

10. Поляков А.А. Теоретический анализ основных механизмов эволюции трибосистем при избирательном переносе / А.А. Поляков // Долговечность трущихся деталей машин. – М.: Машиноведение, 1983. – №3. – С. 81.
11. Протасов Б. Анализ энергетических соотношений в трибосопряжении с использованием энтропийных оценок // Б. Протасов. – М.: Наука, 1987. – 309 с.
12. Рыжкин А. Термодинамические представления о процессах трения и изнашивания / А. Рыжкин. – М.: Наука, 1992. – 258 с.
13. Пригожин И. Термодинамическая теория структуры, устойчивости и флуктуаций / И.Г. Пригожин. – М.: Мир, 1973. – 264 с.

*При трении образуются новые упорядоченные структуры с регулируемым уровнем энтропии. Этот эффект может быть использован для регулирования фрикционных характеристик контакта. Используя принципы термодинамики неравновесных процессов в открытых системах доказано, что пара трения удовлетворяет принципам самоорганизации.*

**Энергетическая теория трения, вторичные структуры, абразивное изнашивание, энтропия.**

*At friction new ordered structures with adjustable level of entropy are formed. This effect can be used for regulation of frictional characteristics of contact. Using principles of thermodynamics of nonequilibrium processes in open systems it is proved, that friction pair satisfies to self-organising principles.*

**Energetics theory friction, secondary structure, abrasive wear, entropy.**

УДК 631.371

## **МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ГІДРОРЕАКТИВНОЇ ЛОПАТЕВОЇ МІШАЛКИ ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА**

**Г.А. Голуб, доктор технічних наук  
М.Ю. Павленко, інженер**

*Удосконалено математичну модель для визначення параметрів гідрореактивної лопатевої мішалки при виробництві дизельного біопалива.*

**Дизельне біопаливо, гідрореактивна лопатева мішалка, в'язке середовище, кут нахилу лопаток, діаметр форсунок.**

© Г.А. Голуб, М.Ю. Павленко, 2014

**Постановка проблеми.** При виробництві дизельного біопалива одним із ключових етапів є процес перемішування рослинної олії та метилату калію під час естерифікації, який безпосередньо впливає на кількісні та якісні показники виходу дизельного біопалива. Перемішування компонентів необхідних для отримання дизельного біопалива може здійснюватись за допомогою гідродинамічної кавітації, механічної та гідрореактивної мішалки. Для забезпечення повноти проходження процесу естерифікації доцільно використовувати гідрореактивну лопатеву мішалку, яка перемішує емульсію за рахунок гідрореактивного струменю із форсунок, розміщених на кінцях лопаток встановлених під певним кутом. Вирішення питання визначення параметрів гідрореактивної лопатевої мішалки при виконанні технологічних операцій дозволить отримати дані для оптимізації роботи обладнання при естерифікації дизельного біопалива.

**Аналіз останніх досліджень.** Одним із вагомих внесків у теоретичні дослідження виробництва дизельного біопалива зробив Драгнєв С.В. [1], який розробив математичну модель технологічного процесу естерифікації для виробництва дизельного біопалива на основі теорії нечітких множин та нечіткої логіки.

Експериментально виробництво дизельного біопалива з впливом конструктивних та технологічних параметрів на якісний та кількісний вихід дизельного біопалива досліджували Вірьовка М.І. [2], Муштрук М.М. [3], Драгнєв С.В. [4] та інші.

Таким чином, необхідність проведення теоретичного дослідження конструктивних параметрів обладнання для виробництва дизельного біопалива є досить актуальною.

**Метою досліджень** є удосконалення математичної моделі для визначення параметрів гідрореактивної лопатевої мішалки при виробництві дизельного біопалива.

**Результати досліджень.** При виробництві дизельного біопалива з використанням гідрореактивної лопатевої мішалки неможливо забезпечити досягнення якісних показників дизельного біопалива та мінімальних питомих витрат енергії без обґрунтування її параметрів.

Основними параметрами гідрореактивної лопатевої мішалки є швидкість її обертання, діаметр форсунок та кут нахилу лопаток. При взаємодії лопаток із в'язким середовищем може виникнути ситуація, коли тормозний момент лопаток перевищує реактивну силу. Для попередження цього, подачу в'язкої рідини, діаметр форсунок та кут нахилу лопаток слід вибирати такими, щоб забезпечити перемішування. Для розгляду взаємодії лопаток гідрореактивної лопатевої мішалки із в'язким середовищем

(компонентами для отримання дизельного біопалива) скористаємося схемою, яка зображена на рис. 1.

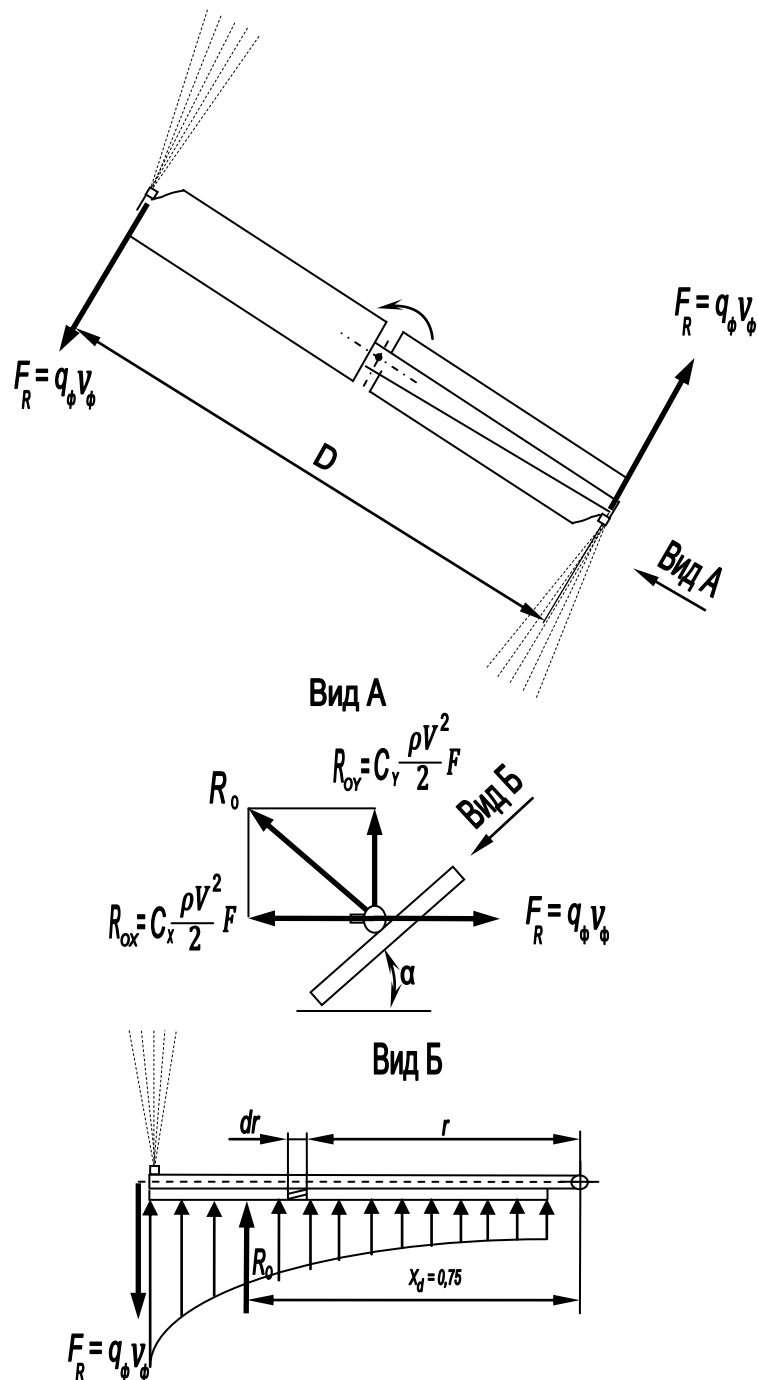


Рис. 1. Схема взаємодії лопаток гідрореактивної лопатевої мішалки із в'язким середовищем.

Лопатка гідрореактивної лопатевої мішалки, у загальному випадку встановлюється під кутом  $\alpha$  до напрямку руху лопатки. Рух лопатки здійснюється під дією реактивної сили струменя, що викидається із форсунок, встановлених на кінцях трубопроводів і в які подається суміш олії з метилатом калію. В'язке середовище

(компоненти для отримання дизельного біопалива) протидіє переміщенню лопатки, що рухається під дією реактивної сили струменя. Як відомо, на лопатку діють складові нормальній реакції опору в'язкого середовища. При цьому горизонтальна складова нормальній реакції опору в'язкого середовища протидіє руху лопатки, а вертикальна створює підйомну силу діючу на лопатку.

Реактивну силу струменя, що створює обертальний момент гідрореактивній лопатевої мішалки визначимо із другого закону Ісака Ньютона, який він сформулював у наступному вигляді (імпульс тіла дорівнює імпульсу сили) [5] при постійній швидкості вильоту струменя:

$$dm_{\phi}v_{\phi} = F_R dt \text{ або } F_R = \frac{dm_{\phi}}{dt}v_{\phi}.$$

де  $dm_{\phi}$  – маса рідини, що проходить через форсунку, кг;  $v_{\phi}$  – швидкість вильоту струменя через форсунку, м/с;  $F_R$  – реактивна сила струменя, Н;  $dt$  – час за який через форсунку проходить задана маса рідини, с;  $q_{\phi}$  – масовий розхід рідини через форсунку, кг/с.

При подачі в'язкого середовища насосом об'ємної дії масовий розхід залишається незмінним, а реактивна сила струменя становитиме:

$$F_R = q_{\phi}v_{\phi}, \quad (1)$$

Зазвичай у конструкціях гідрореактивних мішалок задіяні декілька форсунок. У такому випадку масовий розхід рідини через форсунки може бути визначений наступним чином:

$$q_{\phi} = \frac{q_H n_H \rho}{60} 10^{-6}, \quad (2)$$

де  $q_H$  – подача насоса (для шестерінчастих насосів приймається згідно технічної характеристики) [6], см<sup>3</sup>/об.;  $10^{-6}$  м<sup>3</sup>/см<sup>3</sup> – кількість кубічних метрів в одному кубічному сантиметрі;  $n_H$  – частота обертання насоса, об./хв.; 60 с/хв. – кількість секунд в одній хвилині;  $\rho$  – густина рідини, кг/м<sup>3</sup>.

Швидкість вильоту струменя через форсунку можна визначити наступним чином [7]:

$$v_{\phi} = \frac{Q_H}{\mu S_{\phi} n_{\phi}} = \frac{q_H n_H}{60 \mu S_{\phi} n_{\phi}} 10^{-6}, \quad (3)$$

де  $Q_H$  – розхід рідини через форсунки, м<sup>3</sup>/с;  $\mu$  – коефіцієнт зменшення площі перерізу струменя при витіканні рідини із

форсунки, відн. од. [8];  $S_\phi$  – фактична площа перерізу форсунки, м<sup>2</sup>;  $n_\phi$  – кількість форсунок, шт.

Таким чином, сумарна реактивна сила всіх струменів при подачі в'язкого середовища насосом об'ємної дії становитиме:

$$F_R = \left( \frac{q_H n_H}{60} 10^{-6} \right)^2 \frac{\rho}{\mu S_\phi n_\phi}. \quad (4)$$

Ньютон у праці "Математичні начала натуральної філософії", теоретично розрахував силу перпендикулярну до площини пластинки, що діє на неї в потоці рідини:

$$R = \rho v^2 A \sin^2 \alpha, \quad (5)$$

де  $R$  – повна аеродинамічна сила, Н;  $A$  – площа пластинки, м<sup>2</sup>;  $v$  – швидкість руху рідини відносно пластинки або навпаки, м/с;  $\alpha$  – кут нахилу пластинки по відношенню до швидкості руху рідини, град.

Рівнодіюча сил опору (повна аеродинамічна сила) може бути розкладена на дві складові  $R_{ox}$  та  $R_{oy}$ , які в аеродинаміці називаються відповідно лобовим опором (сила напору) і підйомною силою [9]:

$$R_{ox} = R \cos \alpha = \rho v^2 A \sin^2 \alpha \cos \alpha; \quad (6)$$

$$R_{oy} = R \sin \alpha = \rho v^2 A \sin^3 \alpha, \quad (7)$$

У аеродинаміці ці сили записуються через коефіцієнти у наступному вигляді [10]:

$$R_{ox} = C_x \frac{\rho v^2}{2} A; \quad (8)$$

$$R_{oy} = C_y \frac{\rho v^2}{2} A, \quad (9)$$

де  $C_x, C_y$  – коефіцієнти відповідно лобового опору та підйомної сили лопатки, відн. од.

В'язке середовище (компоненти для отримання дизельного біопалива) протидіє переміщенню лопаток, що рухаються під дією реактивних сил струменів. При русі лопатки в реальній рідині, крім сили тиску на лопатку, яка перпендикулярна поверхні лопатки і прикладена в центрі тиску, будуть діяти сила тертя та сила опору обумовлені кінцевими розмірами лопатки, які направлені вздовж лопатки. Для врахування дії цих сил, а також інших недосліджених факторів, уведемо безрозмірні коефіцієнти зміни підйомної сили лопатки  $k_y$  та лобового опору  $k_x$ . Тоді складові повної аеродинамічної сили можна записати наступним чином:

$$R_{OX} = C_X k_X \frac{\rho v^2}{2} A; \quad (10)$$

$$R_{OY} = C_Y k_Y \frac{\rho v^2}{2} A, \quad (11)$$

Перепишемо ці рівняння, врахувавши обертальний рух лопаток:

$$R_{OX} = C_X k_X \frac{\rho \omega^2 r^2}{2} A; \quad (12)$$

$$R_{OY} = C_Y k_Y \frac{\rho \omega^2 r^2}{2} A, \quad (13)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість обертання лопаток, рад/с;  $r$  – відстань від центру обертання до точки прикладення сил, м.

Таким чином, при обертанні лопаток наявний факт зміни лобового опору і підйомної сили в залежності від радіуса обертання лопатки. Визначимо елементарний лобовий опір і підйомну силу, які діють на елементарну площу лопатки довжиною  $dr$ , яка знаходиться на відстані  $r$  від осі обертання, врахувавши розміри лопатки згідно рис. 2 та при постійній частоті обертання:

$$dR_{OX} = C_X k_X \frac{\rho \omega^2 r^2}{2} h dr; \quad (14)$$

$$dR_{OY} = C_Y k_Y \frac{\rho \omega^2 r^2}{2} h dr, \quad (15)$$

де  $h$  – ширина лопаток, м, а також елементарний момент опору  $dM_R$ , який створює елементарна сила лобового опору діючи на елементарну площу лопатки довжиною  $dr$ , яка знаходиться на відстані  $r$  від осі обертання:

$$dM_R = dR_{OX} r = C_X k_X \frac{\rho \omega^2 r^3}{2} h dr. \quad (16)$$

Інтегруючи вирази для елементарної сили лобового опору та елементарного моменту опору, завдяки дії елементарної сили лобового опору, отримуємо значення сили лобового опору та моменту опору в залежності радіуса обертання лопатки:

$$R_{OX} = C_X k_X \frac{\rho \omega^2}{2} h \int r^2 dr; \quad (17)$$

$$M_R = C_X k_X \frac{\rho \omega^2}{2} h \int r^3 dr, \quad (18)$$

або

$$R_{OX} = C_X k_X \frac{\rho \omega^2}{6} h r_{\max}^3 ; \quad (19)$$

$$M_R = C_X k_X \frac{\rho \omega^2}{8} h r_{\max}^4 , \quad (20)$$

де  $r_{\max}$  – максимальний радіус лопатки, м.

Конструкція гідрореактивної лопатевої мішалки повинна бути виконана таким чином, щоб лопатки створювали підйомну силу направлену вгору, компенсуючи при цьому вагу мішалки та забезпечуючи зменшення або усунення навантаження на опорні підшипники. Скористаємося отриманими рівняннями для побудови динамічної моделі гідрореактивної лопатевої мішалки, яке буде мати наступний вигляд:

$$J \frac{d\omega}{dt} = \left( \frac{q_H n_H}{60} 10^{-6} \right)^2 \frac{\rho}{\mu S_\phi n_\phi} \sum_{i=1}^n r_{\phi i} - C_X k_X \frac{\rho \omega^2}{8} h \sum_{i=1}^n r_{\max i}^4 , \quad (21)$$

де  $r_{\phi i}$  – радіус установки  $i$ -ої форсунки, м;  $n$  – кількість форсунок, шт.;  
 $r_{\max i}$  – максимальний радіус  $i$ -ої лопатки, м,  
 або

$$J \frac{d\omega}{dt} = \beta - \gamma \omega^2 , \quad (22)$$

де  $J$  – момент інерції гідрореактивної лопатевої мішалки, кг м<sup>2</sup>;  $dt$  – зміна часу перемішування після початку роботи насоса, с;

$\beta = \left( \frac{q_H n_H}{60} 10^{-6} \right)^2 \frac{\rho}{\mu S_\phi n_\phi} \sum_{i=1}^n r_{\phi i}$  – крутний момент за рахунок реактивної

сили струї при подачі в'язкого середовища насосом об'ємної дії, який залежить від подачі та частоти обертання насоса, густини рідини, кількості форсунок, а також площі перерізу форсунки та умов

витікання із неї рідини, Н м;  $\gamma = C_X k_X \frac{\rho}{8} h \sum_{i=1}^n r_{\max i}^4$  – момент опору при роботі гідрореактивної лопатевої мішалки, кг м<sup>2</sup>.

Перепишемо диференціальне рівняння наступним чином:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\beta}{J} - \frac{\gamma}{J} \omega^2 ,$$

або

$$\frac{d\omega}{\frac{\beta}{J} - \frac{\gamma}{J} \omega^2} = dt . \quad (23)$$

Позначивши  $\frac{\beta}{J} = a$  та  $\frac{\gamma}{J} = b$ , отримаємо

$$\frac{d\omega}{a - b\omega^2} = dt.$$

Загальне рішення диференційного рівняння знайдемо у наступному вигляді [11]:

$$\frac{1}{2\sqrt{ab}} \ln \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega} = t. \quad (24)$$

Часткове рішення знайдемо виходячи із початкових умов: при  $t=0$  кутова швидкість обертання гідрореактивної лопатевої мішалки дорівнює початковій кутовій швидкості, тобто  $\omega = \omega_{II}$ :

$$\begin{aligned} \frac{1}{2\sqrt{ab}} \left( \ln \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega} - \ln \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{II}}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{II}} \right) &= t; \quad (25) \\ \ln \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega} - \ln \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{II}}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{II}} &= 2t\sqrt{ab}; \\ \ln \frac{(\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega)(\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{II})}{(\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega)(\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{II})} &= 2t\sqrt{ab}; \\ \frac{(\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega)(\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{II})}{(\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega)(\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{II})} &= \exp(2t\sqrt{ab}); \\ \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega} &= \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{II}}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{II}} \exp(2t\sqrt{ab}); \\ \sqrt{a} + \sqrt{b}\omega &= \sqrt{a} \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{II}}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{II}} \exp(2t\sqrt{ab}) - \\ &\quad - \sqrt{b}\omega \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{II}}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{II}} \exp(2t\sqrt{ab}) \\ \sqrt{b}\omega + \sqrt{b}\omega \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{II}}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{II}} \exp(2t\sqrt{ab}) &= \\ &= \sqrt{a} \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{II}}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{II}} \exp(2t\sqrt{ab}) - \sqrt{a} \end{aligned}$$



$$\omega\sqrt{b} \left[ 1 + \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{\Pi}}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{\Pi}} \exp(2t\sqrt{ab}) \right] =$$

$$= \sqrt{a} \left[ \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{\Pi}}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{\Pi}} \exp(2t\sqrt{ab}) - 1 \right]$$

Таким чином, остаточно отримаємо вираз для визначення динаміки зміни кутової швидкості обертання гідрореактивної лопатевої мішалки, який має наступний вигляд:

$$\omega = \sqrt{\frac{a}{b}} \frac{\left[ \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{\Pi}}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{\Pi}} \exp(2t\sqrt{ab}) - 1 \right]}{\left[ 1 + \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{\Pi}}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{\Pi}} \exp(2t\sqrt{ab}) \right]}. \quad (26)$$

В усталеному режимі обертання гідрореактивної лопатевої мішалки, її кутова швидкість обертання становить:

$$\omega_y = \sqrt{\frac{a}{b}}. \quad (27)$$

На рис. 2 представлено криві розгону гідрореактивної лопатевої мішалки в залежності від частоти обертання насоса при куті установки лопаток  $60^\circ$ .

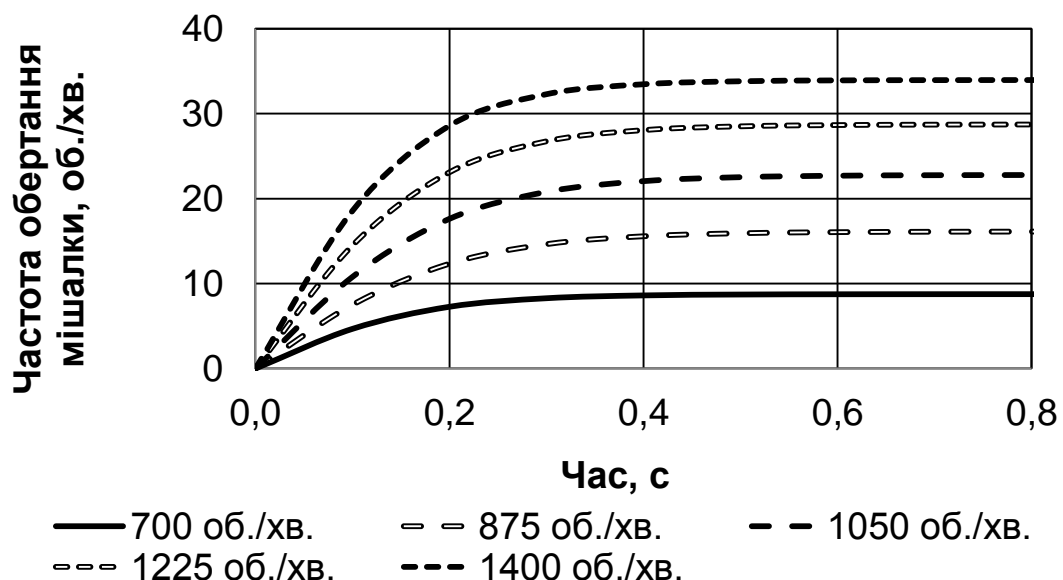


Рис. 2. Криві розгону гідрореактивної лопатевої мішалки в залежності від частоти обертання насоса при куті установки лопаток  $60^\circ$ .

Із графіка видно, що збільшення частоти обертання насоса практично не впливає на швидкість розгону та досягнення усталеної частоти обертання гідрореактивної лопатевої мішалки. Так, наприклад, при частоті обертання насоса 700 об./хв., усталена частота обертання гідрореактивної лопатевої мішалки становить 8,76 об./хв., а при частоті обертання насоса 1400 об./хв. – 34 об./хв.

На рис. 3 представлено залежність усталеної частоти обертання гідрореактивної лопатевої мішалки в залежності від частоти обертання насоса при куті установки лопаток  $60^{\circ}$ . Із графіка видно, що збільшення частоти обертання насоса призводить до збільшення усталеної частоти обертання гідрореактивної лопатевої мішалки. Так, наприклад, при частоті обертання насоса 700 об./хв., значення усталеної частоти обертання гідрореактивної лопатевої мішалки становить 8,76 об./хв., а при частоті обертання насоса 1400 об./хв., – 34 об./хв.



Рис. 3. Залежність усталеної частоти обертання гідрореактивної лопатевої мішалки в залежності від частоти обертання насоса при куті установки лопаток  $60^{\circ}$ .

На рис. 4 представлено залежність усталеної частоти обертання гідрореактивної лопатевої мішалки в залежності від кута установки лопаток при частоті обертання насоса 1050 об./хв.

Із графіка видно, що збільшення кута установки лопаток призводить до зменшення усталеної частоти обертання гідрореактивної лопатевої мішалки. Так, наприклад, при куті установки лопаток  $30^{\circ}$ , теоретичне значення усталеної частоти обертання гідрореактивної лопатевої мішалки становить 26,76 об./хв., експериментальне – 27,63 об./хв., а при куті установки лопаток  $90^{\circ}$  – 21,02 об./хв. та 21,58 об./хв., відповідно. Середнє

значення відхилення теоретичних значень від експериментальних не перевищує 2 %.

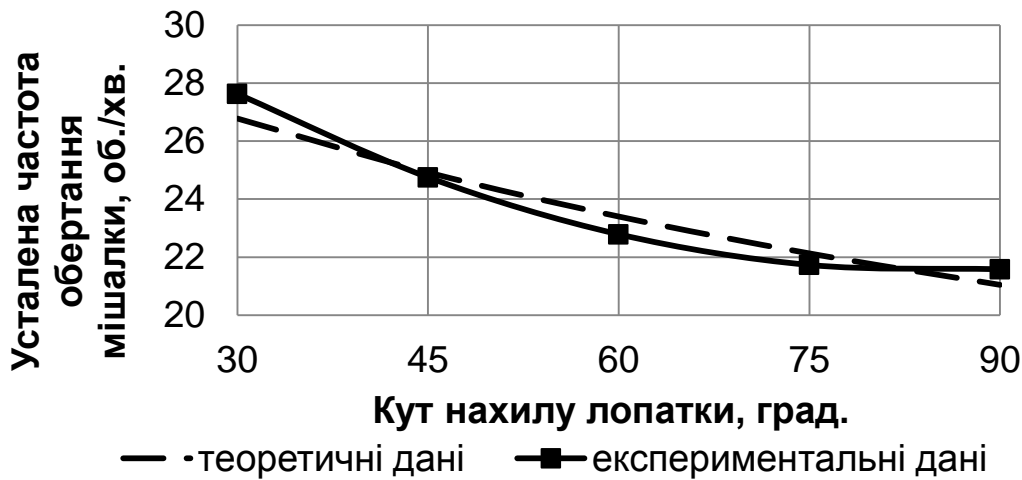


Рис. 4. Залежність усталеної частоти обертання гідрореактивної лопатевої мішалки в залежності від кута установки лопаток при частоті обертання насоса 1050 об./хв.

Потужність, яка необхідна для подачі рідини в гідрореактивну лопатеву мішалку, що забезпечить її роботу, визначається за загальновідомим виразом:

$$N_M = \frac{q_H n_H}{60 \eta_H} 10^{-6} H_H, \quad (28)$$

де  $N_M$  – потужність насоса, Вт;  $\eta_H$  – коефіцієнт корисної дії насоса, відн. од.;  $H_H$  – тиск створюваний насосом, Па.

Потужність, яка споживається привідним електродвигуном насоса із електричної мережі становитиме:

$$N_{ЕЛ} = \frac{N_M}{\eta_{ЕД} \cos \varphi} k_{ЗЕД} = \frac{q_H n_H 10^{-6}}{60 \eta_H \eta_{ЕД} \cos \varphi} H_H k_{ЗЕД}, \quad (29)$$

де  $N_{ЕЛ}$  – потужність, яка споживається привідним електродвигуном із електричної мережі, Вт;  $\eta_{ЕД}$  – коефіцієнт корисної дії електродвигуна, відн. од.;  $\cos \varphi$  – частка активної потужності у повній потужності електродвигуна, відн. од.;  $k_{ЗЕД}$  – коефіцієнт запасу потужності електродвигуна, відн. од.

Питомі витрати енергії на виробництво дизельного біопалива становитимуть:

$$E = \frac{N_{ЕЛ}}{Q} = \frac{q_H n_H 10^{-9}}{60 Q \eta_H \eta_{ЕД} \cos \varphi} H_H k_{ЗЕД}, \quad (30)$$

де  $E$  – питомі витрати енергії на виробництво дизельного біопалива, кВт год./м<sup>3</sup>;  $Q$  – продуктивність процесу перемішування, м<sup>3</sup>/год.

**Висновок.** Удосконалена математична модель для визначення параметрів гідрореактивної лопатевої мішалки при виробництві дизельного біопалива дозволяє розрахувати динаміку її розгону та визначити усталену частоту обертання в залежності від обертів насоса та кута нахилу лопаток.

### Список літератури

1. [http://www.vzta.com.ua/ru/produkcija/nasosy\\_shesterennye/nsh10b-3\\_nsh10g-3\\_nsh10d-3/](http://www.vzta.com.ua/ru/produkcija/nasosy_shesterennye/nsh10b-3_nsh10g-3_nsh10d-3/)
2. Голуб Г.А. Параметри кільцевого трубчатого етерифікатора для виробництва біодизельного палива / Г.А. Голуб, М.І. Віршовка // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2009. – Вип. 134, ч. 2. – С. 124–131.
3. Двайт Г.Б. Таблицы интегралов и другие математические формулы / Б.Г. Двайт : [пер. с англ. Н.В. Леви под ред. К.А. Семендяева], 2-е изд. – М.: Наука, 1966. – 228 с.
4. Драгнєв С.В. Експериментальні дослідження технологічних показників процесу естерифікації рослинних олій / С.В. Драгнєв // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2010. – Вип. 144, ч. 3. – С. 163–172.
5. Драгнєв С.В. Нечітке моделювання технологічного процесу виробництва дизельного біопалива / С.В. Драгнєв // Науковий вісник Національного аграрного університету. – К., 2007. – Вип. 117. – С. 350–357.
6. Драгнєв С.В. Обґрунтування конструктивних параметрів періодичного реактора естерифікації рослинних олій / С.В. Драгнєв, С.М. Кухарець // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2010. – Вип. 144, ч. 4. – С. 334–342.
7. Драгнєв С.В. Обґрунтування критеріїв подібності перемішування у процесі естерифікації рослинних олій / С.В. Драгнєв, В.М. Поліщук // Науковий вісник Національного аграрного університету. – К., 2007. – Вип. 125. – С. 392–399.
8. Киттель Ч. Механика. Берклеевский курс физики / Ч. Киттель, У. Найт, М. Рудерман // Учебник для вузов. 3-е изд. – Санкт-Петербург Москва Краснодар: Лань, 2005. – 480 с.
9. Кухлинг Х. Справочник по физике / Х. Кухлинг : [пер. с нем. 2-е изд.]. – М.: Мир, 1985. – 520 с.
10. Муштрук М. Виробництво дизельного біопалива з технічних тваринних жирів / Муштрук М., Сухенко Ю., Сухенко В. // Техніка та технології АПК. – 2013. – № 4 (43). – С. 17–20.
11. Яковлев А.И. Основы гидродинамического расчета траловых распорных досок / А.И. Яковлев. – М.: ВНИРО, 1955. – 16 с.

*Усовершенствовано математическую модель для определения параметров гидрореактивной лопастной мешалки при производстве дизельного биотоплива.*

**Дизельное биотопливо, гидрореактивная лопастная мешалка, вязкая среда, угол наклона лопаток, диаметр форсунок.**

*Mathematical model for determining the parameters of hydro jet paddle mixer in production of biodiesel is improved.*

**Biodiesel, hydro jet impeller, viscous medium, blade angle, diameter nozzles.**

УДК 631.5

## **АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ТЕХНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИРОЩУВАННЯ ОЗИМОЇ ПШЕНИЦІ**

***В.М. Зубко, кандидат технічних наук  
Сумський національний аграрний університет***

*Стаття присвячена питанню підвищення біологічної та «залікової» врожайності озимої пшениці, шляхом забезпечення оптимальних умов для росту і розвитку рослини.*

***Озима пшениця, дослідження, вимоги рослини, сільськогосподарська машина, забезпечення якості, врожай.***

**Постановка проблеми.** За роки незалежності України врожайність озимої пшениці зросла з 26-28 ц/га до 60-75 ц/га. І це ще не повністю використаний потенціал культури. На підвищення врожайності істотно вплинули: якість посівного матеріалу, засоби захисту рослин, які використовували для обробки посівного матеріалу та у процесі росту і розвитку рослини, стимулятори росту рослин, мінеральні добрива, впровадження іноземних машин, які підвищують якість виконання механізованої технологічної операції та зменшують тривалість її виконання.

При цьому, повністю реалізувати потенціал рослини заважає неповне, а інколи те, що взагалі не враховуються потреби рослини на кожній окремій фазі розвитку, що стримує її ріст, який не можна компенсувати на інших фазах.

**Аналіз останніх досліджень.** Виробництво зерна в останні роки постійно зростає, хоча і менше, ніж населення. В зв'язку з урбанізацією у країнах, підвищенням добробуту в ряді країн, що розвиваються, структура харчування людей змінюється. Вже сьогодні спостерігається зростання частки м'яса в їжі і ця тенденція

© В.М. Зубко, 2014