

СТРУКТУРНИЙ І КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ІНЕРЦІЙНИХ МЕХАНІЗМІВ ПОВОРОТУ ЛОПАТЕЙ ГОРИЗОНТАЛЬНО-ОСЬОВИХ ВІТРОУСТАНОВОК

© Корендій В. М., Кузьо І. В., Вергелес В. В., 2015

Розглянуто різні конструкції інерційних механізмів повороту лопатей горизонтально-осьових вітроустановок. Проведено їх структурний аналіз та виведено аналітичні залежності для розрахунку кінематичних параметрів окремих елементів розглянутих механізмів. На основі даних кінематичного аналізу досліджено вплив різних геометричних параметрів механізмів на зміну кута положення лопатей та переміщення регулювальних повзунів. Проаналізовано особливості розрахунку конструктивних параметрів інерційних механізмів повороту лопатей горизонтально-осьових вітроустановок. Виведено розрахункові формули для визначення окремих геометричних та інерційних параметрів запропонованих механізмів. Реалізовано відповідні принципіві схеми механізмів та розглянуто можливості їх спрощення.

Ключові слова: горизонтально-осьова вітроустановка, механізм складання лопатей, структурний аналіз, кінематичний аналіз, геометричні параметри.

Different constructions of inertial mechanisms of blades turning of horizontal-axis wind turbines are considered in the article. Their structural analysis is held and analytical dependencies for calculation kinematical parameters of the mechanisms are presented. Based on the kinematical analysis data the influence of different geometrical parameters on changing of blades position angle and displacement of regulation sliders is investigated. The features of calculation of construction parameters of inertial mechanisms of blades turning of horizontal-axis wind turbines are analyzed. Calculation formulas for defining some geometrical and inertial parameters of proposed mechanisms are presented. Corresponding principal diagrams of the mechanisms are built and some possibilities of their simplifying are considered.

Key words: horizontal-axis wind turbine, mechanism of blades turning, structural analysis, kinematical analysis, geometrical parameters.

Вступ. Більшість сучасних вітроустановок орієнтовані на виробництво електроенергії. Частину з них використовують індивідуальні споживачі як автономні джерела живлення. Іншу частину експлуатують з метою передавання енергії в загальну електромережу. В останньому випадку до якості генерованої вітроустановкою електроенергії висувають доволі жорсткі вимоги. Тому в мережевих вітроустановках зазвичай застосовують електронні системи регулювання [1]. Для індивідуальних споживачів потужністю до 10 кВт доцільно використовувати автономні вітроустановки, які можна використовувати, наприклад, для освітлення будинку і прибудинкової території, у системах підігрівання води, обігрівання приміщень тощо. У такому разі вимоги до якості генерованої вітроустановкою енергії можуть бути нижчими, що дасть змогу спростити систему регулювання і, відповідно, знизити вартість установки [1].

До основних проблем, пов'язаних із необхідністю регулювання потужності вітроустановки, належать мінливість швидкості й напрямку повітряних потоків та непостійність навантаження на валу вітроколеса. Останнє може бути зумовлене зміною потужності споживачів, які живляться від вітроустановки. Особливо небезпечними з погляду міцності й надійності конструкції установки є режими її роботи в умовах, коли швидкість вітру значно перевищує розрахункове значення або навантаження на валу вітроколеса зменшується істотно нижче від номінальної величини.

Результатом цього може бути зростання частоти обертання вітроколеса, а отже й інерційних навантажень на лопаті. Також в процесі роботи вітроустановки можна спостерігати найбільш небезпечний випадок одночасного збільшення швидкості вітру, зміни його напрямку та зменшення навантаження на привідному валу. У такому разі можна констатувати, що лопаті піддаються впливу одночасно кількох змінних у часі навантажень – аеродинамічних, відцентрових та гіроскопічних [2]. Останні виникають в результаті переорієнтації гондоли вітроустановки за напрямком повітряного потоку. Отже, під час проектування й експлуатації вітроустановки постає питання мінімізації впливу вказаних навантажень з метою забезпечення працездатності установки в широких діапазонах швидкості вітру та потужності на валу вітроколеса.

Для вирішення проблеми забезпечення міцності елементів вітроустановки в небезпечних режимах роботи використовують два основних підходи. Перший підхід передбачає підвищення коефіцієнта запасу міцності на етапах проектування й виробництва установки та обумовлює зростання матеріалоемності конструкції, вартості її виготовлення та масово-габаритних параметрів окремих вузлів і систем. Другий підхід полягає у створенні додаткових систем регулювання, які могли б автоматично відслідковувати зміни окремих експлуатаційних параметрів (швидкості вітру, частоти обертання, моменту опору на валу вітроколеса тощо) та налаштовувати вітроустановку під конкретні умови роботи. У такий спосіб другий підхід є більш універсальним і прийнятним з погляду зменшення матеріалоемності конструкції та здешевлення вартості її виготовлення.

Постановка проблеми. Системи регулювання потужності вітроустановок можна умовно розділити на електронні, які керуються мікропроцесорами з використанням спеціальних давачів (швидкості вітру, частоти обертання тощо), механічні (наприклад, інерційні регулятори), аеродинамічні, які працюють за рахунок зміни аеродинамічного навантаження на певні елементи конструкції установки (лопаті, бокові лопатки, хвостові стабілізатори), та комбіновані (електронно-механічні, механіко-аеродинамічні тощо) [1]. В автономних вітроустановках малої та надмалої потужності зазвичай використовуються механічні та аеродинамічні системи регулювання. До їх основних переваг належать простота реалізації механізму регулятора та легкість його пристосування до конкретних умов роботи вітроустановки, хороша ремонтпридатність окремих елементів системи регулювання, можливість самостійного обслуговування системи без особливих професійних навиків. Електронні системи керування в автономних вітроустановках малої потужності трапляються доволі рідко, зважаючи на складність виготовлення та вартість окремих елементів (давачів, мікропроцесора, елементів керованих приводів тощо) [1]. Однак якість регулювання, а отже, й ефективність вітроустановок при використанні механічних та аеродинамічних систем, є дещо нижчою, ніж у разі застосування електронних систем. Тому актуальним нині залишається питання удосконалення механічних систем регулювання потужності, стабілізації частоти обертання і протиштормового захисту горизонтально-осьових вітроустановок з метою покращення якості й ефективності їх роботи.

Аналіз сучасних інформаційних джерел за тематикою досліджень. Сьогодні найбільшого поширення набули два основних методи регулювання вітроустановок: за частотою обертання вітроколеса та за потужністю, яка відбирається з потоку повітря [1–8]. Перший метод регулювання передбачає можливість адаптації частоти обертання ротора для забезпечення стабільного генерування енергії. Його основними підвидами є: “концепція єдиної частоти обертання” (single speed concept), “концепція двох частот обертання” (two speed concept) та “концепція змінної частоти обертання” (variable speed concept) [3–8]. У першому випадку забезпечується одна постійна швидкість обертання вітроколеса у всіх режимах роботи вітроустановки (за зміни навантаження на валу вітроколеса від нуля до номінальної величини та збільшення швидкості вітру від розрахункового до максимально допустимого значення). Друга концепція передбачає наявність двох альтернативних частот обертання ротора, які можна використовувати по чергові залежно від параметрів споживаної потужності та вітрових умов. Для забезпечення роботи вітроустановки в режимах однієї або двох частот обертання в її конструкції повинні бути передбачені спеціальні

навантажувальні пристрої (електронні, механічні тощо), які здатні змінювати момент опору на привідному валу вітроколеса. Третя концепція змінної частоти обертання характеризується наявністю спеціального контролера для безперервного керування частотою у відповідності до фактичної швидкості вітру і потужності на приводі вітроустановки.

Метод регулювання потужності, яка відбирається з потоку повітря, також поділяється на декілька підвидів. Перший із них передбачає використання нерухомо приєднаних до маточини лопатей спеціального аеродинамічного профілю, який забезпечує зниження коефіцієнта використання енергії вітру у разі зростання швидкості вітру понад номінальне значення за рахунок ефекту зриву потоку (passive stall controlled concept) [1–8]. Також можливим є варіант примусового повороту лопатей навколо їх поздовжніх осей з метою спричинення явища зриву потоку, коли це необхідно (active stall controlled concept). З іншого боку, лопаті вітроколеса можна повертати в протилежному напрямку з метою зменшення кута атаки, що дасть змогу знизити аеродинамічну підймальну силу і відбір потужності з повітряного потоку. Ще одна група методів ґрунтується на зменшенні площі i , відповідно, енергії повітряного потоку, який охоплює вітроколесо. За таким принципом працюють способи виведення вітроколеса з-під вітру (у бік, догори або донизу) та складання лопатей вздовж осі вітроколеса (“парасольковий” механізм) [1, 2, 9, 10].

Велика кількість способів регулювання вітроустановок дає можливість конструкторам та інженерам підібрати найоптимальніший варіант залежно від призначення вітроустановки (мережева чи автономна, для генерування електроенергії чи виконання механічної роботи), кліматичних умов її використання, номінальної потужності, конструктивних параметрів (кількості лопатей, наявності тієї чи іншої системи орієнтації тощо). Однак сьогодні питання дослідження та розроблення інженерних методик розрахунку конструктивних параметрів саме механічних систем регулювання горизонтально-осьових вітроустановок шляхом повороту і складання лопатей порівняно мало висвітлені у вітчизняних та зарубіжних наукових публікаціях. Передусім це пов’язано із активним розвитком електронних систем регулювання вітроустановок середньої і великої потужності, які займають домінуючі позиції в сучасній вітроенергетичній промисловості. Однак, беручи до уваги складність реалізації, порівняно високу вартість та необхідність кваліфікованого обслуговування електронних систем регулювання, вони практично не можуть конкурувати з механічними й аеродинамічними системами в автономних вітроустановках малої потужності. Якщо ж говорити про кліматичні умови та економічну ситуацію в Україні, то автономні вітроустановки малої потужності можуть стати хорошою альтернативою традиційним енергоресурсам. Саме тому дослідження, пов’язані з удосконаленням наявних механічних систем регулювання потужності вітроустановок є актуальними та перспективними сьогодні.

Мета і завдання досліджень. Основною метою роботи є обґрунтування конструктивних параметрів та аналіз доцільності використання тих чи інших варіантів інерційних механізмів повороту лопатей горизонтально-осьових вітроустановок. Для досягнення цієї мети необхідно виконати такі завдання: розглянути наявні конструкції інерційних механізмів повороту лопатей; провести структурний і кінематичний аналіз розглянутих механізмів; дослідити вплив різних геометричних параметрів механізмів на зміну кута повороту лопатей, переміщення регулювальних тягарців та величину вильоту вітроколеса відносно осі опори (башти); вивести аналітичні залежності та надати практичні рекомендації для розрахунку й вибору окремих геометричних параметрів механізмів; проаналізувати можливості удосконалення і спрощення існуючих механізмів.

Інерційні механізми повороту лопатей горизонтально-осьових вітроустановок. Механізми повороту лопатей вважаються найефективнішими методами регулювання потужності горизонтально-осьових вітроустановок малої потужності. При їх використанні лопаті мають можливість обертатися навколо власних поздовжніх осей та змінювати кути атаки по відношенню до набігаючого повітряного потоку. У результаті повороту лопаті змінюється характер обтікання лопаті і з’являється ефект зриву потоку, що спричиняє зменшення аеродинамічної підймальної

сили та зниження потужності вітроустановки. Цей метод регулювання також може використовувати ефект зміни аеродинамічного лобового тиску повітряного потоку на поверхні лопатей у результаті збільшення чи зменшення швидкості вітру. Цей ефект призводить до зміни кутового положення лопатей. Однак здебільшого механізми повороту лопатей додатково обладнуються певним типом інерційного регулятора, який зазвичай являє собою систему тягарців, що розміщені симетрично відносно осі вітроколеса та з'єднані за допомогою спеціальних важелів із лопатями. За збільшення чи зменшення частоти обертання вітроустановки тягарці, за рахунок зміни відцентрової сили інерції, віддаляються або зближуються з віссю вітроколеса, змінюючи кутове положення лопатей.

Інерційні механізми повороту лопатей можуть мати різні варіанти конструктивного виконання. Для прикладу, на рис. 1 подано структурні схеми чотирьох різних механізмів, які можна використовувати для регулювання потужності, стабілізації частоти обертання та протиштормового захисту вітроустановок. З метою максимізації точності регулювання (максимізації впливу переміщення регулювального тягарця на зміну кута положення лопаті), мінімізації маси механізму, переміщення регулювальних тягарців та відстані вильоту вітроколеса відносно вертикальної осі опори (башти, щогли тощо) на одному з перших етапів проектування механізмів необхідно обґрунтувати їх геометричні параметри. Для цього потрібно здійснити структурний і кінематичний аналіз механізмів повороту лопатей та проаналізувати вплив різних геометричних параметрів на зміну кута положення лопатей, а також на переміщення регулювальних тягарців під час регулювання.

Інерційні механізми повороту лопатей, зображені на рис. 1, можна умовно розділити на кілька типів. У першому з них (рис. 1, *a*) регулювальні тягарці за допомогою важелів нерухомо приєднуються до осей лопатей. У такому разі відцентрові сили, які діють на тягарці в процесі обертання вітроколеса, безпосередньо змінюють кут положення лопатей. Інші типи механізмів передбачають приєднання регулювальних тягарців за допомогою важелів до додаткових повзунів, які здатні переміщуватися по напрямних, з'єднаних із віссю вітроколеса під певним кутом. Характерна особливість механізмів, поданих на рис. 1, *в*, полягає в розміщенні напрямної, по якій рухається повзун із відцентровим тягарцем, між маточиною вітроколеса і регулювальним повзуном. Що стосується механізмів, поданих на рис. 1, *б*, *г*, то в них вказана напрямна, розміщена між регулювальним повзуном і вузлом приєднання вітроколеса до опори (башти) вітроустановки. Ще однією особливістю розглянутих механізмів є те, що напрямна, по якій рухається повзун із відцентровим тягарцем, може бути нерухомо з'єднана з віссю вітроколеса (рис. 1, *б*) або приєднуватися до повзуна, який має змогу рухатися вздовж осі вітроколеса (рис. 1, *в*). Необхідно зауважити, що на структурних схемах механізмів (рис. 1) не показано додаткових пружин, які зазвичай з'єднуються з одним або кількома повзунами і виконують функцію регулювальних елементів.

У всіх інерційних механізмах повороту лопатей основними керованими параметрами, які впливають на процес регулювання, задаються під час проектування механізмів та можуть певною мірою корегуватися під час експлуатації вітроустановки, є інерційні параметри (маси регулювальних тягарців і радіуси їх розміщення відносно осі вітроколеса), геометричні параметри (довжини і кутові положення окремих ланок механізмів), жорсткісні параметри (жорсткість і початковий стиск (розтяг) регулювальних пружин) та демпфувальні параметри (параметри опору руху одного або кількох повзунів, шарнірів тощо). У статті розглянемо лише вплив геометричних параметрів механізмів на характер руху лопатей під час регулювання.

Структурний аналіз механізмів повороту лопатей. Механізми повороту лопатей, зображені на рис. 1, *a*, *б*, *в*, *г*, складаються із таких ланок: вісь вітроколеса (OH) виконує роль стояка, OD – коромисло, H – повзун, DN , NV – шатуни. У механізмі (рис. 1, *б*) V також виступає повзуном. У механізмі (рис. 1, *в*) D і M також виступають повзунами. У механізмі (рис. 1, *г*) M і V також виступають повзунами, а KV – коромислом. У такий спосіб для механізмів на рис. 1, *a*, *б*, *в*, *г*,

кількість рухомих ланок відповідно дорівнює $n_a = 3$, $n_b = 5$, $n_c = 5$, $n_z = 7$, а кількість однорухомих (обертальних і поступальних) кінематичних пар – $p_{5a} = 4$, $p_{5b} = 7$, $p_{5c} = 7$, $p_{5z} = 10$. Вищих кінематичних пар у вказаних механізмах повороту лопатей немає, тобто $p_4 = 0$.

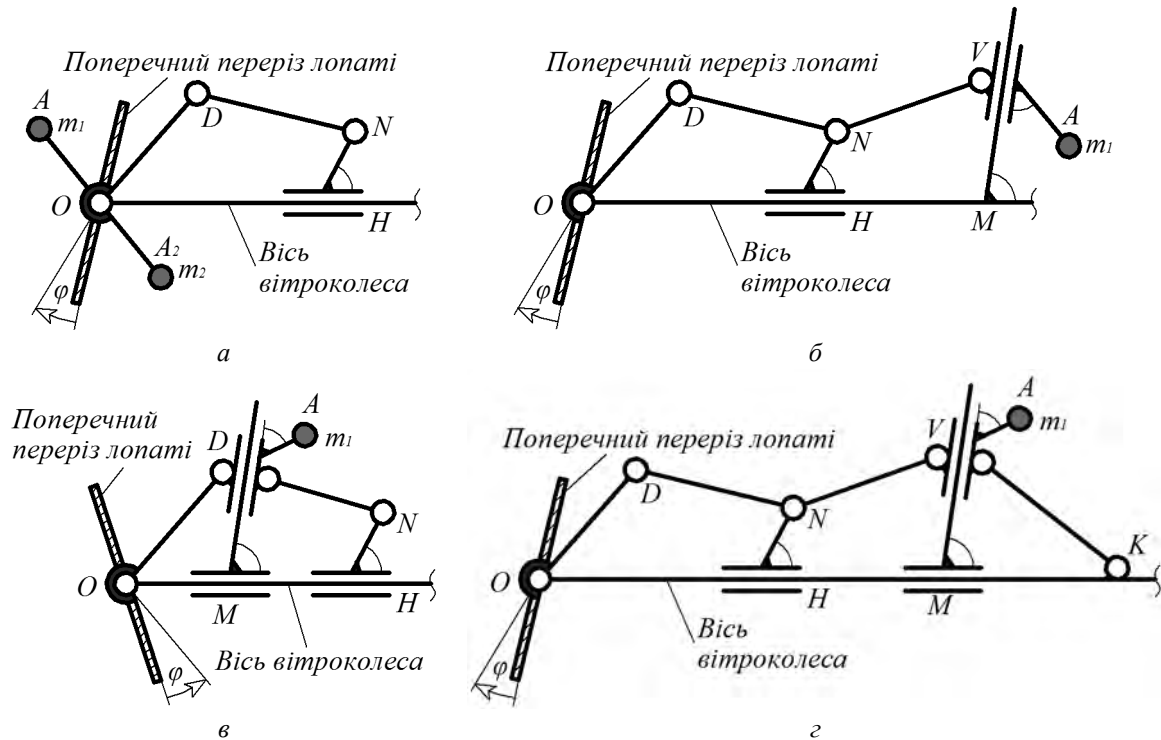


Рис. 1. Структурні схеми механізмів повороту лопатей

Ступінь вільності кожного з механізмів повороту можна визначити за формулою Чебишева:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 10 - 0 = 1. \quad (1)$$

За результатами розрахунків (1) можемо констатувати, що всі механізми повороту лопатей мають один ступінь вільності, а отже, й одну вхідну ланку та одну незалежну координату, яка однозначно визначає положення всіх решти ланок механізмів. Прийнемо в якості вхідної ланки серединну хорду лопаті. Тоді в цьому випадку в якості узагальненої координати виступатиме кут відхилення хорди лопаті від площини обертання вітроколеса.

З метою вибору раціонального методу подальшого кінематичного аналізу розглянутих механізмів повороту лопатей (рис. 1) розкладемо їх на групи Ассур та запишемо структурні формули (формули будови) кожного з них [11]:

рис. 1, а: $I(\text{стояк } OH, \text{ коромисло } OD) \rightarrow II(\text{шатун } DN, \text{ повзун } H);$

рис. 1, б: $I(\text{стояк } OH, \text{ коромисло } OD) \rightarrow II(\text{шатун } DN, \text{ повзун } H) \rightarrow II(\text{шатун } NV, \text{ повзун } V);$

рис. 1, в: $I(\text{стояк } OH, \text{ коромисло } OD) \rightarrow II(\text{повзун } D, \text{ повзун } M) \rightarrow II(\text{шатун } DN, \text{ повзун } H);$

рис. 1, з: $I(\text{стояк } OH, \text{ коромисло } OD) \rightarrow II(\text{шатун } DN, \text{ повзун } H) \rightarrow III(\text{шатун } NV, \text{ повзун } V, \text{ повзун } M, \text{ коромисло } KV);$

За результатами структурного аналізу можемо констатувати, що механізми повороту лопатей, подані на рис. 1, з, є механізмами третього класу. Всі решта механізмів (рис. 1, а, б, в) являються механізмами другого класу.

Встановлення кінематичних параметрів механізмів повороту лопатей. Кінематичний аналіз механізмів повороту лопатей будемо проводити за допомогою аналітичного методу замкнених векторних контурів, який розробив В. А. Зінов'єв [11], та пакета символічної математики Mathematica. У подальших дослідженнях приймемо таке: в якості початку системи координат обираємо точку O , вісь абсцис напрямляємо вправо вздовж осі вітроколеса, а вісь ординат – вертикально догори. У такому разі координати точки D , яка належить коромислу OD механізму повороту лопатей (рис. 1, $a-z$), можна знайти за формулами:

$$x_D = l_{OD} \cdot \sin(\varphi + \varphi_{OD}); \quad y_D = l_{OD} \cdot \cos(\varphi + \varphi_{OD}), \quad (3)$$

де φ – кут між серединною хордою лопаті і площиною обертання вітроколеса, яка перпендикулярна до його осі; φ_{OD} – кут між коромислом OD і хордою лопаті; l_{OD} – довжина коромисла OD .

У всіх механізмах повороту лопатей ординати точок N і H є сталими. Водночас їхні горизонтальні переміщення залежать від двох складових: переміщення точки D вздовж осі абсцис – x_D і горизонтального переміщення x_{DN} , спричиненого поворотом стрижня DN навколо шарніра N (рис. 1, $a-z$):

$$\begin{aligned} x_N &= x_D + \sqrt{l_{DN}^2 - (y_D - y_N)^2} = \\ &= l_{OD} \cdot \sin(\varphi + \varphi_{OD}) + \sqrt{l_{DN}^2 - (l_{OD} \cdot \cos(\varphi + \varphi_{OD}) - l_{NH} \cdot \sin(\varphi_{NH}))^2}; \end{aligned} \quad (4)$$

$x_H = l_{OD} \cdot \sin(\varphi + \varphi_{OD}) + \sqrt{l_{DN}^2 - (l_{OD} \cdot \cos(\varphi + \varphi_{OD}) - l_{NH} \cdot \sin(\varphi_{NH}))^2} - l_{NH} \cdot \cos(\varphi_{NH})$, де l_{DN} , l_{NH} – довжини стрижнів DN і NH , відповідно; φ_{NH} – кут нахилу стрижня NH до осі вітроколеса.

Взаємозв'язок між поворотом лопаті (відцентрового тягарця) і переміщенням регулювального повзуна для механізму, поданого на рис. 1, a , однозначно описується рівнянням (4). У випадку використання механізму повороту лопатей, зображеного на рис. 1, b , положення повзуна V (із тягарцем A) залежить від горизонтального переміщення повзуна H і визначається за формулою:

$$\begin{aligned} x_V &= l_{OM} + \left(\begin{aligned} &\sqrt{l_{NV}^2 - \left[\left(l_{OM} + \frac{l_{HN} \cdot \sin(\varphi_{NH})}{\operatorname{tg}(\varphi_{VM})} \right) - x_N \right]^2} \cdot \sin^2(\varphi_{VM}) - \\ &- \left[\left(l_{OM} + \frac{l_{HN} \cdot \sin(\varphi_{NH})}{\operatorname{tg}(\varphi_{VM})} \right) - x_N \right] \cdot \cos(\varphi_{VM}) + \frac{l_{HN} \cdot \sin(\varphi_{NH})}{\sin(\varphi_{VM})} \end{aligned} \right) \cdot \cos(\varphi_{MV}); \\ y_V &= \left(\begin{aligned} &\sqrt{l_{NV}^2 - \left[\left(l_{OM} + \frac{l_{HN} \cdot \sin(\varphi_{NH})}{\operatorname{tg}(\varphi_{VM})} \right) - x_N \right]^2} \cdot \sin^2(\varphi_{VM}) - \\ &- \left[\left(l_{OM} + \frac{l_{HN} \cdot \sin(\varphi_{NH})}{\operatorname{tg}(\varphi_{VM})} \right) - x_N \right] \cdot \cos(\varphi_{VM}) + \frac{l_{HN} \cdot \sin(\varphi_{NH})}{\sin(\varphi_{VM})} \end{aligned} \right) \cdot \sin(\varphi_{MV}), \end{aligned} \quad (5)$$

де l_{NV} – довжина стрижня NV ; l_{OM} – відстань від початку координат (точки O) до точки M ; φ_{VM} – кут між стрижнем VM та віссю вітроколеса; x_N – горизонтальне переміщення шарніра N , яке обчислюється за формулою (4).

Координати повзуна D і, відповідно, регулювального тягарця A , а також положення повзуна H у механізмі, зображеному на рис. 1, b , можна визначити із залежностей (3) і (4). Для встановлення координати x_M повзуна M (рис. 1, b) будемо використовувати таку формулу:

$$x_M = x_D - (y_D / \operatorname{tg}(\varphi_{MD})) = l_{OD} \cdot \sin(\varphi + \varphi_{OD}) - (l_{OD} \cdot \cos(\varphi + \varphi_{OD}) / \operatorname{tg}(\varphi_{MD})), \quad (6)$$

де φ_{MD} – кут між горизонтальною віссю вітроколеса і напрямною повзуна D .

У випадку використання механізму повороту лопатей, зображеного на рис. 1, з (механізм III класу), положення повзуна V (із тягарцем A) залежить від горизонтальних переміщень повзунів H і M . Для встановлення горизонтального x_V і вертикального y_V положень повзуна V використаємо систему двох рівнянь з двома невідомими кутами φ_{NV} і φ_{VK} між горизонтальною віссю обертання вітроколеса та стрижнями NV і VK , відповідно:

$$\begin{cases} y_V = l_{HN} \cdot \sin(\varphi_{HN}) + l_{NV} \cdot \sin(\varphi_{NV}) = l_{VK} \cdot \sin(\varphi_{VK}); \\ x_V = x_N + l_{NV} \cdot \cos(\varphi_{NV}) = l_{OK} - l_{VK} \cdot \cos(\varphi_{VK}), \end{cases} \quad (7)$$

де l_{OK} – відстань від початку координат (точки O) до шарніра K ; l_{VK} – довжина стрижня VK ; x_N – горизонтальне переміщення шарніра N , яке обчислюється за формулою (4).

Розв'язки системи (7) (зокрема, вирази для визначення φ_{NV}), знайдені за допомогою програмного комплексу Mathematica, мають вигляд:

$$\varphi_{NV} = \arctg \left[\frac{\left[(l_{OK} - x_N) \cdot (l_{NV}^2 - l_{VK}^2 + (l_{OK} - x_N)^2 + l_{NH}^2 \cdot \sin^2(\varphi_{NH})) \pm l_{NH} \cdot \sin(\varphi_{NH}) \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \sqrt{2 \cdot l_{NV}^2 \cdot (l_{VK}^2 + (l_{OK} - x_N)^2) - l_{NV}^2 - (l_{VK}^2 - (l_{OK} - x_N)^2)^2} + \right. \right. \\ \left. \left. + 2 \cdot l_{NH}^2 \cdot \sin^2(\varphi_{NH}) \cdot (l_{NV}^2 + l_{VK}^2 - (l_{OK} - x_N)^2) - l_{NH}^4 \cdot \sin^4(\varphi_{NH}) \right]}{l_{NV} \cdot ((l_{OK} - x_N)^2 + l_{NH}^2 \cdot \sin^2(\varphi_{NH}))} \right]. \quad (8)$$

Підставляючи рівняння (8) у вирази (7) можемо знайти координати x_V та y_V повзуна V у механізмі повороту лопатей, зображеному на рис. 1, з. Тоді горизонтальне положення повзуна M можна визначити за формулою

$$x_M = x_V - (y_V / \operatorname{tg}(\varphi_{MV})), \quad (9)$$

де φ_{MV} – кут між горизонтальною віссю вітроколеса і напрямною повзуна V .

Аналоги швидкостей і пришвидшень окремих ланок (точок) розглянутих механізмів повороту лопатей можна знайти шляхом одинарного або подвійного диференціювання відповідних рівнянь за узагальненою координатою φ .

Аналіз впливу геометричних параметрів механізмів повороту лопатей на характер руху лопатей і регулювальних тягарців

Аналіз впливу різних геометричних параметрів розглянутих механізмів на характер руху лопатей і регулювальних тягарців будемо проводити з метою подальшого спрощення конструкцій механізмів повороту і складання лопатей та максимізації точності регулювання. Основними критеріями, за якими обиратимуться прийнятніші геометричні параметри, є: максимізація впливу переміщення регулювального тягарця на зміну кута положення лопаті; мінімізація початкового радіуса розміщення і переміщення регулювального тягарця та відстані “вильоту” вітроколеса відносно вертикальної осі опори (башти, щогли тощо).

Для проведення подальших досліджень механізмів повороту лопатей на основі формул (3) – (9) попередньо приймемо такі початкові дані: $l_{OK} = 1 \text{ м}$, $l_{OD} = 0,25 \text{ м}$, $l_{NH} = 0,14 \text{ м}$, $l_{DN} = 0,28 \text{ м}$, $l_{NV} = 0,26 \text{ м}$, $l_{VK} = 0,3 \text{ м}$, $\varphi_{OD} = 28^\circ$, $\varphi_{NH} = 60^\circ$, $\varphi_{MV} = 80^\circ$ (рис. 1, а–г).

На рис. 2 показано графічні залежності кута повороту лопаті φ від переміщення регулювального повзуна x_H з урахуванням впливу довжин та кутів встановлення різних важелів механізмів. Збільшення кута між важелем NH і горизонтальною віссю вітроколеса від 0 до 120° (рис. 2, а) практично не впливає на максимальне переміщення шарніра N (а, отже, й “виліт”

вітроколеса). Однак при 90° все ж має місце незначне зниження величини $x_{N \max}$, а також спостерігається менша різниця між кінцевим і початковим положеннями повзуна. Це дозволить зменшити переміщення відцентрових тягарців у процесі регулювання. Отже, у подальших розрахунках прийматимемо $\varphi_{NH} = 90^\circ$. Переміщення регулювального повзуна також прямо пропорційно залежить від кута φ_{OD} між важелем OD і серединною хордою лопаті (рис. 2, б). У такий спосіб зменшення кута φ_{OD} до 0° дасть змогу знизити максимальні переміщення повзуна H і, водночас, збільшити максимальний кут відхилення лопаті.

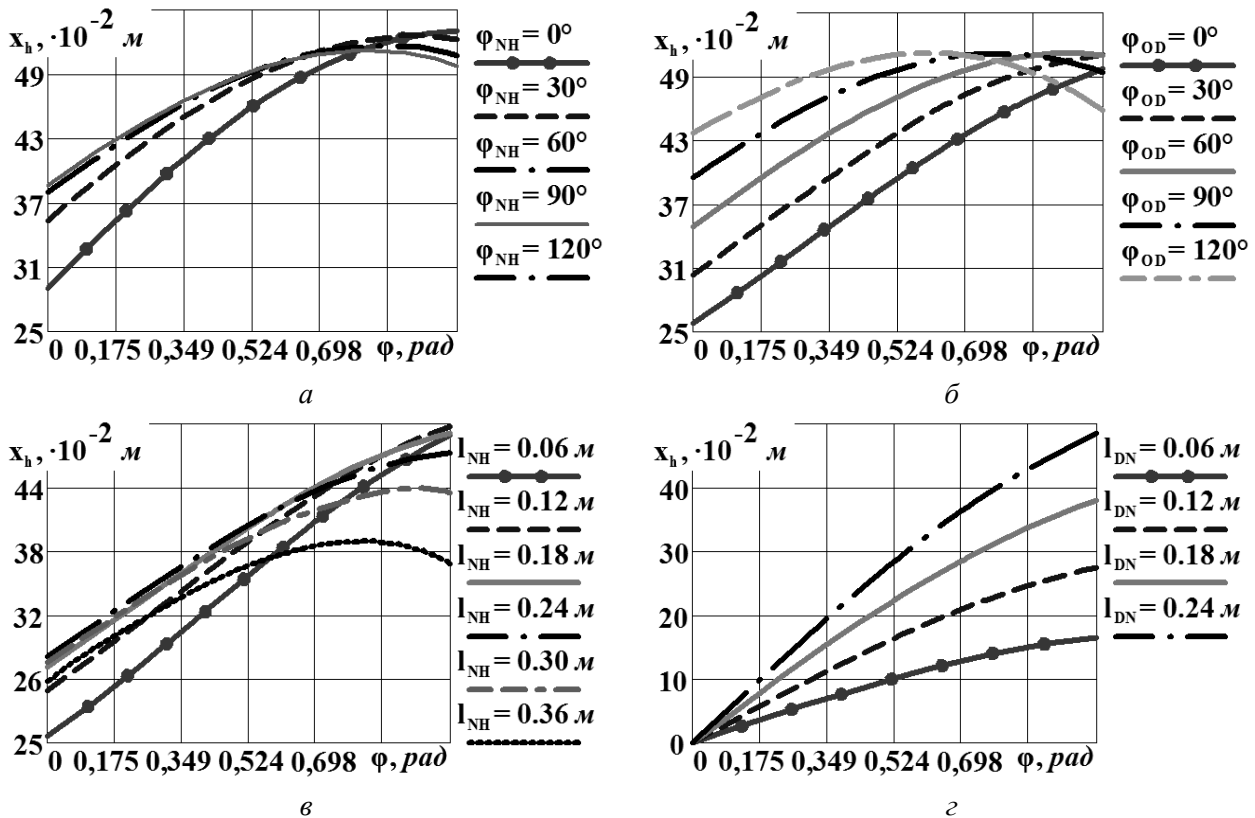


Рис. 2. Графічні залежності кута повороту лопаті φ від переміщення регулювального повзуна x_H :
 а – за різних кутів нахилу важеля NH до осі вітроколеса; б – за різних кутів між важелем OD і серединною хордою лопаті; в – за різних довжин важеля NH ; г – за різних довжин важелів OD і DN

Збільшення довжини важеля NH в межах $0,06 \text{ m} \leq l_{NH} \leq 0,24 \text{ m}$ практично не впливає на максимальне переміщення регулювального повзуна H (рис. 2, в). До того ж зростання $l_{NH} \geq 0,3 \text{ m}$ призводить до зменшення максимального переміщення регулювального повзуна, однак зумовлює істотне зниження максимального кута відхилення лопатей (рис. 2, в), який задається залежно від можливих штормових кліматичних умов у конкретному регіоні. Отже, під час проектування доцільно приймати мінімальне можливе значення l_{NH} , обумовлене конструктивним виконанням повзуна H і шарніра N . Для прикладу, у подальших розрахунках приймемо $l_{NH} = 0,06 \text{ m}$. Довжини важелів OD і DN з метою зменшення максимального переміщення повзуна H (і, відповідно, “вильоту” вітроколеса) також доцільно приймати якнайменшими (рис. 2, г), враховуючи конструктивні міркування. Необхідно зауважити, що мінімальне переміщення регулювального повзуна забезпечується в тому випадку, коли співвідношення між довжинами наближається до $l_{OD} \leq l_{DN} + l_{NH}$ (рис. 2, г). Вказане співвідношення обумовлює таке початкове положення механізму, в якому миттєві швидкість повзуна і колова швидкість лопаті в момент початку процесу регулювання напрямлені майже паралельно. Це дозволяє забезпечити макси-

мальну швидкість і точність системи інерційного регулювання за рахунок максимізації впливу переміщення регульовального повзуна на поворот лопаті. З іншого боку, вказане співвідношення дозволяє знизити вплив аеродинамічних навантажень, які намагаються повернути лопать навколо її осі, на процес інерційного регулювання, за рахунок того, що регульовальний повзун перебуває у найближчому положенні до шарніра кріплення лопаті (її миттєвого центра швидкостей у відносному русі). У подальших розрахунках приймемо $l_{DN} \approx l_{NH} = 0,06 \text{ м}$, $l_{OD} \approx 0,12 \text{ м}$.

Враховуючи результати аналізу впливу різних геометричних параметрів механізмів повороту лопатей на кути їх положення відносно площини обертання вітроколеса та переміщення регульовального повзуна, можемо констатувати, що геометричні параметри механізмів, поданих на рис. 1, б, з, повинні, з одного боку, забезпечувати необхідну зміну положення повзуна H (рис. 2), а з іншого – мінімізувати переміщення відцентрового тягарця. Це дозволить забезпечити високу швидкість і точність системи регулювання, а також зменшити габаритні розміри гондולי вітроустановки. Отже, довжину шатуна NV і, відповідно, відстань від маточини вітроколеса до точки M у механізмі, поданому на рис. 1, б, доцільно обирати такою, що дорівнює максимальному переміщенню регульовального повзуна H : $l_{NV} \approx l_{OM} \approx x_{H \max}$, а кут нахилу напрямної повзуна V до осі вітроколеса: $\varphi_{MV} \approx 90^\circ$. При цьому величина $x_{H \max}$ визначається, як було зазначено вище, залежно від максимального кута повороту лопаті φ_{\max} , який обумовлюється можливими штормовими кліматичними умовами в конкретному регіоні. Довжини важелів NV , KV для механізму, поданого на рис. 1, з, з урахуванням того, що $\varphi_{MV} \approx 90^\circ$, можна встановити, розв'язавши таку систему двох рівнянь:

$$l_{NV} = x_{H \max} - \sqrt{l_{KV}^2 - l_{NH}^2}; \quad l_{KV} = l_{NH} + l_{NV};$$

$$l_{NV} = \frac{x_{H \max}^2}{2 \cdot (l_{NH} + x_{H \max})}, \quad l_{KV} = l_{NH} + \frac{x_{H \max}^2}{2 \cdot (l_{NH} + x_{H \max})}. \quad (10)$$

Тоді початкове положення відцентрового тягарця відносно осі вітроколеса приблизно дорівнюватиме величині l_{NH} , а мінімальна відстань від маточини вітроколеса до шарніра K (виліт вітроколеса): $l_{OK} \approx x_{H \max}$.

Обґрунтування геометричних параметрів механізмів повороту лопатей

Найприйнятніші геометричні параметри механізмів повороту лопатей (рис. 1, а–з), знайдені за критеріями максимізації впливу переміщення регульовального тягарця на зміну кута положення лопаті, мінімізації початкового радіуса розміщення і переміщення регульовального тягарця та відстані вильоту вітроколеса відносно вертикальної осі опори, є такими:

- кути між віссю вітроколеса і важелями NH і MV , відповідно, $\varphi_{NH} \approx 90^\circ$, $\varphi_{MV} \approx 90^\circ$;
- кут між важелем OD та серединною хордою лопаті $\varphi_{OD} \approx 0^\circ$;
- довжини важелів NH , DN , OD , відповідно, потрібно приймати мінімальними з урахуванням конструктивних особливостей відповідних механізмів (для прикладу, $l_{NH} \approx 0,06 \text{ м}$, $l_{DN} \approx 0,06 \text{ м}$, $l_{OD} \leq l_{NH} + l_{DN} \approx 0,12 \text{ м}$);
- максимальна відстань між регульовальним повзуном і маточиною вітроколеса (шарніром приєднання лопаті) $x_{H \max} \approx \sqrt{(l_{OD} + l_{DN})^2 - l_{NH}^2} \approx 0,17 \text{ м}$ (при $\varphi_{\max} \approx 70^\circ$);
- довжина шатуна NV і відстань від маточини вітроколеса до точки M для механізму, поданого на рис. 1, б, $l_{NV} \approx l_{OM} \approx x_{H \max} \approx 0,17 \text{ м}$;
- довжини важелів NV , KV для механізму, поданого на рис. 1, з, згідно з (10), відповідно дорівнюють $l_{NV} \approx \frac{x_{H \max}^2}{2 \cdot (l_{NH} + x_{H \max})} \approx 0,063 \text{ м}$, $l_{KV} \approx l_{NH} + \frac{x_{H \max}^2}{2 \cdot (l_{NH} + x_{H \max})} \approx 0,123 \text{ м}$;

– відстань від маточини вітроколеса до шарніра K (рис. 1, z) $l_{OK} \approx x_{H\max} \approx 0,17$ м.

Принципові схеми механізмів повороту лопатей, побудовані з урахуванням поданих вище геометричних розмірів окремих елементів, зображені на рис. 3, a – z .

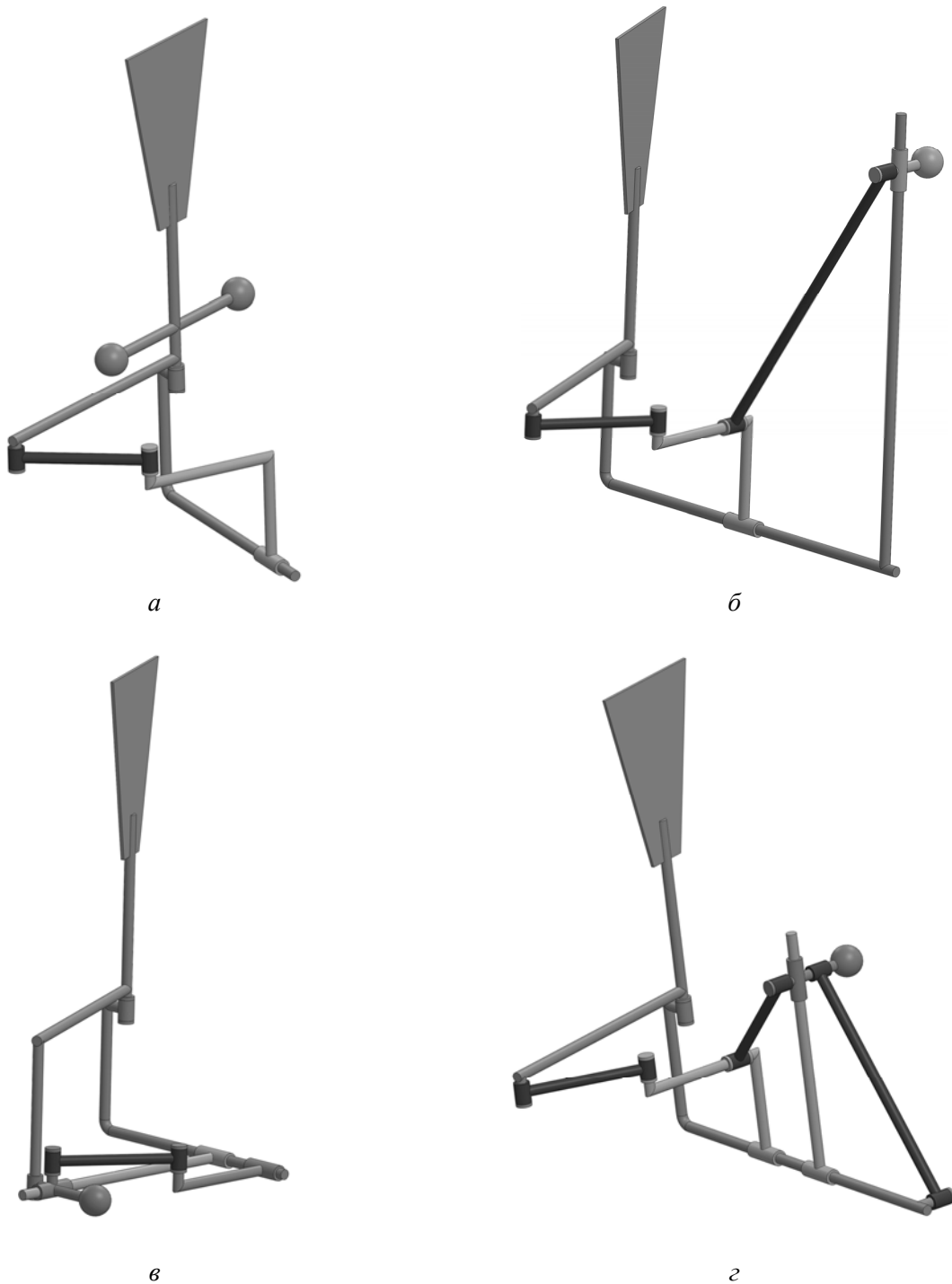


Рис. 3. Принципові схеми механізмів повороту лопатей

Висновки. У статті розглянуто наявні конструкції інерційних механізмів повороту лопатей горизонтально-осьових вітроустановок, проведено структурний і кінематичний аналіз розглянутих механізмів, досліджено вплив різних геометричних параметрів механізмів на зміну кута повороту лопатей, а також на переміщення регулювальних тягарців. На основі проведених досліджень та синтезованих геометричних параметрів побудовано принципові схеми відповідних механізмів повороту лопатей (рис. 3).

Серед перспектив подальшого спрощення й удосконалення розглянутих механізмів, поряд із максимізацією впливу переміщення регулювального тягарця на зміну кута положення лопаті, мінімізацією початкового радіуса розміщення і переміщення регулювального тягарця та відстані вильоту вітроколеса відносно вертикальної осі опори, слід відзначити необхідність зменшення довжин важелів OD і NH (рис. 1). Це дозволить спростити конструкцію регулювальних повзунів та зменшити можливості їх заклинювання під час їх руху вздовж осі вітроколеса.

1. Дзендзерский В. А. *Ветроустановки малой мощности* / В.А. Дзендзерский, С.В. Тарасов, И.Ю. Костюков. – К.: Наукова думка, 2011. – 592 с. 2. Korendiy V. M. *Analysis of power regulation mechanisms of horizontal-axis wind turbines and prospects of their improvement* / V. M. Korendiy, I. V. Kuzio, V. V. Vergeles // *Вісник Нац. ун-ту “Львівська політехніка”*. – 2014. – № 788: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – С. 92–100. 3. Yu-Jen Chen et al. *The Design and Analysis of Passive Pitch Control for Horizontal Axis Wind Turbine*. – *Energy Procedia*. – 61. – 2014. – pp. 683-686. 4. Oliver Probst, Jaime Martínez, Jorge Elizondo, Oswaldo Monroy. *Small Wind Turbine Technology*. – *Wind Turbines*. – Dr. Ibrahim Al-Bahadly (Ed.). – 2011. – pp. 107-136. 5. G. Munoz-Hernandez, M. Matinez-Jimenez. *Mechanism to Control Power in Small Wind Turbines*. – 13th World Congress in Mechanism and Machine Science, Guanajuato, México, 19-25 June 2011. – P. 1–6. 6. Eckhard Gauterin, Niels Harborth. *Centrifugal Pitch Systems for Small Wind Turbines*. – 7th EAWC PhD Seminar on Wind on Wind Energy in Europe, Delft, The Netherlands, 27–28 October 2011. – P. 1–4. 7. P. Mutschler, B. Hagenkort, and S. Joeckel. *Control method for variable speed stall-controlled wind turbines*. – *European Wind Energy Conference*. Dublin Castle, Ireland, October 1997. – P. 542–545. 8. G.J. Jacobs, J.A. de Jongh, R.P.P. Rijs, J.T.G. Pierik. *Small wind turbine systems for battery charging*. – *ARRAKIS, The Netherlands*. – 27 p. 9. Korendiy V. M. *Kinematic analysis of centrifugal and aerodynamic mechanisms of blades turning and folding of horizontal-axis wind turbines* / V. M. Korendiy // *Вісник Національного університету “Львівська політехніка”*. – 2014. – № 786: Оптимізація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – С. 40–48. 10. Korendiy V. M. *Kinematic analysis of combined mechanical systems of simultaneous blades turning and folding of horizontal-axis wind turbines* / V. M. Korendiy, V. I. Lozynskyy // *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Український міжвідомчий науково-технічний збірник*. – 2014. – № 48. – С. 38–46. 11. Кіницький Я. Т. *Теорія механізмів і машин: Підручник*. – К.: Наукова думка, 2002. – 660 с.