

Корендій В.М., Дмитерко П.Р.*, Новіцький Ю.Я.*

Національний університет «Львівська політехніка»
кафедра механіки та автоматизації машинобудування

*кафедра технології машинобудування

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

© В.М. Корендій, П.Р. Дмитерко, Ю.Я. Новіцький, 2017

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.

Keywords – horizontal-axis wind turbine, blades of sail type, mechanism of power control, system of orientation, anti-storm protection.

У статті обґрунтовано доцільність впровадження 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.

Вступ

Економічна та екологічна безпека будь-якої держави в значній мірі залежить від стану її паливно-енергетичного комплексу. На превеликий жаль, на даний момент в Україні суттєвих зрушень у розвитку енергетики не спостерігається. З одного боку це пов'язано із складною суспільно-політичною ситуацією в державі, що обумовлює зменшення як державного, так і інвестиційного фінансування галузі, з іншого – із відсутністю належної науково-технічної бази для впровадження новітніх енергозберігаючих технологій та альтернативних джерел енергії у промисловість і сільське господарство. Тому актуальною проблемою сьогодення, яка дозволить хоча б у незначній мірі знизити енергозалежність нашої держави, є якомога ширше залучення автономних енергоустановок на базі альтернативних джерел енергії. Для вирішення даної задачі необхідна консолідація зусиль науковців, інженерів, підприємців, споживачів, органів державної влади тощо з метою встановлення реальної необхідності в такого роду розробках та якомога швидшому їх впровадженню. Потреба у швидких темпах реалізації енергозберігаючих технологій та залучення альтернативних джерел енергії обумовлена 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 зросте щонайменше у 3 рази (рис. 1). Схожа ситуація спостерігається і з іншими енергоресурсами.

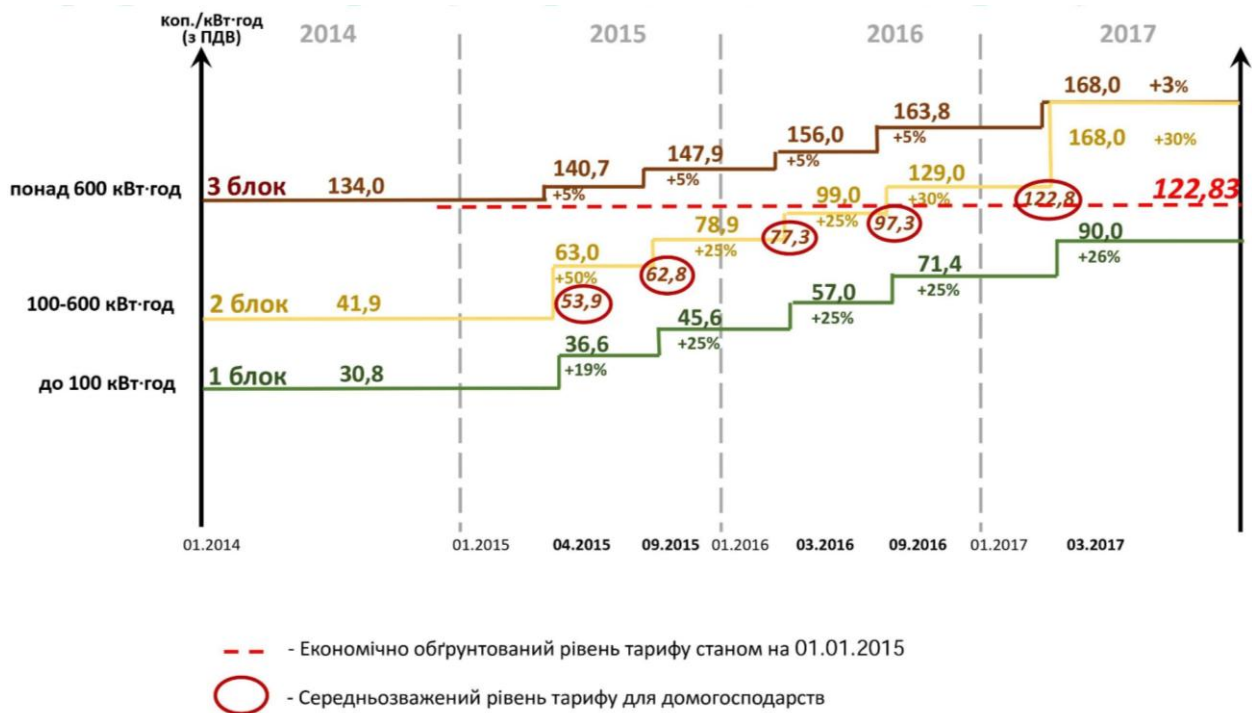


Рис. 1. Діаграма зростання тарифів на електроенергію для домогосподарств України у 2015-2017 роках

Постановка проблеми

Серед альтернативних джерел енергії, які в значній кількості присутні на території України, особливе місце займає енергія повітряних потоків. До основних переваг вітрової енергії варто віднести значний потенціал на більшості території країни, екологічність, порівняно з традиційними джерелами енергії, відносна простота виготовлення й експлуатації вітротехнічного обладнання, порівняно прийнятна вартість для автономних споживачів невеликої потужності тощо [2]. Однак переважна більшість сучасних вітроустановок імпортується 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 при швидкостях 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 знаходиться в межах від 2 до 6 м/с [2]. При цьому існує досить поширене твердження, що використання вітроустановок для виробництва електроенергії доцільне лише при швидкостях вітру понад 5 м/с [3].

Таким чином, ефективне використання сучасних вітроелектроустановок можливе далеко не на всій території України. Одним із шляхів вирішення даної проблеми є розроблення тихохідних (багатоопалювальних) горизонтально-осьових вітроустановок з лопатями вітрильного типу. Численні теоретичні й експериментальні дослідження показали, що вітрильні вітроустановки здатні ефективно працювати при швидкостях вітру понад 2-3 м/с, що обумовить можливість їх використання на всій території нашої держави з найменшою кількістю простоїв на протязі року [2]. При цьому, окрім виробництва електроенергії, до можливих напрямів використання таких вітроустановок можна віднести безпосередній привід різноманітного насосного обладнання (для водопостачання автономних споживачів, зрошування сільськогосподарських угідь тощо), механізмів подрібнення кормів на тваринницьких фермах, устаткування на деревообробних підприємствах та ін. Незамінними такі установки можуть стати в якості основного або резервного джерела 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 використовуватися звичайними споживачами без спеціальної освіти в процесі розроблення й експлуатації автономних систем енергопостачання з використанням альтернативних джерел енергії, зокрема вітроустановок.

Аналіз інформаційних джерел за тематикою досліджень

Методам розрахунку горизонтально-осьових вітроустановок присвячено значна кількість інформаційних джерел [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, яка дозволила б 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 механічної точки зору, одними з найбільш цікавих питань розрахунку і конструювання вітроколеса є механізми регулювання потужності і 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 обумовлює необхідність розроблення інженерної методики розрахунку так званих механізмів складання лопатей з урахуванням аеродинамічних, інерційних та гравітаційних навантажень.

Мета і завдання досліджень

Основною метою даної роботи є обґрунтування доцільності подальшого розвитку горизонтально-осьових вітроустановок з лопатями вітрильного типу, аналіз їх конструктивних особливостей та удосконалення інженерної методики їх розрахунку і конструювання. Для досягнення даної мети необхідно розв'язати наступні завдання: розглянути конструктивні та функціональні особливості окремих елементів і систем горизонтально-осьової вітроустановки з лопатями вітрильного типу; провести 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. При збільшенні швидкості повітряного потоку та, відповідно, аеродинамічного лобового тиску на вітроколесо, лопаті мають можливість обертатися навколо шарнірів їх кріплення до маточини, зменшуючи таким чином радіус вітроколеса і площу повітряного потоку, яку воно охоплює. Для орієнтації вітроколеса за напрямком повітряного потоку слугує хвостовий стабілізатор 3.

Основними вихідними даними для попереднього розрахунку вітроколеса приймаються [4; 5]: номінальна потужність на привідному валу (N_n), номінальна частота обертання валу вітроколеса (n_n), середньорічна швидкість вітру (V_{cp}).

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

Орієнтовна кількість лопатей визначається з умови забезпечення номінальної частоти обертання при розрахунковій 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, $n_L = 6$.

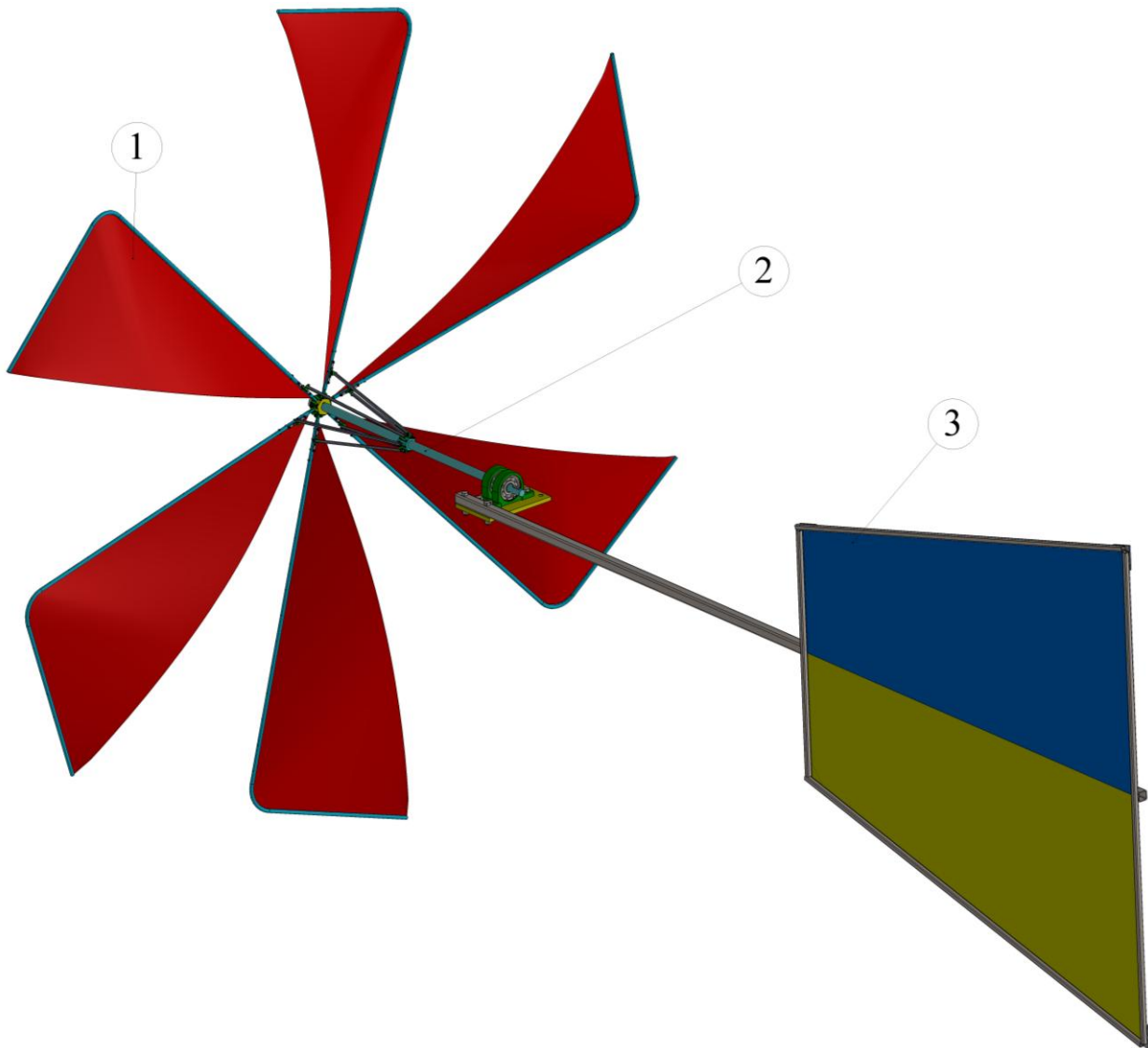


Рис. 2. Твердотільна модель тихохідного горизонтально-осьового вітроколеса з вітрильними лопатями: 1 – лопаті; 2 – вал вітроколеса з механізмом регулювання потужності; 3 – хвостовий стабілізатор

Як відомо [5; 6], лопаті є найбільш складним і дорогим елементом вітроколеса. На даний час 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: повздовжнє гвинтове кручення, змінну хорду профілю за довжиною, обтічні торці тощо. Вказаним вимогам в найбільшій мірі відповідають лопаті, виконані з композитних матеріалів, склопластиків, вуглепластику, пресованого алюмінію тощо [3; 4; 5].

У даній роботі, зважаючи на необхідність спрощення і здешевлення конструкції вітроколеса та враховуючи, що в тихохідних (багатолопатемих) горизонтально-осьових вітроустановках якості виготовлення профілю лопаті практично не впливає на її експлуатаційну ефективність, будемо використовувати вітрильні лопаті, які володіють низкою переваг перед класичними лопатями із повздовжнім 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 при сумісній дії розтягу від сил ваги і відцентрових сил інерції та згину від дії аеродинамічних навантажень і сил ваги. Сумарне навантаження від сили ваги лопаті і 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]:

$$M_{л1} = F_{32} \cdot R_{a.м.} = 0,5 \cdot c_y \cdot S_L \cdot \rho \cdot V_n^2 \cdot R_{ц.а.}, \quad (5)$$

де c_y – максимальний коефіцієнт підйомної сили ($c_y \approx 1,6$) [5]; S_L – площа лопаті; $R_{ц.а.}$ – відстань від осі обертання вітроколеса до центру аеродинамічного тиску на лопать ($R_{ц.а.} \approx 0,35 \cdot D$) [5]; F_{32} – аеродинамічне навантаження на лопать, яке спричиняє її згинання [5].

У площині обертання вітроколеса на лопаті діє згинальний момент від сил ваги та аеродинамічний рушійний 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:

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

Нормальне напруження в найбільш небезпечному 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 було знехтувано згинальним моментом від дії відцентрової сили інерції (оскільки точка прикладання сили – центр мас лопаті – може не співпадати 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 співпадати з її несучою віссю), а також гіроскопічними моментами, які діятимуть на лопать під час орієнтації вітроколеса за напрямком вітру або в процесі регулювання потужності шляхом повороту (складання) лопатей чи виведення вітроколеса з-під вітру.

Умова міцності (8) містить дві невідомі величини – $A_{КО}$ і W_z . У більшості випадків

напруження від згинання є більшими, ніж від поздовжньої сили, тому при виборі перерізу можна спочатку знехтувати першим доданком у формулі (8) і знайти наближене значення W_z із розрахунку на згинання [7]:

$$W_z \geq \frac{M_{32}}{[\sigma]} = \frac{0,5 \cdot \rho \cdot S_{\text{л}} \cdot V_n^2 \cdot 0,35 \cdot D}{[\sigma]} = \frac{0,5 \cdot 1,21 \cdot 0,375 \cdot 7^2 \cdot 0,35 \cdot 3}{160 \cdot 10^6} \approx 7,6 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3 = 0,076 \text{ см}^3. \quad (9)$$

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

$$W_z \approx \frac{\pi \cdot \Delta d_{\text{mp}}^3}{16} = \frac{\pi}{16} \cdot (14^3 - 12,4^3) \approx 87 \text{ мм}^3 \approx 0,087 \text{ см}^3 = 8,7 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3. \quad (10)$$

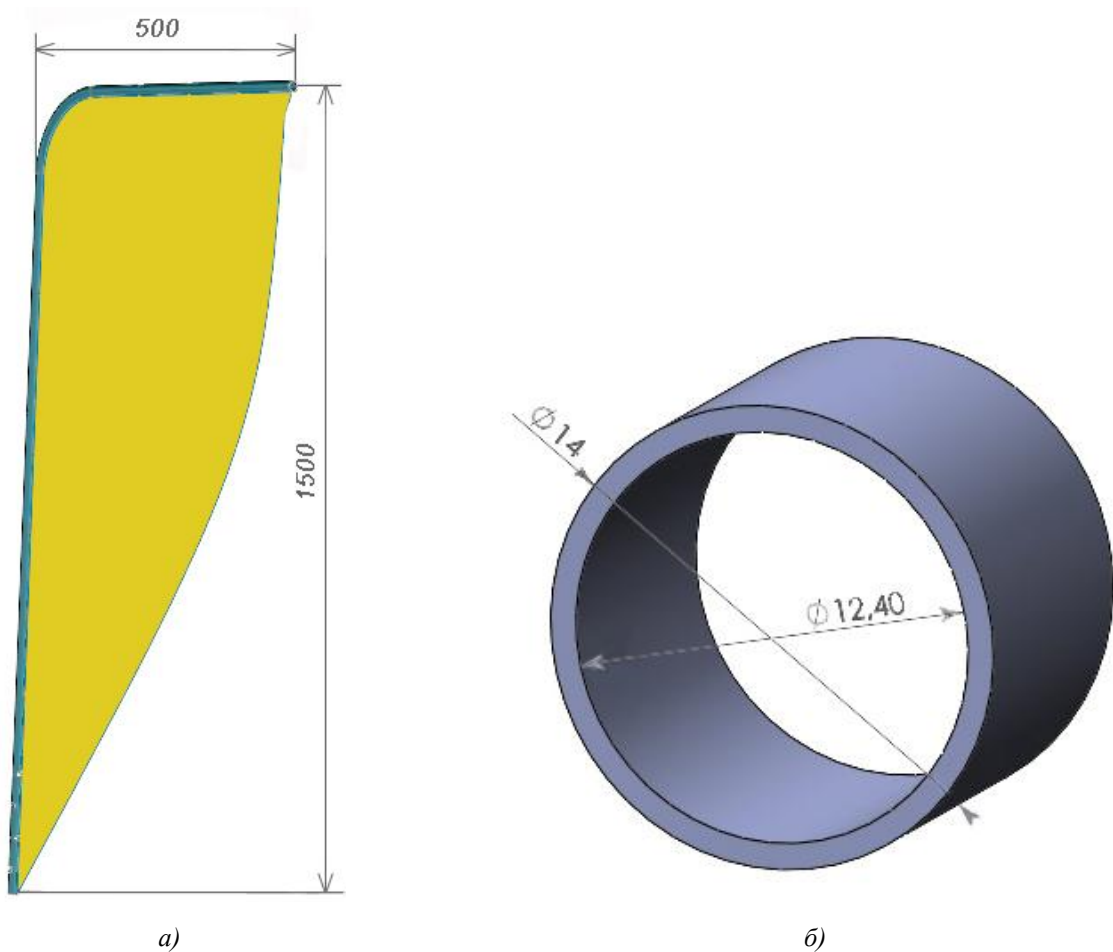


Рис. 3. Модель вітрильної лопаті (а) та поперечний переріз її осі (б)

Площа поперечного перерізу прямокутної труби розмірами $14 \times 0,8$ мм становить

$A_{\text{о.л.}} = \frac{\pi \cdot \Delta d_{\text{mp}}^2}{4} = \frac{\pi}{4} \cdot (14^2 - 12,4^2) = 17 \text{ мм}^2 = 17 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$. Перевіримо міцність обраного перерізу, обчислюючи максимальне нормальне напруження за формулою (8):

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

Таким чином, міцність перерізу при складному опорі забезпечується, оскільки максимальне напруження при одночасному розтягу і згинанні осі лопаті не перевищує більше, ніж на 5 %, допустиме напруження для матеріалу труби.

Перевірочний 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, проводився в додатку Cosmos програмного комплексу SolidWorks з 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 і 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 основі яких закладені два фундаментальних скаляра – потенціальна і кінетична енергія пружної конструкції. Перевірочний розрахунок лопатей на власні частоти коливань та міцність при згині дозволив 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); при 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 можливості використання енергії вітру. Для ефективної і надійної роботи вітроустановки необхідно забезпечувати стабільність частоти обертання привідного валу у певних межах. Для цього застосовуються 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 значна вартість, недостатня ефективність регулювання потужності й низька точність стабілізації частоти обертання створюють суттєві проблеми під час проектування й експлуатації тихохідних вітроколес. Серед існуючих способів регулювання одним із найефективніших та найбільш придатних 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 є статично навантаженими, 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 $X_0 = 0,6$, $Y_0 = 0,5$).

Максимальне радіальне навантаження на підшипники кріплення лопаті до маточини матиме місце в момент, коли вітроколесо обертається з максимальною кутовою швидкістю, а лопать знаходиться у вертикальному нижньому положенні. В такому випадку 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 буде рівна силі ваги лопаті, а радіальна сила – відцентровій силі інерції:

$$\begin{aligned} R_r &= m_l \cdot g = 0,52 \cdot 9,81 = 5,1 \text{ Н;} \\ R_a &= m_l \cdot \omega^2 \cdot R_{ц.м.} = 0,52 \cdot 8,4^2 \cdot 0,6 \cdot 1,5 = 33 \text{ Н.} \end{aligned} \quad (15)$$

Враховуючи той факт, що коефіцієнти радіального та осьового статичного навантаження згідно з [8] для кулькових радіальних однорядних підшипників відповідно рівні $X_0 = 0,6$, $Y_0 = 0,5$, 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):

$$R_0 = 0,6 \cdot 38,12 + 0,5 \cdot 0 = 22,9 \text{ Н.} \quad (16)$$

Згідно з рекомендаціями, поданими в [8], у випадку, коли $R_0 < R_r$, необхідно приймати $R_0 = R_r = 38,12 \text{ Н}$. Враховуючи той факт, що в підшипниковому вузлі кріплення лопаті використовуються 2 підшипники, за (12) матимемо:

$$C_0 \geq \frac{R_0}{2} = \frac{38,12}{2} \approx 19 \text{ Н.} \quad (17)$$

Зважаючи на мале значення необхідної базової статичної вантажності підшипника $C_0 \approx 19 \text{ Н}$ найбільш придатним підшипником в даному 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 даними підшипниками.

Розрахунок осі між підшипниками кріплення лопаті на міцність і стійкість проти втомного руйнування (витривалість) будемо проводити 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]:

$$\sigma_{32} \geq \frac{M_{\max}}{W_0} \leq [\sigma], \quad (18)$$

де σ_{32} – максимальне згинальне напруження в 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:

$$\sigma_{32} \geq \frac{32 \cdot M_{\max}}{\pi \cdot d^3} \leq [\sigma]. \quad (19)$$

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

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{\max}}{\pi \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0,19}{\pi \cdot 160 \cdot 10^6}} = 2,3 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 2,3 \text{ мм.} \quad (20)$$

Отже, мінімальний діаметр осі повинен становити 2,3 мм. Також необхідно враховувати той факт, що вісь кріплення лопаті працюватиме в умовах періодичні змінних навантажень, оскільки напрямки відцентрової сили інерції і сили ваги лопаті періодично співпадатимуть або будуть протилежними. Це обумовлює необхідність замість попередньо прийнятого підшипника 1000091 обрати 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.

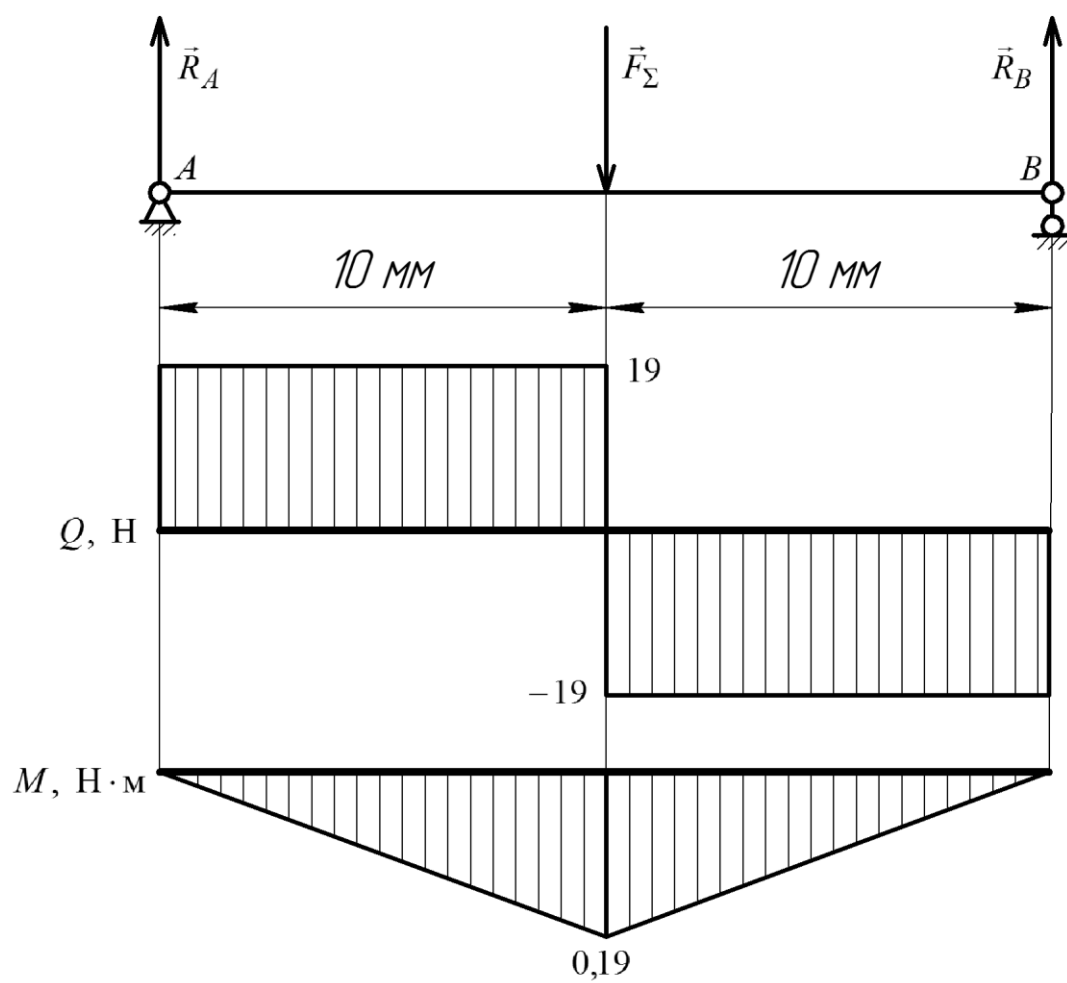


Рис. 4. Розрахункова схема осі кріплення лопаті та епюри поперечних сил і згинальних моментів по її довжині

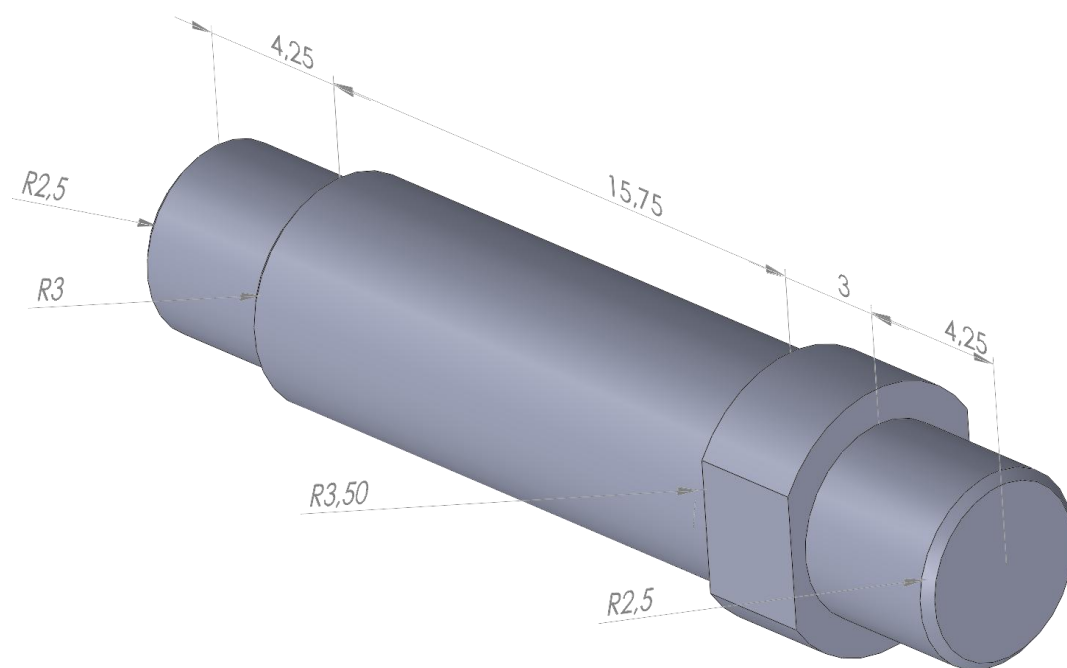


Рис. 5. Твердотільна модель осі кріплення лопаті

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

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

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

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

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

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

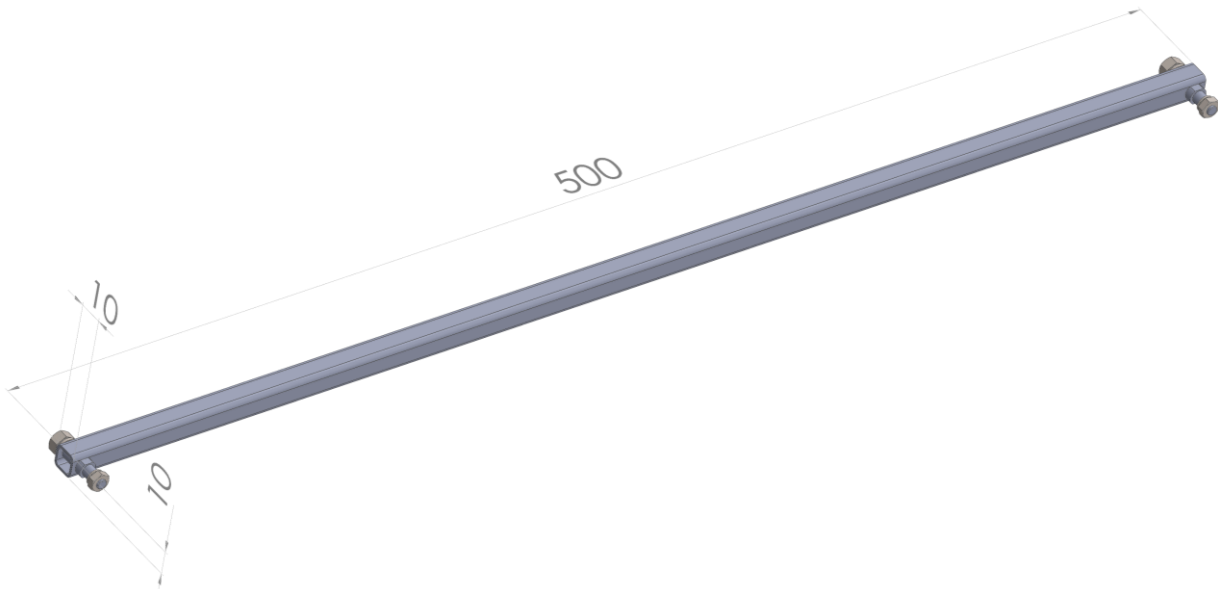


Рис. 6. Розроблений важіль регулювального механізму

Як уже зазначалося 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 як у шарнірах кріплення лопатей до маточини вітроколеса. Регулювальний повзун ковзає по поверхні вала вітроколеса (рис. 3). Геометричні параметри повзуна задаються конструктивно в залежності від діаметра вала, по якому він ковзає, розмірів та кількості регулювальних важелів, а також від параметрів регулювальної пружини. Розрахунок жорсткісних параметрів механізму складання лопатей проводиться за методикою, описаною в роботі [9]. Вибір основних параметрів пружини здійснюється за залежностями, поданими в [8]. Загальний вигляд механізму складання лопатей подано на рис. 7.

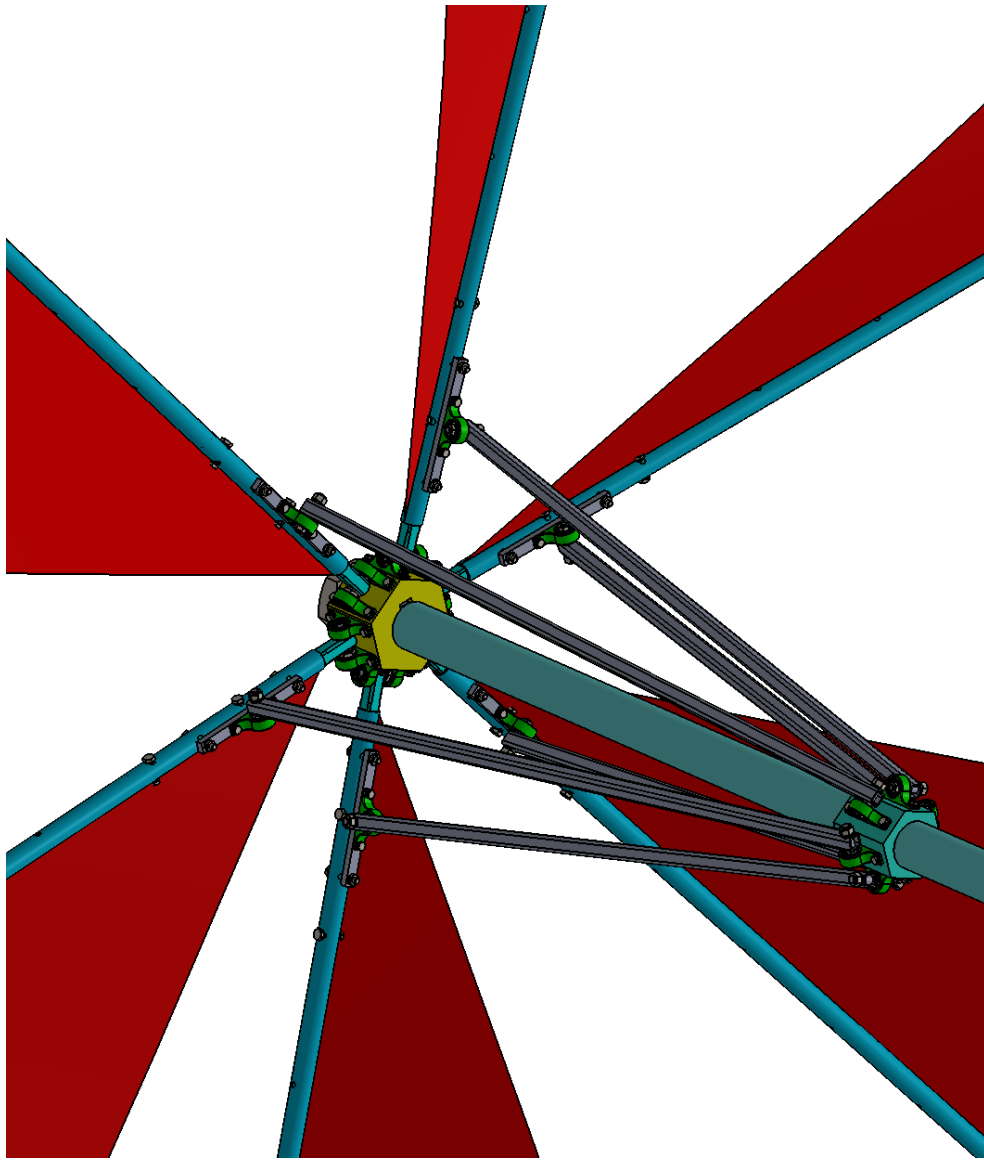


Рис. 7. Загальний вигляд механізму складання лопатей

Розроблений механізм складання лопатей працює наступним чином. При збільшенні швидкості повітряного потоку та, відповідно, аеродинамічного лобового тиску на вітроколесо лопаті обертаються навколо шарнірів їх кріплення до маточини в напрямку поширення повітряного потоку. Таким чином зменшується 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). Таким чином, налаштування вітроустановки на задану номінальну частоту обертання за розрахункової швидкості вітру відбувається шляхом регулювання попереднього стиску пружини [9].

Висновки

В роботі наведено методику розрахунку експлуатаційних і геометричних параметрів вітроколеса з метою забезпечення потужності установки на рівні 500 Вт при середньорічній 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 при розрахунковій швидкості вітру) – 80 об/хв, кількість лопатей – 6.

Враховуючи складність виготовлення класичних лопатей вітроустановки, які мають складну

геометричну форму: повздожнє гвинтове кручення, змінну хорду профілю за довжиною, обтічні торці тощо, було прийнято рішення розрахувати та сконструювати лопаті парусного типу.

В якості системи регулювання потужності й частоти обертання, а також в цілях протиштормового захисту вітроустановки було прийнято класичний механізм складання лопатей «парасолькового» типу. При цьому було розраховано осі й підшипникові вузли кріплення лопатей до маточини вітроколеса та регулювальні важелі механізму складання. Для орієнтації вітроколеса за напрямком повітряного потоку було обрано найбільш простий і поширений 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-strukturu-tarifov-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. Ветродвижатели 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 розрахунків 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 міжвідомчий науково-технічний збірник. – 2013. – № 47. – С. 56-65.