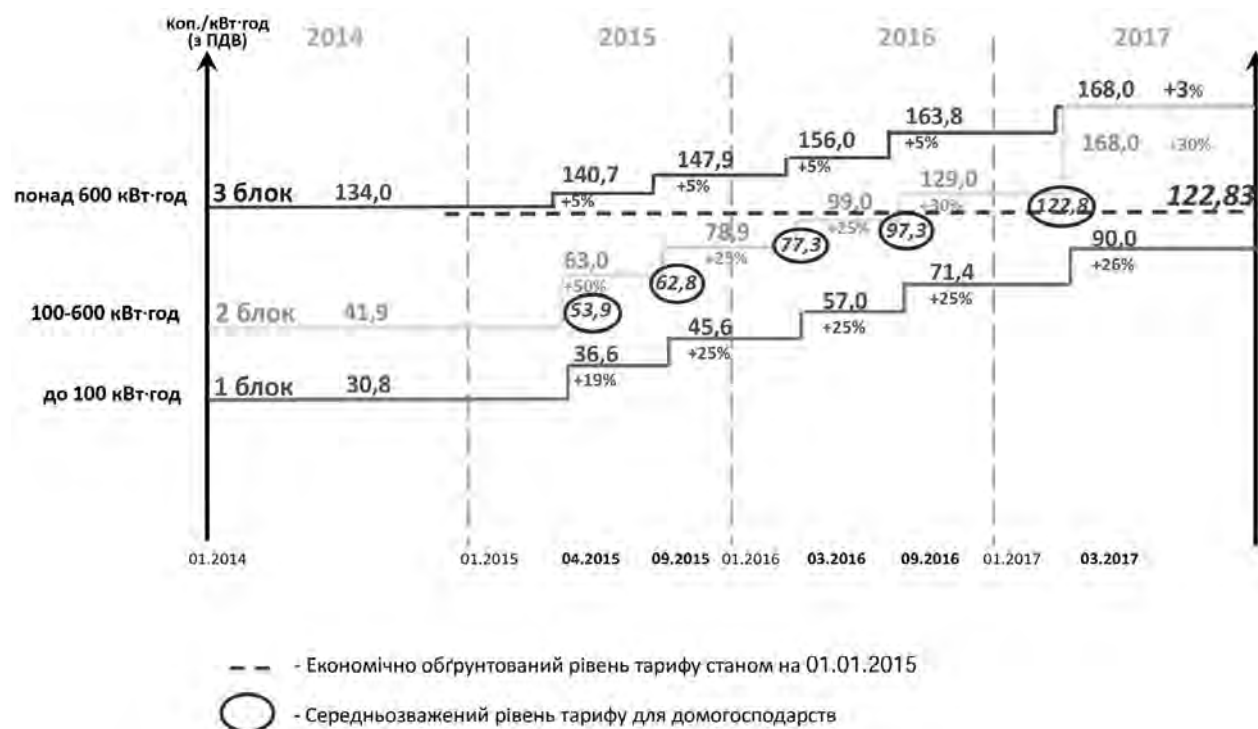


Рис. 1. Діаграма зростання тарифів на електроенергію для домогосподарств України у 2015–2017 рр.

**Постановка проблеми.** Серед альтернативних джерел енергії, яких немало на території України, особливе місце займає енергія повітряних потоків. До основних переваг вітрової енергії варто зарахувати значний потенціал на більшості території країни, екологічність, порівняно з традиційними джерелами енергії, доволі просте виготовлення й експлуатацію вітротехнічного обладнання, порівняно прийнятну вартість для автономних споживачів невеликої потужності тощо [2]. Однак переважна більшість сучасних вітроустановок імпортуються в Україну. Це, з одного боку, не сприяє розвитку вітчизняної промисловості, а з іншого, враховуючи той факт, що більшість імпортованих вітроустановок в номінальному режимі працюють за швидкостей вітру понад 10 м/с, не дозволяє сповна використовувати ресурси повітряних потоків на території нашої держави. До слова, середньорічна швидкість вітру в окремих регіонах України – в межах від 2 до 6 м/с [2], а доволі поширене твердження, що використання вітроустановок для виробництва електроенергії доцільне, лише коли швидкості вітру понад 5 м/с [3].

Отже, ефективне використання сучасних вітроелектроустановок можливе далеко не на всій території України. Одним зі шляхів вирішення цієї проблеми є розроблення тихохідних (багатолопатевих) горизонтально-осьових вітроустановок з лопатями вітрильного типу. Численні теоретичні й експериментальні дослідження показали, що вітрильні вітроустановки здатні ефективно працювати за швидкостей вітру понад 2–3 м/с, що уможливить їх використання на всій території нашої держави з найменшою кількістю простоїв упродовж року [2]. Окрім виробництва електроенергії, до можливих напрямів використання таких вітроустановок можна зарахувати безпосередній привід різноманітного насосного обладнання (для водопостачання автономних споживачів, зрошування сільськогосподарських угідь тощо), механізмів подрібнення кормів на тваринницьких фермах, устаткування на деревообробних підприємствах тощо. Незамінними такі

установки можуть стати як основне або резервне джерело енергії для стаціонарних об'єктів, віддалених від ліній електропередач (метеорологічні станції, станції зв'язку, військові об'єкти, тривалі археологічні й інші експедиції, бази відпочинку, дачні ділянки тощо) [3]. Саме тому існує необхідність подальшого розвитку простих інженерних методик розрахунку і конструювання тихохідних горизонтально-осьових вітроустановок з лопатями вітрильного типу, які могли б ефективно використовувати звичайні споживачі без спеціальної освіти в процесі розроблення й експлуатації автономних систем енергопостачання із застосуванням альтернативних джерел енергії, зокрема вітроустановок.

**Аналіз інформаційних джерел за тематикою досліджень.** Методи розрахунку горизонтально-осьових вітроустановок розглянуто у багатьох інформаційних джерелах [2–6; 9], більшість з яких вузько зосереджені на тій чи іншій підсистемі – аеродинамічній, механічній, електричній тощо. Наявні дослідження мало пов'язані між собою, тоді як існує потреба в комплексній інженерній методиці розрахунку і конструювання вітроустановки, що дала б змогу звичайним споживачам без спеціальної освіти розробити й ефективно експлуатувати вітроустановку невеликої встановленої потужності. В такій методиці вітроустановка повинна розглядатися як єдина система, що складається із взаємопов'язаних аеродинамічної, механічної та електричної підсистем.

Зокрема, з механічного погляду одними з найцікавіших питань розрахунку і конструювання вітроколеса є механізми регулювання потужності й протиштормового захисту, які для лопатей вітрильного типу доцільно виконувати у вигляді «парасольки» [4; 9]. В такому випадку лопаті шарнірно приєднуються до маточини вітроколеса з можливістю зміни кутового положення відносно площини його обертання в напрямку дії повітряного потоку. Це зумовлює необхідність розроблення інженерної методики розрахунку так званих механізмів складання лопатей з урахуванням аеродинамічних, інерційних та гравітаційних навантажень.

**Мета і завдання досліджень.** Основною метою роботи є обґрунтування доцільності подальшого розвитку горизонтально-осьових вітроустановок з лопатями вітрильного типу, аналіз їхніх конструктивних особливостей та удосконалення інженерної методики їх розрахунку і конструювання. Для досягнення цієї мети необхідно розв'язати такі завдання: розглянути конструктивні та функціональні особливості окремих елементів і систем горизонтально-осьової вітроустановки з лопатями вітрильного типу; виконати попередній розрахунок експлуатаційних та геометричних параметрів вітроколеса; обґрунтувати методику та розрахувати його окремі елементи: осі лопатей, механізм їх приєднання до маточини вітроколеса, регулювальні важелі тощо.

**Загальний вигляд та принцип роботи вітроустановки.** Горизонтально-осьове вітроколесо (рис. 2) складається із лопатей 1, які шарнірно приєднані до маточини з можливістю складання за напрямком повітряного потоку. На валу 2 вітроколеса розміщений повзун регулювального механізму, який через важелі з'єднується з осями лопатей. У разі збільшення швидкості повітряного потоку та, відповідно, аеродинамічного лобового тиску на вітроколесо, лопаті мають можливість обертатися навколо шарнірів їх кріплення до маточини, зменшуючи цим радіус вітроколеса і площу повітряного потоку, яку воно охоплює. Для орієнтації вітроколеса за напрямком повітряного потоку призначений хвостовий стабілізатор 3.

Основними вихідними даними для попереднього розрахунку вітроколеса прийнято [4; 5]: номінальну потужність на привідному валу ( $N_n$ ), номінальну частоту обертання вала вітроколеса ( $n_n$ ), середньорічну швидкість вітру ( $V_{cp}$ ).

Номінальну швидкість вітру вибрано з умови забезпечення максимальної технологічної кількості годин роботи вітроустановки [4]:

$$V_n \leq 1,25 \cdot V_{cp}. \quad (1)$$

Зовнішній діаметр вітроколеса визначається з умови забезпечення необхідної потужності на його приводі за знайденої номінальної швидкості вітру [4–6]:

$$D \geq \sqrt{\frac{8 \cdot N_n}{C_{p \max} \cdot \rho \cdot V_n^3 \cdot \pi \cdot \eta_{\text{мех}}}}, \quad (2)$$

де  $C_{p \max} \approx 0,2 \dots 0,35$  – максимальне значення коефіцієнта використання енергії вітру для тиххідних вітроустановок [5];  $\rho$  – густина повітря;  $\eta_{\text{мех}} \approx 0,9$  – коефіцієнт корисної дії механічної трансмісії [5].

Орієнтовна кількість лопатей визначається з умови забезпечення номінальної частоти обертання за розрахункової швидкості вітру [6]:

$$n_L \approx \frac{240 \cdot V_n}{n_n \cdot D}. \quad (3)$$

Задаючи основні вихідні дані:  $N_n = 500$  Вт,  $n_n = 80$  об/хв,  $V_{cp} = 5,5$  м/с, в результаті обчислень за формулами (1)–(3) встановимо базові розрахункові параметри вітроколеса:  $D = 3$  м,  $n_L = 6$ .

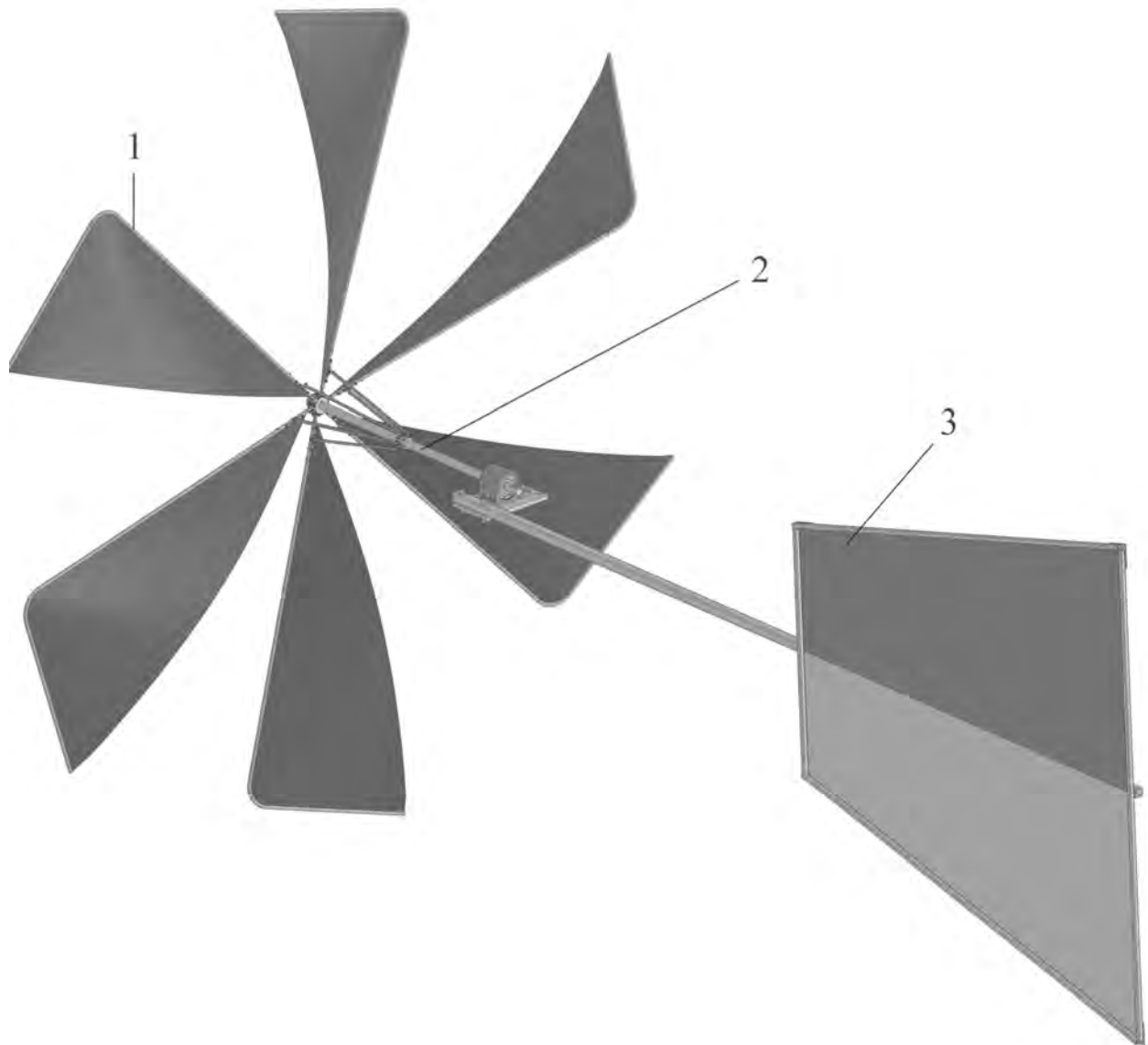


Рис. 2. Твердотільна модель тиххідного горизонтально-осьового вітроколеса з вітрильними лопатями: 1 – лопаті; 2 – вал вітроколеса з механізмом регулювання потужності; 3 – хвостовий стабілізатор

Як відомо [5; 6], лопаті є найскладнішим і найдорожчим елементом вітроколеса. Поки що в Україні не налагоджений серійний випуск лопатей для вітроустановок потужністю в діапазоні 2–100 кВт [2; 3]. Складність виготовлення лопатей пояснюється високими вимогами щодо міцності їх матеріалу на розтяг і згин за якомога меншої маси, необхідністю забезпечити здатність працювати в широкому діапазоні температур, стійкість до обмерзання, точність форми профілю, низьку шорсткість поверхні тощо [5]. Крім того, класичні лопаті мають складну геометричну форму: повздожне гвинтове кручення, змінну хорду профілю за довжиною, обтічні торці тощо. Вказаним вимогам найбільше відповідають лопаті, виконані з композитних матеріалів, склопластиків, вуглепластику, пресованого алюмінію тощо [3–5].

У цій роботі, зважаючи на необхідність спрощення і здешевлення конструкції вітроколеса та враховуючи, що в тихохідних (багатолопатевої) горизонтально-осьових вітроустановках якість виготовлення профілю лопаті практично не впливає на її експлуатаційну ефективність, будемо використовувати вітрильні лопаті, які мають низьку переваг над класичними лопатями із повздожним гвинтовим крученням і змінною хордою профілю [3; 5]. Загальний вигляд горизонтально-осьового вітроколеса з лопатями вітрильного типу, розробленого в системі твердотільного моделювання SolidWorks за розрахованими вище параметрами, наведено на рис. 2.

Згідно з [5; 6] лопаті горизонтально-осьових вітроустановок розраховуються на міцність за сумісної дії розтягу від сил ваги і відцентрових сил інерції та згину від дії аеродинамічних навантажень і сил ваги. Сумарне навантаження від сили ваги лопаті й відцентрової сили інерції можна визначити за формулою [6]:

$$F_{\Sigma} = m_l \cdot g + m_l \cdot \omega_{\max}^2 \cdot R_{ц.м.}, \quad (4)$$

де  $m_l$  – маса лопаті;  $\omega_{\max}$  – максимально допустима кутова швидкість обертання вітроколеса (задаємо  $\omega_{\max} \approx 1,5 \cdot \pi \cdot n_n / 30$ );  $R_{ц.м.}$  – радіус центра мас лопаті ( $R_{ц.м.} \approx 0,24 \cdot D$ ) [5].

Максимальний згинальний момент, зумовлений аеродинамічною силою лобового тиску, яка діє на лопать у площині, перпендикулярній до площини обертання вітроколеса [5]:

$$M_{л1} = F_{з2} \cdot R_{а.т.} = 0,5 \cdot c_y \cdot S_L \cdot \rho \cdot V_n^2 \cdot R_{а.т.}, \quad (5)$$

де  $c_y$  – максимальний коефіцієнт підйомної сили ( $c_y \approx 1,6$ ) [5];  $S_L$  – площа лопаті;  $R_{а.т.}$  – відстань від осі обертання вітроколеса до центра аеродинамічного тиску на лопать ( $R_{а.т.} \approx 0,35 \cdot D$ ) [5];  $F_{з2}$  – аеродинамічне навантаження на лопать, яке спричиняє її згинання [5].

У площині обертання вітроколеса на лопаті діє згинальний момент від сил ваги та аеродинамічний руйнівний момент [5]:

$$M_{л2} = m_l \cdot g \cdot R_{ц.м.} + \frac{N_n}{n_n \cdot n_L}. \quad (6)$$

Розрахунковий згинальний момент, який діє на лопать, матиме вигляд:

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{л1}^2 + M_{л2}^2} = \sqrt{\left(0,5 \cdot c_y \cdot S_L \cdot \rho \cdot V_n^2 \cdot R_{а.т.}\right)^2 + \left(m_l \cdot g \cdot R_{ц.м.} + \frac{N_n}{n_n \cdot n_L}\right)^2}. \quad (7)$$

Нормальне напруження у найнебезпечнішому перерізі лопаті (у місці її приєднання до маточини вітроколеса) визначатиметься із залежності [7]:

$$\sigma = \frac{F_{\Sigma}}{A_{о.л.}} + \frac{M_{\Sigma}}{W_z} \leq [\sigma]. \quad (8)$$

де  $A_{о.л.}$ ,  $W_z$  – площа та момент опору згину поперечного перерізу осі лопаті;  $[\sigma]$  – максимальне допустиме напруження для матеріалу осі лопаті.

Необхідно зауважити, що в процесі розрахунку лопатей знехтувано згинальним моментом від дії відцентрової сили інерції (оскільки точка прикладання сили – центр мас лопаті – може не збігатись з її несучою віссю), моментом скручування осі лопаті від дії аеродинамічної сили лобового тиску (оскільки точка прикладання сили – центр аеродинамічного тиску на лопать – може

не збігатись з її несучою віссю), а також гіроскопічними моментами, які діятимуть на лопать під час орієнтації вітроколеса за напрямком вітру або в процесі регулювання потужності поворотом (складанням) лопатей чи виведенням вітроколеса з-під вітру.

Умова міцності (8) містить дві невідомі величини –  $A_{KO}$  і  $W_z$ . Здебільшого напруження від згинання є більшими, ніж від поздовжньої сили, тому, вибираючи переріз, можна спочатку знехтувати першим доданком у формулі (8) і знайти наближене значення  $W_z$  із розрахунку на згинання [7]:

$$W_z \geq \frac{M_{3z}}{[\sigma]} = \frac{0,5 \cdot \rho \cdot S_L \cdot V_n^2 \cdot 0,35 \cdot D}{[\sigma]} = \frac{0,5 \cdot 1,21 \cdot 0,375 \cdot 7^2 \cdot 0,35 \cdot 3}{160 \cdot 10^6} \approx 7,6 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3 = 0,076 \text{ см}^3. \quad (9)$$

За таблицею сортаменту сталевих електрозварних тонкостінних труб (ГОСТ 10705-80) для осі лопаті вибираємо трубу розмірами 14×0,8 мм (рис. 3, б), момент опору якої можна наближено визначити за формулою [7]:

$$W_z \approx \frac{\pi \cdot \Delta d_{mp}^3}{16} = \frac{\pi}{16} \cdot (14^3 - 13,2^3) \approx 87 \text{ мм}^3 \approx 0,087 \text{ см}^3 = 8,7 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3. \quad (10)$$

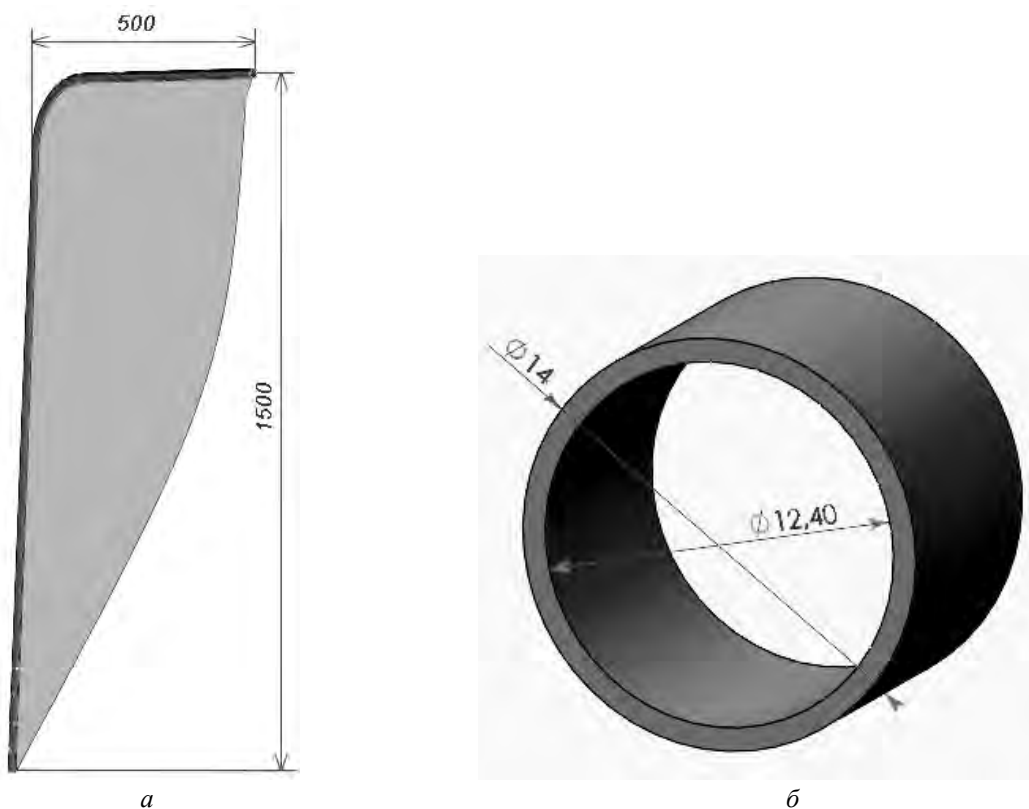


Рис. 3. Модель вітрільної лопаті (а) та поперечний переріз її осі (б)

Площа поперечного перерізу прямокутної труби розмірами 14×0,8 мм становить  $A_{o.л.} = \frac{\pi \cdot \Delta d_{mp}^2}{4} = \frac{\pi}{4} \cdot (14^2 - 13,2^2) = 17 \text{ мм}^2 = 17 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ . Перевіримо міцність вибраного перерізу, обчислюючи максимальне нормальне напруження за формулою (8):

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= \frac{0,52 \cdot 9,81 + 0,52 \cdot 8,4^2 \cdot 0,6 \cdot 1,5}{17 \cdot 10^{-6}} + \\ &+ \frac{0,5 \cdot 1,21 \cdot 0,375 \cdot 7^2 \cdot 0,35 \cdot 3}{7,6 \cdot 10^{-8}} \approx 2,24 \cdot 10^6 + 159,8 \cdot 10^6 = 162,04 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м} \leq \\ &\leq 1,05 \cdot [\sigma] = 1,05 \cdot 160 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м} = 168 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned} \quad (11)$$

Отже, міцність перерізу за складного опору забезпечується, оскільки максимальне напруження у разі одночасного розтягу і згинання осі лопаті не перевищує більше ніж на 5 % допустиме напруження для матеріалу труби.

Перевірний розрахунок поздовжніх осей лопатей на власні частоти коливань та міцність при згині в результаті навантаження аеродинамічними силами, величина яких визначалася для швидкості повітряного потоку 15 м/с, здійснено в додатку Cosmos програмного комплексу SolidWorks за допомогою методу скінченних елементів у формі переміщень. Вказаний метод передбачає апроксимацію суцільного середовища з довільною кількістю ступенів вільності сукупністю підобластей (елементів), що мають скінченну кількість ступенів вільності й між якими встановлюється певний взаємозв'язок. У межах кожного елемента задаються функції форми, які визначають переміщення у внутрішній області елемента за переміщеннями у вузлах. Співвідношення методу скінченних елементів найчастіше будуються на базі варіаційних принципів механіки, в основу яких закладені два фундаментальні скаляри – потенціальна і кінетична енергія пружної конструкції. Перевірний розрахунок лопатей на власні частоти коливань та міцність при згині дав змогу встановити, що перша власна частота коливань лопаті становить 11.3 Гц і приблизно у 10 разів більша, ніж номінальна частота обертання вітроколеса (1.35 Гц); за швидкості вітру 15 м/с максимальна деформація лопаті на зовнішньому радіусі – 28 мм, максимальні напруження в місцях кріплення лопаті – 26 МПа, мінімальний коефіцієнт запасу міцності – 1.9.

Мінливість швидкості й напрямку потоків повітря надзвичайно ускладнює використання енергії вітру. Для ефективної та надійної роботи вітроустановки необхідно забезпечувати стабільність частоти обертання привідного вала у певних межах. Для цього застосовують спеціальні механізми регулювання, які зазвичай працюють за рахунок повороту й складання лопатей та відхилення гондоли відносно напрямку вітру [3; 5]. Однак складність реалізації окремих способів регулювання, їх висока вартість, недостатня ефективність регулювання потужності й низька точність стабілізації частоти обертання створюють суттєві проблеми під час проектування й експлуатації тихохідних вітроколес. Серед відомих способів регулювання одним із найефективніших та найпридатніших для використання у тихохідних вітроустановках малої потужності є механізми складання лопатей [3; 5]. Оскільки лопаті вітрильного типу володіють значною парусністю, то такі механізми можуть одночасно виконувати функції стабілізації частоти обертання вітроколеса і протиштормового захисту вітроустановки без використання додаткових систем гальмування чи виведення вітроколеса з-під вітру.

Одним із основних елементів, які необхідно розрахувати в процесі проектування механізму складання лопатей, є підшипниковий вузол, що з'єднує вісь лопаті із маточиною вітроколеса. Підшипники в механізмі складання статично навантажені, оскільки рухоме кільце у них обертається з кутовою швидкістю  $\omega \leq 0,1$  рад/с. Статично навантажені підшипники підбирають за умовою запобігання появі залишкових навантажень, тобто за умовою [8]:

$$R_0 \leq C_0, \quad (12)$$

де  $R_0$  – розрахункове статичне навантаження на підшипник;  $C_0$  – базова статична вантажність підшипника (наводиться у каталогах).

Розрахункове статичне навантаження на підшипник визначають за формулою [8]:

$$R_0 = X_0 \cdot R_r + Y_0 \cdot R_a, \quad (13)$$

де  $R_r$ ,  $R_a$  – радіальне та осьове навантаження на підшипник;  $X_0$ ,  $Y_0$  – коефіцієнти радіального та осьового статичного навантаження, відповідно (для кулькових радіальних однорядних підшипників  $X_0 = 0,6$ ,  $Y_0 = 0,5$ ).

Максимальним радіальне навантаження на підшипники кріплення лопаті до маточини буде в момент, коли вітроколесо обертається з максимальною кутовою швидкістю, а лопать у вертикальному нижньому положенні. В такому разі на лопать діятимуть одночасно сила ваги та відцентрова сила інерції, рівнодійна яких визначається за формулою (4):

$$R_r = F_{\Sigma} = 0,52 \cdot 9,81 + 0,52 \cdot 8,4^2 \cdot 0,6 \cdot 1,5 \approx 38,12 \text{ Н}; \quad (14)$$

$$R_a \approx 0 \text{ Н}.$$

Осьові навантаження на підшипники кріплення лопаті до маточини вітроколеса набуватимуть максимального значення в ті моменти, коли лопать займатиме горизонтальні положення. В такому випадку осьова сила дорівнюватиме силі ваги лопаті, а радіальна сила – відцентровій силі інерції:

$$R_r = m_l \cdot g = 0,52 \cdot 9,81 = 5,1 \text{ Н};$$

$$R_a = m_l \cdot \omega^2 \cdot R_{ц.м.} = 0,52 \cdot 8,4^2 \cdot 0,6 \cdot 1,5 = 33 \text{ Н}.$$

Враховуючи той факт, що коефіцієнти радіального та осьового статичного навантаження згідно з [8] для кулькових радіальних однорядних підшипників відповідно становлять  $X_0 = 0,6$ ,  $Y_0 = 0,5$ , можемо зробити висновок, що розрахункове статичне навантаження на підшипники, обчислене за формулою (13), набуватиме максимального значення для  $R_r$  і  $R_a$ , розрахованих за (14):

$$R_0 = 0,6 \cdot 38,12 + 0,5 \cdot 0 = 22,9 \text{ Н}.$$

Згідно з рекомендаціями, поданими в [8], у випадку, коли  $R_0 < R_r$ , необхідно приймати  $R_0 = R_r = 38,12 \text{ Н}$ . Оскільки у підшипниковому вузлі кріплення лопаті використовуються два підшипники, за (12) матимемо:

$$C_0 \geq \frac{R_0}{2} = \frac{38,12}{2} \approx 19 \text{ Н}.$$

Зважаючи на мале значення необхідної базової статичної вантажності підшипника  $C_0 \approx 19 \text{ Н}$ , найпридатнішим підшипником у цьому випадку може бути кульковий радіальний однорядний підшипник надлегкої серії 1000091, для якого  $C_0 \approx 34 \text{ Н}$ , внутрішній діаметр –  $d \approx 1 \text{ мм}$  [8]. Однак спершу необхідно з умови міцності встановити діаметр осі між цими підшипниками.

Розрахунок осі між підшипниками кріплення лопаті на міцність і стійкість проти втомного руйнування (витривалість) виконаємо за методикою, поданою в [8]. Розрахункова схема осі, навантаженої радіальною силою  $R_r = F_\Sigma = 38,12 \text{ Н}$  (формули (4) і (14)), разом із епюрами поперечних сил і згинальних моментів по її довжині, подана на рис. 4.

Умова міцності осі при згині має вигляд [7; 8]:

$$\sigma_{зг} \geq \frac{M_{\max}}{W_0} \leq [\sigma],$$

де  $\sigma_{зг}$  – максимальне згинальне напруження у перерізі осі;  $M_{\max}$  – максимальний згинальний момент, що діє на вісь;  $W_0$  – осьовий момент опору перерізу осі;  $[\sigma]$  – допустиме напруження для матеріалу осі ( $[\sigma] = 160 \cdot 10^6 \text{ Па}$  [8]).

Враховуючи, що осьовий момент круглого перерізу осі дорівнює  $W_0 = \pi \cdot d^3 / 32$  [7], запишемо умову міцності осі (18) у такому вигляді:

$$\sigma_{зг} \geq \frac{32 \cdot M_{\max}}{\pi \cdot d^3} \leq [\sigma].$$

Розв'язуючи рівняння (19) відносно діаметра осі  $d$ , отримаємо:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{\max}}{\pi \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0,19}{\pi \cdot 160 \cdot 10^6}} = 2,3 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 2,3 \text{ мм}.$$

Отже, мінімальний діаметр осі повинен становити 2,3 мм. Також необхідно враховувати той факт, що вісь кріплення лопаті працюватиме в умовах періодично змінних навантажень, оскільки напрямки відцентрової сили інерції та сили ваги лопаті періодично збігатимуться або будуть протилежними. Це зумовлює необхідність замість попередньо прийнятого підшипника 1000091 вибрати кульковий радіальний однорядний підшипник надлегкої серії 1000095, для якого  $C_0 \approx 186 \text{ Н}$ , внутрішній діаметр –  $d \approx 5 \text{ мм}$  [8]. Розроблену вісь кріплення лопаті подано на рис. 5.



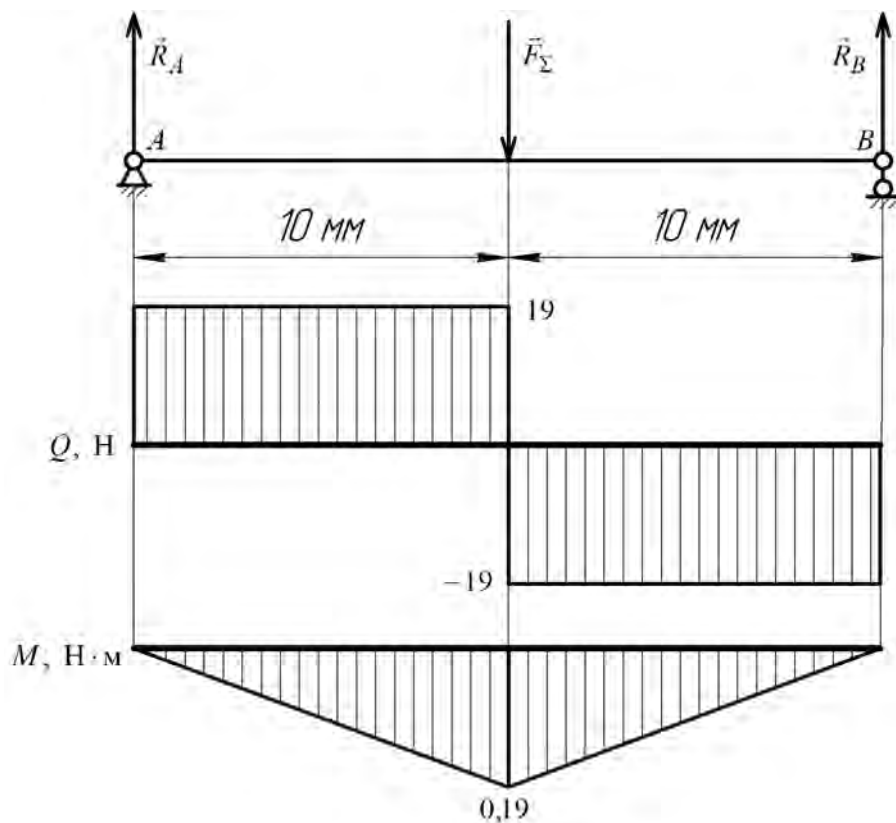


Рис. 4. Розрахункова схема осі кріплення лопаті та епюри поперечних сил і згинальних моментів по її довжині

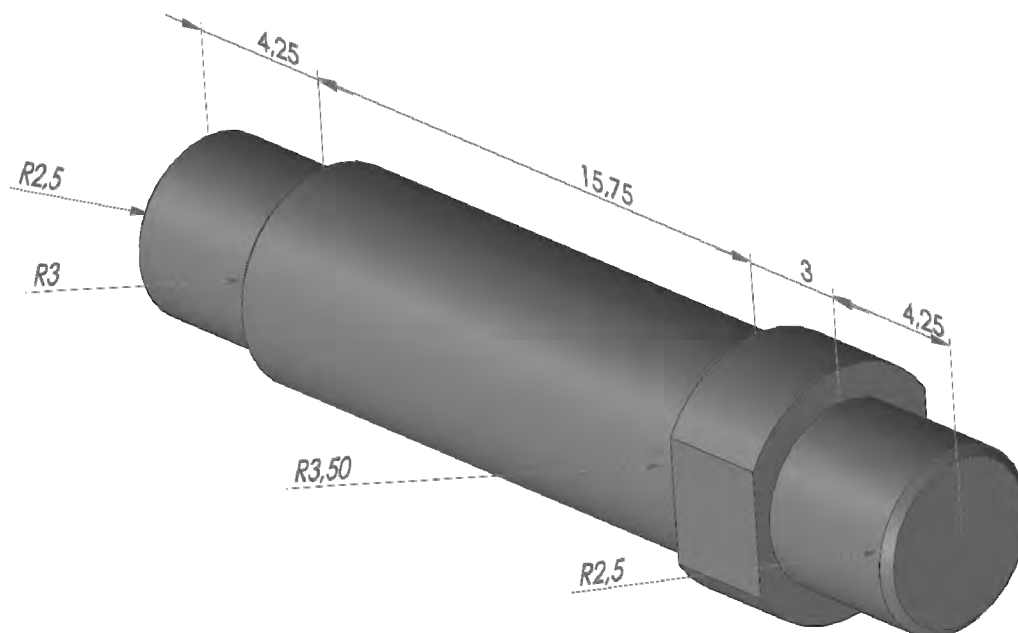


Рис. 5. Твердотільна модель осі кріплення лопаті

Важелі механізму регулювання з'єднують осі лопатей із регульовальним повзуном (рис. 2). Максимальне осьове навантаження на важелі не перевищує силу лобового тиску повітряного потоку на площину лопаті [3; 5], яку можна визначити з формули (5), тобто  $F_{oc.} = 0,5 \cdot \rho \cdot S_l \cdot V_n^2 = 0,5 \cdot 1,21 \cdot 0,375 \cdot 7^2 \approx 11 \text{ Н}$ .

У такому разі з умови міцності важеля на стиск можемо підібрати площу його поперечного перерізу [7]:

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{\text{ос.}}}{A_{\text{важ.}}} \leq [\sigma];$$

$$A_{\text{важ.}} \geq \frac{F_{\text{ос.}}}{[\sigma]} = \frac{11}{160 \cdot 10^6} = 6,9 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2 = 0,069 \text{ мм}^2, \quad (21)$$

де  $A_{\text{важ.}}$  – площа поперечного перерізу регулювального важеля.

Під час розрахунку важелів за формулою (21), зважаючи на їх велику довжину  $l_{\text{важ.}} \approx 0,5$  м порівняно з площею поперечного перерізу  $A_{\text{важ.}} = 0,069 \text{ мм}^2$ , для запобігання втраті їх стійкості необхідно ввести коефіцієнт поздовжнього стиску  $\varphi$ , який враховує гнучкість важелів [7]. Мінімальні значення коефіцієнта для сталевих важелів у межах  $\varphi = 0,01 \dots 0,02$ . У такому разі  $A_{\text{важ.}} \geq 6,9 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2 / \varphi = 6,9 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2 / 0,01 = 6,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ . Тому, щоб забезпечити стійкість під час поздовжнього згину, доцільно за таблицею сортаменту сталевих труб квадратного профілю (ГОСТ 10705-80) для регулювального стрижня вибрати трубу розмірами  $10 \times 10 \times 1$  мм [7]. Розроблений важіль механізму регулювання подано на рис. 6.

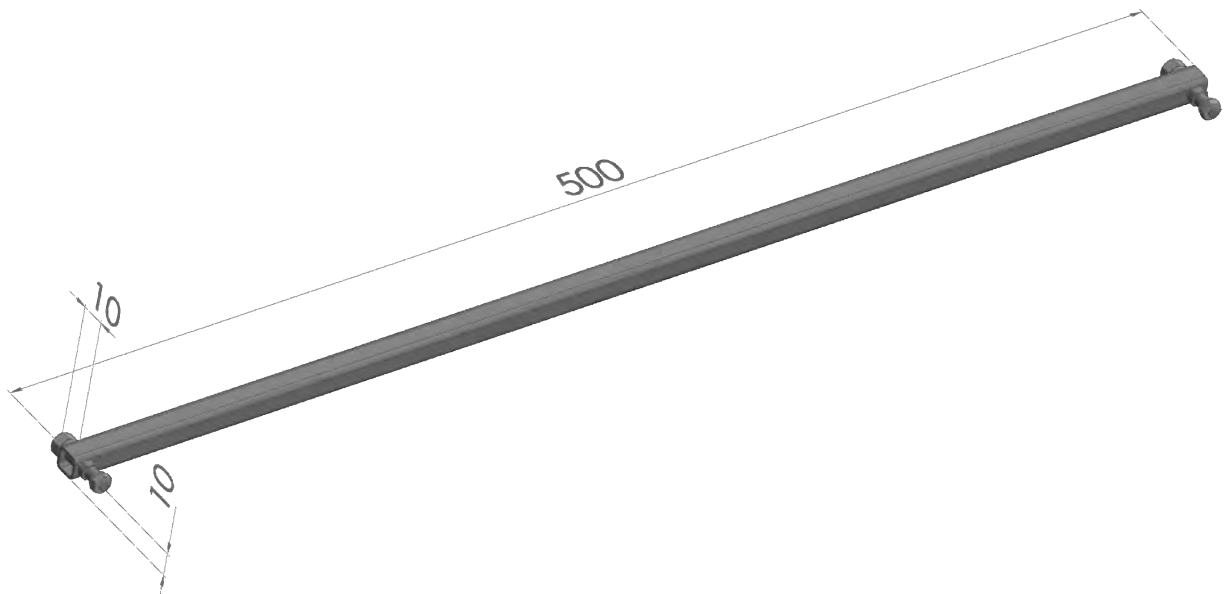
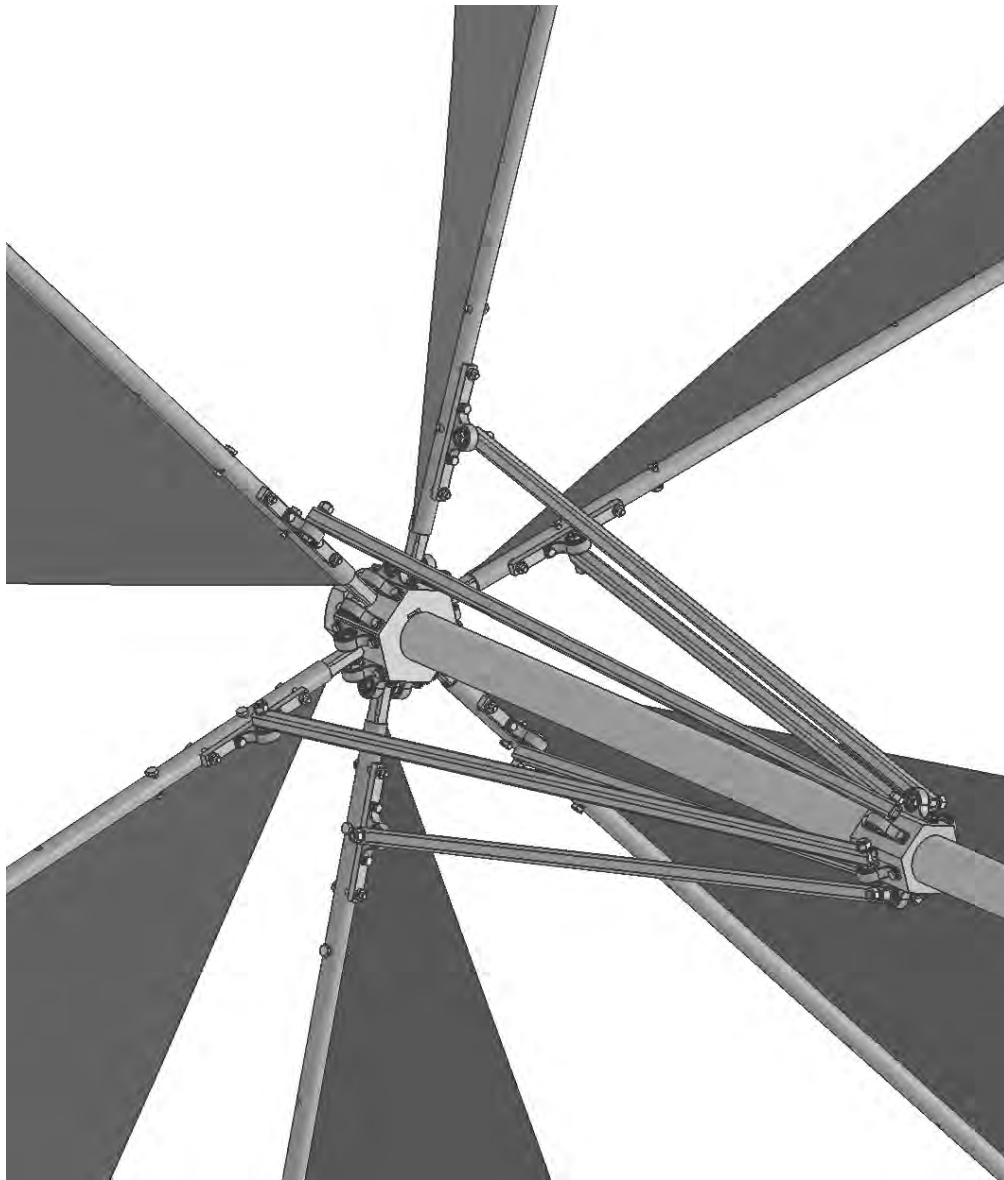


Рис. 6. Розроблений важіль регулювального механізму

Як зазначено вище, регулювальні важелі з'єднують осі лопатей з регулювальним повзуном. Для зменшення тертя у шарнірах та підвищення точності спрацювання механізму регулювання доцільно застосовувати підшипникові вузли, аналогічні тим, що у шарнірах кріплення лопатей до маточини вітроколеса. Регулювальний повзун ковзає по поверхні вала вітроколеса (рис. 3). Геометричні параметри повзуна задають конструктивно залежно від діаметра вала, по якому він ковзає, розмірів та кількості регулювальних важелів, а також від параметрів регулювальної пружини. Розрахунок жорсткісних параметрів механізму складання лопатей виконують за методикою, описаною у роботі [9]. Вибір основних параметрів пружини здійснюється за залежностями, поданими в [8]. Загальний вигляд механізму складання лопатей наведено на рис. 7.



*Рис. 7. Загальний вигляд механізму складання лопатей*

Розроблений механізм складання лопатей працює так. Коли збільшується швидкість повітряного потоку та, відповідно, аеродинамічний лобовий тиск на вітроколесо, лопаті обертаються навколо шарнірів їх кріплення до маточини в напрямку поширення повітряного потоку. Отже, зменшуються зовнішній радіус вітроколеса, площа повітряного потоку, яку воно охоплює, та, відповідно, потужність установки. За допомогою регулювальних важелів осі лопатей з'єднані із повзуном, рух якого обмежується за допомогою пружини (на рис. 7 пружина не показана). Налаштування вітроустановки на задану номінальну частоту обертання за розрахункової швидкості вітру забезпечується регулюванням попереднього стиску пружини [9].

**Висновки.** У роботі наведено методику розрахунку експлуатаційних і геометричних параметрів вітроколеса з метою забезпечення потужності установки на рівні 500 Вт за середньорічної швидкості вітру 5,5 м/с, яка характерна для південних регіонів нашої країни та гірських районів Карпат. За результатами розрахунку попередньо встановлено діаметр вітроколеса – 3 м, частоту його обертання в номінальному режимі (з номінальним навантаженням за розрахункової швидкості вітру) – 80 об/хв, кількість лопатей – 6.

Враховуючи складність виготовлення класичних лопатей вітроустановки, які мають складну геометричну форму: повздовжнє гвинтове кручення, змінну хорду профілю за довжиною, обтічні торці тощо, прийняли рішення розрахувати та сконструювати лопаті парусного типу.

Як систему регулювання потужності й частоти обертання, а також для протиштормового захисту вітроустановки вибрано класичний механізм складання лопатей «парасолькового» типу. Розраховано осі й підшипникові вузли кріплення лопатей до маточини вітроколеса та регулювальні важелі механізму складання. Для орієнтації вітроколеса за напрямком повітряного потоку вибрано найпростіший і найпоширеніший спосіб повороту гондоли вітроустановки за допомогою хвостового стабілізатора.

1. НКРЕКП опублікувала структуру тарифів на електроенергію для населення: [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.rbc.ua/ukr/news/nkreku-opublikovala-strukturitarifov-elektroenergiyu-1429624183.html>. 2. Кузьо І. В. Обґрунтування розвитку вітроенергетичних установок малої та надмалої потужності / І. В. Кузьо, В. М. Корендій // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». – 2010. – № 679: Оптимізація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – С. 61–68. 3. Корендій В. М. Розвиток і застосування горизонтально-осьових вітроустановок малої потужності / В. М. Корендій // Вісник Тернопільського національного технічного університету. – 2012. – № 3. – С. 182–190. 4. Кудря С. О. Основи конструювання енергоустановок з відновлюваними джерелами енергії / С. О. Кудря, В. М. Головка. – К.: НТУУ «КПІ», 2009. – 202 с. 5. Фатеев Е. М. Ветродвиатели и ветроустановки / Е. М. Фатеев. – М.: Сельхозгиз, 1957. – 536 с. 6. Твайделл Дж. Возобновляемые источники энергии / Дж. Твайделл, А. Уэйр. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 392 с. 7. Писаренко Г. С. Опір матеріалів: підручник / Г. С. Писаренко, О. Л. Квітка, Е. С. Уманський. – К.: Вища школа, 2004. – 665 с. 8. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: підручник / В. Т. Павлице. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с. 9. Корендій В. М. Математична модель та методика розрахунку інерційних і жорсткісних параметрів механізму складання лопатей горизонтально-осьової вітроустановки / В. М. Корендій // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: український міжвід. наук.-техн. зб. – 2013. – № 47. – С. 56–65.