

# РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ЧОТИРИЛОПАТЕВОГО ВІДЦЕНТРОВОГО РОЗКИДАЧА ДОБРИВ

Кобець А.С., к.т.н., проф., Науменко М.М., к.т.н., доц.,  
Пономаренко Н.О., асп.

*Дніпропетровський державний аграрний університет*

*На основі аналізу руху матеріальної частинки по лопаті відцентрового робочого органу вздовж направляючого ребра обґрунтовані конструкційні характеристики чотирилопатевого розкидача.*

Для забезпечення сходу з диска декількох потоків гранул з різними початковими швидкостями пропонується схема робочого органу, що представлена на рис.1.

Робоча поверхня диска утворюється чотирма лопатями нахиленими до горизонтальної поверхні диска під деяким кутом  $\alpha$  (на рис.1 показана тільки одна з них). На кожній лопаті розміщені по три направляючі ребра, поздовжні осі яких орієнтовані під прямим кутом до лінії перетину поверхонь лопаті і диска. Для покращення рівномірності рознесення добрив [1], більша частина добрива вноситься довгим ребром, середнє ребро повинно винести додатково 53,66% об'єму, що припадає на ребро довге, при цьому радіус його дії складає  $2/3$  від ширини захвату довгого ребра, а на коротке ребро припадає 11,24% об'єму, що розсіюється довгим ребром і його радіус дії складає  $1/3$  від ширини захвату.

**Постановка проблеми.** Згідно з викладеною інформацією ширина ділянки, що обробляється (на яку вноситься добриво) розбивається на три частини. Кожне ребро на лопаті повинно вносити добрива на відведену йому територію. Для того щоб це відбувалося необхідно визначити довжину кожного ребра, а також положення його на лопаті. В першому наближенні вважатимемо, що мета буде досягнута, якщо гранули на середньому ребрі набуватимуть швидкість вильоту яка складатиме  $2/3$  від швидкості гранул, що злітають з ребра довгого, а на короткому ребрі –  $1/3$  від швидкості гранул, що злітають з того ж довгого ребра. Для визначення швидкості вильоту туків з ребра, що починається на довільній відстані  $a$  від центра диска ( $a = 00_1$ . Рис.1) використовується теорема додавання швидкостей, згідно з якою

$$\bar{V} = \bar{V}_r + \bar{V}_e, \quad (1)$$

де:  $\bar{V}_r$  – відносна швидкість, вздовж направляючого ребра;  
 $\bar{V}_e$  – переносна швидкість, яка для вилітаючої з диска туки визначається за відомої кутової швидкості диска  $\omega$  і довжини ребра  $l$  як  $\bar{V}_e = \omega \cdot \sqrt{l^2 \cos^2 \alpha + a^2}$ .

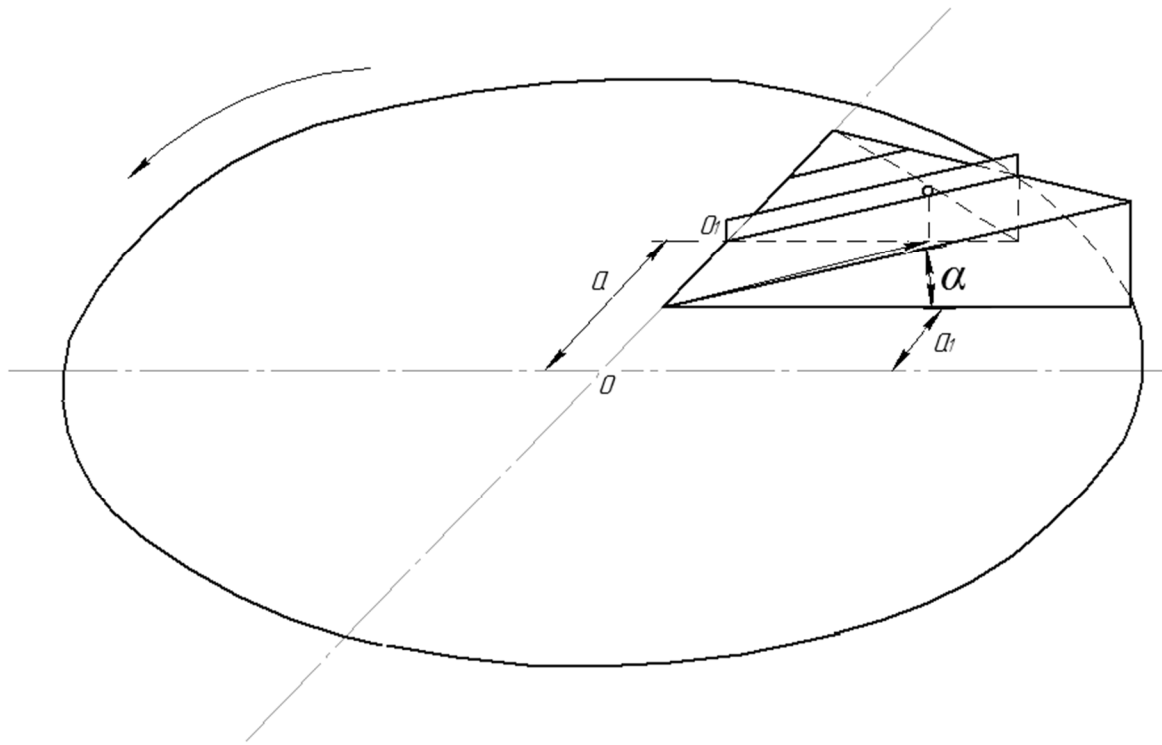


Рис.1 – Схема визначення швидкості вильоту туки

Відносна швидкість може бути знайденою за теоремою про зміну кінетичної енергії у відносному русі з формули:

$$\frac{mV^2}{2} - \frac{mV_0^2}{2} = A(F_e) + A(F_{Тл}) + A(F_{Тр}) + A(P) \quad (2)$$

де:  $A(F_e)$  – робота переносної сили інерції  $F_e$  на переміщені вздовж ребра;  
 $A(F_{Тл})$  – робота сили тертя, яка виникає на поверхні лопаті в результаті дії сили  $F_e$  та ваги туки  $P$ ;  
 $A(F_{Тр})$  – робота сили тертя, яка виникає на поверхні вертикального ребра від сили інерції Кориоліса  $F_c$  та переносної сили  $F_e$ ;  
 $A(P)$  – робота сили ваги;  
 $V_0$  – початкова відносна швидкість.

Переносна сила інерції  $F_e^{ін}$  може бути визначеною як:

$$F_e^{ін} = m\omega^2 r,$$

де:  $r$  – відстань від вертикальної осі обертання диска до туки (рис.2), що приймається за матеріальну точку масою  $m$ .

Очевидно, що через поточну координату  $x$  відстань  $r$  можна знайти як:

$$r = \sqrt{(x \cos \alpha)^2 + a^2}$$

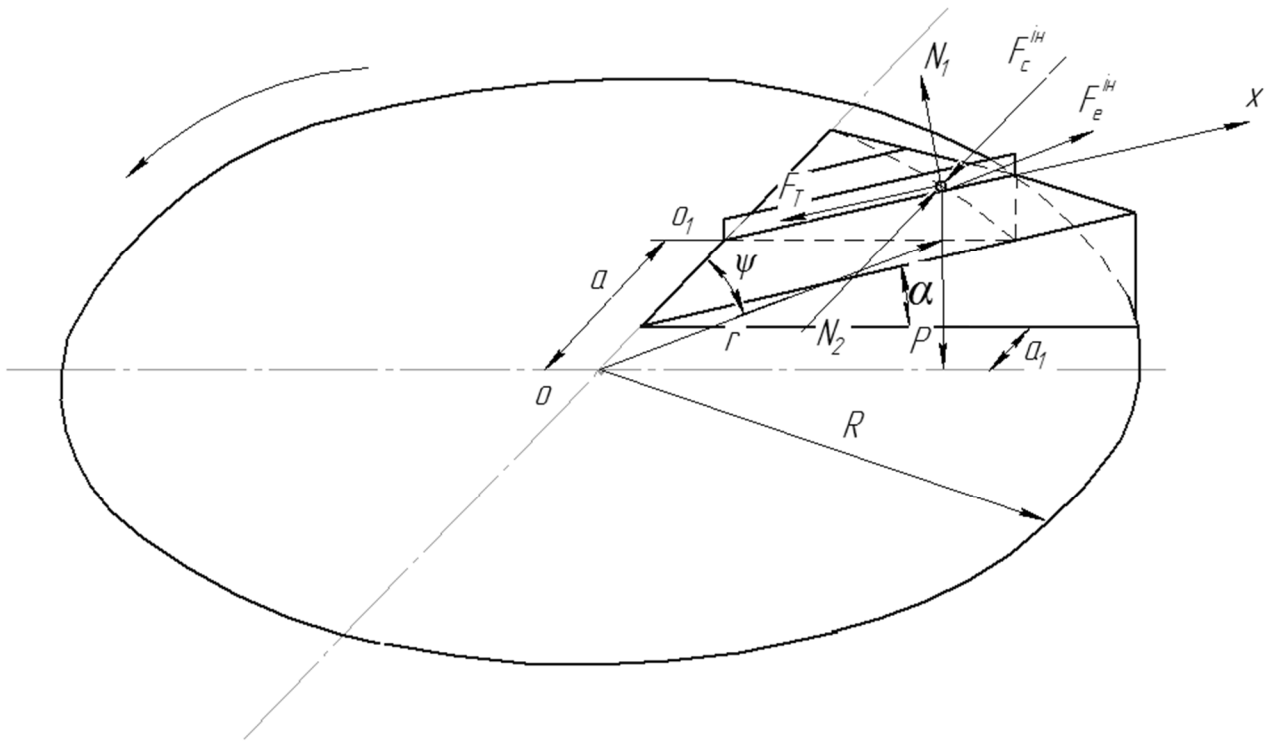


Рис.2 – Схема сил, що діють на гранули

$F_c^{ih}$  – Коріолісова сила інерції,  $F_e^{ih}$  – переносна сила інерції,  $P$  – вага,  $N_1$  – нормальна реакція лопаті в вертикальній площині,  $N_2$  – нормальна реакція ребра (в горизонтальній площині),  $F_T$  – сумарна сила тертя.

Проекція сили  $F_e^{ih}$  на вісь  $O_1X$  визначається як:

$$F_{ex}^{ih} = m\omega^2 r \sin \psi \cos \alpha$$

де:  $\sin \psi = \frac{x \cos \alpha}{r}$  (рис.2);  
 $m$  – маса туки.

Таким чином:

$$F_{ex}^{ih} = m\omega^2 x \cos^2 \alpha$$

Робота переносної сили інерції на переміщенні  $l$  визначається як

$$A(F_e^{ih}) = \int_0^l m\omega^2 x \cos^2 \alpha dx = \frac{1}{2} m\omega^2 \cos^2 \alpha l^2$$

Для довільного ребра:

$$l_k = \sqrt{R_k^2 - a^2} / \cos \alpha,$$

де:  $R_k$  – відстань від осі обертання диска до краю ребра з індексом  $k$ , ( $k = 1, 2, 3$ ; для  $k = 1$   $R_k = R_1 = R$ ).

Тоді:

$$A(F_e^{iH}) = \frac{1}{2} m \omega^2 (R_k^2 - a^2) \quad (3)$$

Сила тертя на поверхні лопаті  $F_{ТЛ}$  визначається через нормальну реакцію  $N_{1_}$  (рис.2), яка обумовлена вагою туки  $P$  і переносною силою інерції  $F_e^{iH}$ , тобто:

$$N_1 = P \cos \alpha + F_e^{iH} \sin \psi \sin \alpha.$$

Тоді:

$$F_{ТЛ} = f \left( mg \cos \alpha + m \omega^2 r \cdot \frac{x}{r} \cos \alpha \sin \alpha \right) = fm (g \cos \alpha + \omega^2 x \cos \alpha \sin \alpha)$$

де:  $f$  – коефіцієнт тертя.

Робота сили тертя на поверхні лопаті  $A(F_{ТЛ})$  визначається як:

$$A(F_{ТЛ}) = - \int_0^l fm (g \cos \alpha + \omega^2 x \cos \alpha \sin \alpha) dx = - fmg \cos \alpha \cdot l - \frac{l^2}{2} fm \omega^2 \sin \alpha \cos \alpha$$

Або враховуючи, що  $l_k = \sqrt{R_k^2 - a^2} / \cos \alpha$ , отримаємо:

$$A(F_{ТЛ}) = - fmg \sqrt{R_k^2 - a^2} - fm \omega^2 \cdot \frac{1}{2} (R_k^2 - a^2) \sin \alpha / \cos \alpha \quad (4)$$

Сила тертя на поверхні ребра визначається через горизонтальну реакцію  $N_2$ , яка обумовлена Коріолісовою силою інерції і переносною, тобто:

$$N_2 = F_c^{iH} - F_e^{iH} \cos \psi.$$

Коріолісова сила інерції  $F_c^{iH}$  діє в тій же горизонтальній площині, що і сила  $F_e^{iH}$  і визначається як:

$$F_c^{iH} = 2m\omega V_r \cos \alpha.$$

Коріолісова сила інерції направлена під прямим кутом до вертикального ребра, в результаті чого

$$N_2 = 2m\omega V_r \cos \alpha - m\omega^2 r \cos \psi,$$

де:  $\cos \psi = a/r$ .

Тоді сила тертя  $F_{\text{тр}}$  визначається як:

$$F_{\text{тр}} = f(2m\omega V_r \cos \alpha - m\omega^2 a) \quad (5)$$

Робота цієї сили визначається як:

$$A(F_{\text{тр}}) = -\int_0^l 2fm\omega V_r \cos \alpha dx + \int_0^l fm\omega^2 a dx \quad (6)$$

Як показують точні розрахунки [3], відносна швидкість пропорціональна відстані до центра диска. Використовуючи теорему про середнє значення [5] для першого інтеграла формули (6) можна записати:

$$\int_0^l 2fm\omega V_r \cos \alpha dx = 2fm\omega V_{\text{сер}} l \cos \alpha,$$

де середнє значення відносної швидкості визначається як:  $V_{\text{сер}} = \frac{1}{2}(V_0 + V)$ .

Приймаючи, що початкова відносна швидкість  $V_0 = \omega a \cos \alpha$ , для  $A(F_{\text{тр}})$  отримаємо:

$$A(F_{\text{тр}}) = -fm\omega(\omega a \cos \alpha + V)\sqrt{R_K^2 - a^2} + fm\omega^2 a\sqrt{R_K^2 - a^2} / \cos \alpha \quad (7)$$

Робота сили ваги  $P$  визначається як:

$$A(P) = -mgl_K \sin \alpha. \quad (8)$$

Підставляючи вирази (3), (4), (7), (8) в формулу (2) отримаємо:

$$\begin{aligned} \frac{mV^2}{2} - \frac{mV_0^2}{2} = & \frac{1}{2}m\omega^2(R_K^2 - a^2) - fmg\sqrt{R_K^2 - a^2} - fm\omega^2 \cdot \frac{1}{2}(R_K^2 - a^2) \sin \alpha / \\ & \cos \alpha - fm\omega(\omega a \cos \alpha + V)\sqrt{R_K^2 - a^2} + \\ & + fm\omega^2 a\sqrt{R_K^2 - a^2} / \cos \alpha - mgl_K \sin \alpha \end{aligned} \quad (9)$$

Якщо в останній вираз підставити відстань від центра до першого ребра ( $a = a_1$ ), то можна отримати:

$$\frac{mV^2}{2} - \frac{m}{2}\omega^2 a_1^2 \cos^2 \alpha =$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{1}{2} m \omega^2 (R_K^2 - a_1^2) - f m g \sqrt{R_K^2 - a_1^2} - \frac{1}{2} f m \omega^2 \cdot \\
&\quad \cdot (R_K^2 - a_1^2) \sin \alpha / \cos \alpha - f m \omega^2 a_1 \cos \alpha \sqrt{R_K^2 - a_1^2} - f m V \sqrt{R_K^2 - a_1^2} \\
&\quad + \frac{f m \omega^2 a_1 \sqrt{R_K^2 - a_1^2}}{\cos \alpha} - m g l_K \sin \alpha
\end{aligned}$$

або

$$\begin{aligned}
V^2 + 2Vf\omega \sqrt{R_K^2 - a_1^2} &= \omega^2 a_1 \cos \alpha \left( a_1 \cos \alpha - 2f \sqrt{R_K^2 - a_1^2} \right) + \\
&+ \omega^2 (R_K^2 - a_1^2) (1 - f \sin \alpha / \cos \alpha) - 2fg \cos \alpha \sqrt{R_K^2 - a_1^2} + \\
&+ 2f\omega^2 a_1 \sqrt{R_K^2 - a_1^2} / \cos \alpha - 2gl_K \sin \alpha.
\end{aligned}$$

Звідки для відносної швидкості на вильоті з довгого ребра можна отримати:

$$V = -c_1 + \sqrt{c_1^2 + c_2} \quad (10)$$

де:  $c_1 = f\omega \sqrt{R_K^2 - a_1^2}$

$$\begin{aligned}
c_2 &= \omega^2 a_1 \cos^2 \alpha (a_1 \cos \alpha - 2f \sqrt{R_K^2 - a_1^2} + \omega^2 (R_K^2 - a_1^2) (1 - f \sin \alpha / \cos \alpha) - \\
&- 2fg \sqrt{R_K^2 - a_1^2} + 2f\omega^2 a_1 \sqrt{R_K^2 - a_1^2} / \cos \alpha - 2gl_K \sin \alpha.
\end{aligned}$$

Згідно з схемою до визначення абсолютної швидкості (рис.3)

$$V_a = \sqrt{(V_a \cos \alpha_0)^2 + (V_r \sin \alpha)^2}, \quad (11)$$

де:  $\alpha_0$  – кут вильоту туки;

$V_a \cos \alpha_0$  – проекція швидкості вильоту на горизонтальну площину;

$V_r \sin \alpha$  – проекція швидкості вильоту на вертикальну площину.

Проекція  $V_a \cos \alpha_0$  знаходиться як результат геометричного додавання переносної швидкості  $V_e$  та проекції відносної швидкості на горизонтальну площину, тобто

$$V_a \cos \alpha_0 = \sqrt{(V_r \cos \alpha)^2 + V_e^2 + 2V_e V_r \cos \alpha \cos \gamma},$$

де:  $\gamma$  – кут між вектором переносної швидкості  $V_e$  та проекцією відносної швидкості на горизонтальну площину.

Як витікає зі схеми, наведеної на рис.4, кут  $\gamma$  визначається як

$$\gamma = 180^\circ - \varphi.$$

Тоді для кута вильоту можна отримати:

$$\alpha_0 = \arccos \frac{\sqrt{(V_r \cos \alpha)^2 + V_e^2 + 2V_e V_r \cos \alpha \cos \gamma}}{V_a} \quad (12)$$

Наведені формули дозволяють обґрунтувати деякі конструкційні характеристики розсіювача. На рис.5 наведені залежності швидкості вильоту туків і кутів вильоту від положення ребра для лопаті у якої проекція криволінійного краю на горизонтальну поверхню збігається з контуром диска.

Розрахунки проведено за такими вихідними даними: кутова швидкість диска  $\omega = 57,6$  рад/с; радіус диска  $R = 0,3$  м; кут нахилу лопаті  $\alpha = 0,5236$  рад; коефіцієнт тертя туки по лопаті  $f = 0,35$ .

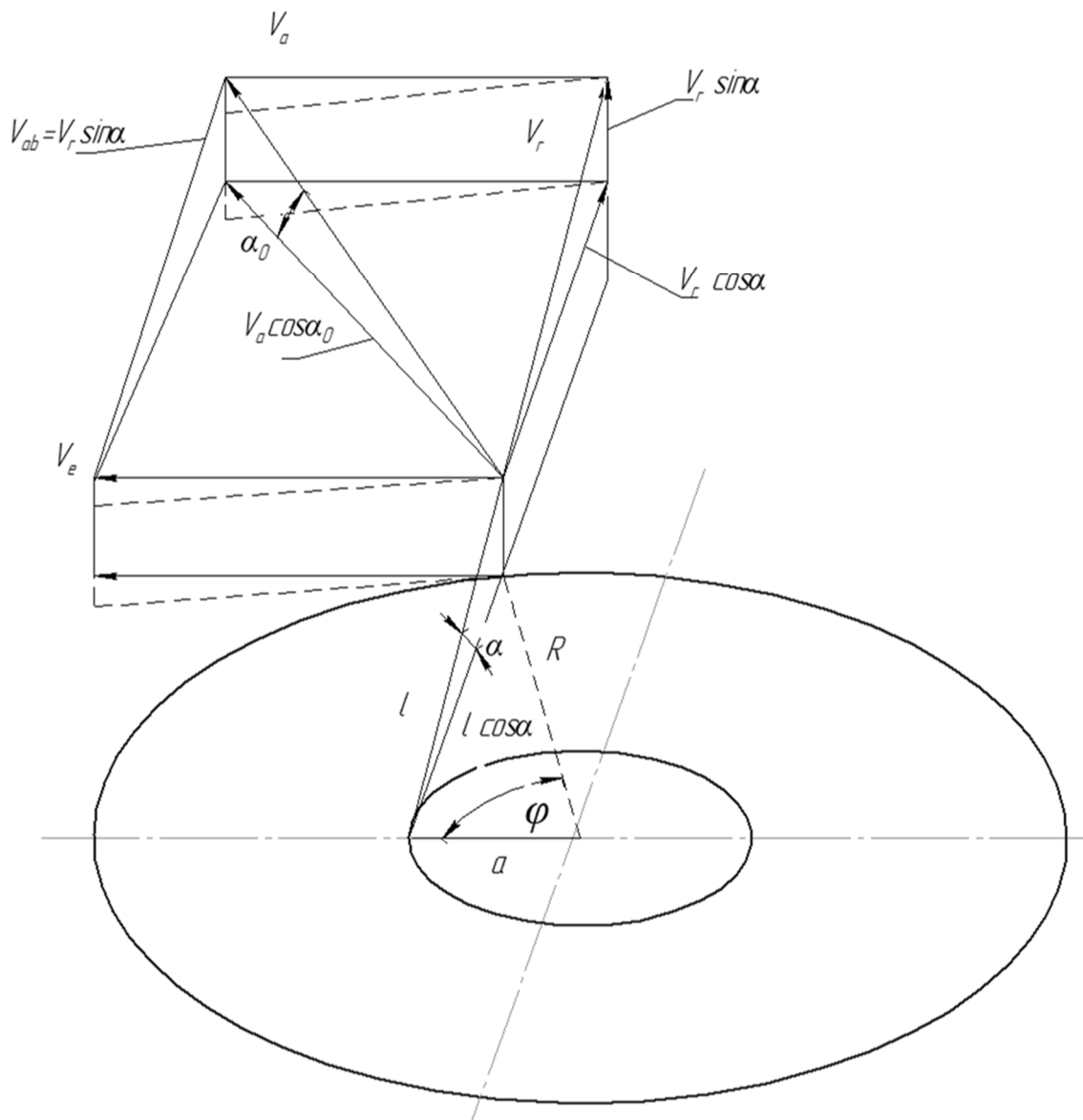


Рис.3 – Схема до визначення швидкості вильоту гранули

Як видно з рис. 5 швидкість вильоту при віддалені ребра від центра диска падає, а кут вильоту зростає. Це означає, що можливе перехрещення траєкторій руху туків, які злітають з довгого ребра і з ребра короткого. Щоб цього уникнути необхідно змінити саму лопать. Один з варіантів такої зміни передбачає, що відстань від криволінійного краю лопаті до осі обертання диска не є сталою, а зменшується в напрямку обертання диска як показано на рис.4 штриховою лінією. За умови, що ребра будуть закінчуватись на краю лопаті, буде забезпечуватись не одна й та сама переносна швидкість для кожного ребра, а різна. Це дає можливість змінювати конструкцію таким чином, щоб перехрещення траєкторій окремих потоків не відбувалося.

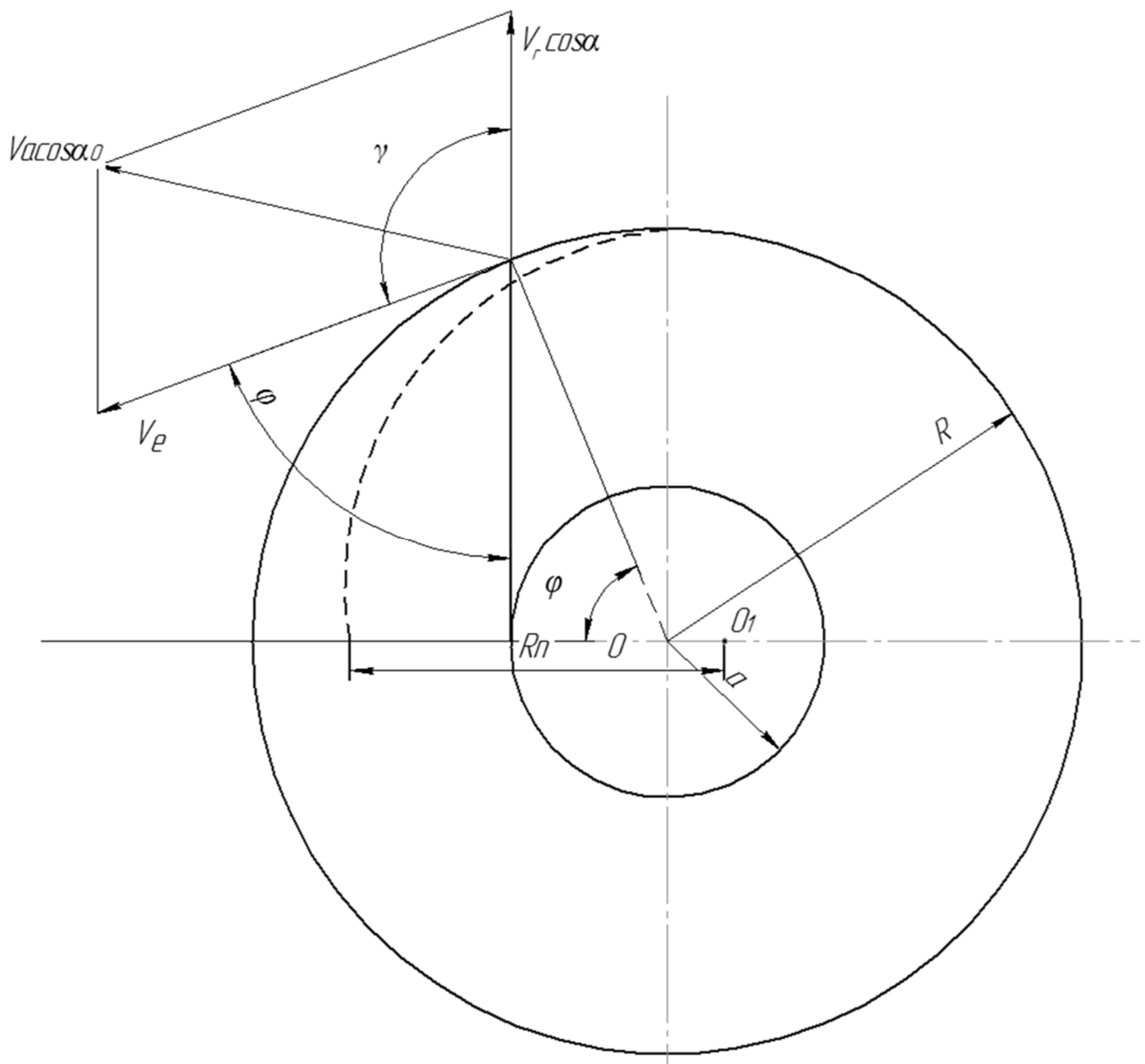


Рис.4 - Схема визначення кута  $\gamma$



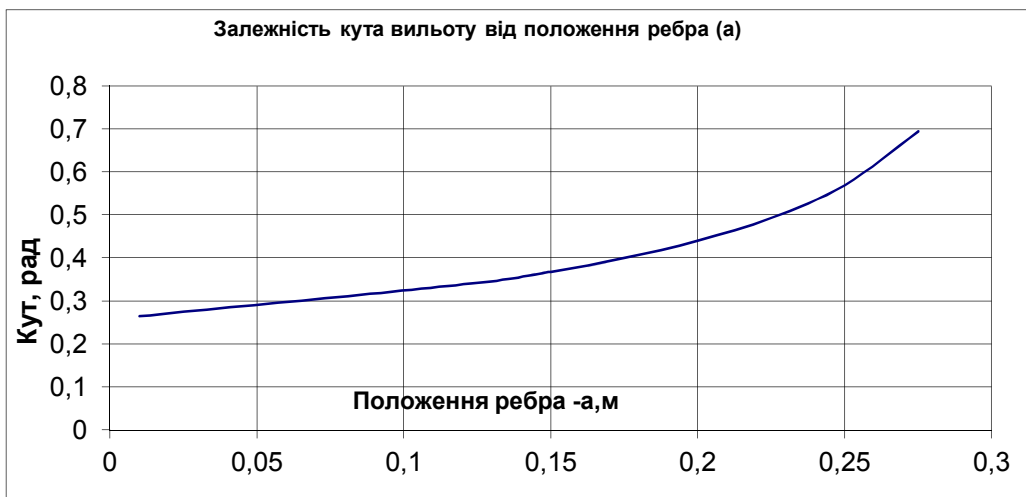
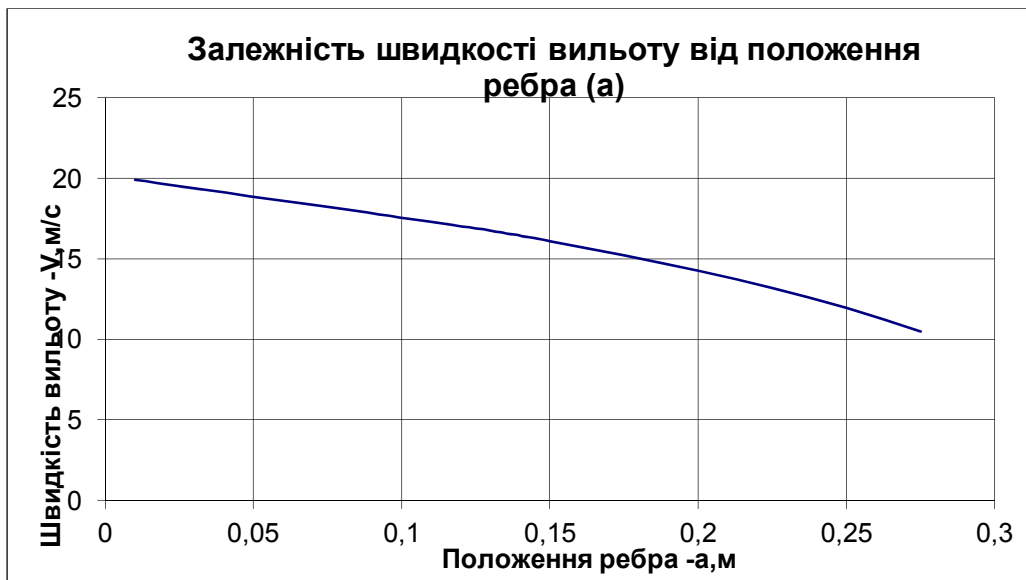


Рис.5 - Залежності швидкості вильоту та кута вильоту від положення ребра на лопаті

## Висновки

1. Виведені достатньо прості для інженерного застосування формули, що дають можливість обґрунтувати конструкцію дискового розсіювача добрив, який гарантовано покращує розсіювання.

2. Отримані формули дозволяють визначати абсолютну швидкість вильоту туків з диска і кут вильоту, які необхідні для визначення ширини захвату розсіювача.

## Список використаних джерел

1. Кобець А.С. Розробка конструкції відцентрового розкидача добрив / А.С.Кобець, М.М.Науменко, Н.О.Пономаренко// Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету. – Дніпропетровськ, 2013. – Вип.2. – с.124-128. (Механізація сільського господарства).

## Аннотация

### РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ЧЕТЫРЕХЛОПАСТНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО РАЗБРАСЫВАТЕЛЯ УДОБРЕНИЙ

Кобец А., Науменко М., Пономаренко Н.

*На основе анализа движения материальной частицы по лопасти центробежного рабочего органа вдоль направляющего ребра обоснованы конструкционные характеристики четырехлопастного разбрасывателя.*

## Abstract

### DEVELOPMENT OF CONSTRUCTION OF FOURBLADE CENTRIFUGAL THROWING ABOUT OF FERTILIZERS

A. Kobec, M. Naumenko, N. Ponomarenko

*On the basis of analysis of motion of material particle for the blades of centrifugal working organ along a sending rib structural descriptions of the fourblade throwing about are grounded.*

УДК 631.333

### ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ЧОТИРИЛОПАТЕВОГО ВІДЦЕНТРОВОГО РОЗКИДАЧА МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРИВ

Кобець А.С., проф., Науменко М.М., к.т.н., Пономаренко Н.О., асп.

*Запропоновано роторний робочий орган, конструкційні особливості якого дозволяють покращити рівномірність розсіювання мінеральних добрив.*

Мінеральні добрива та хіммеліоранти, що застосовуються в нашій країні і передових країнах світу, переважно вносять за технологією основного удобрення ґрунту суцільним способом по його поверхні. Аналогічно проводять і підживлення окремих сільськогосподарських культур [2 – 4].

За останні 15 років ситуація з використанням мінеральних добрив у сільськогосподарському виробництві країн СНГ погіршилась. Однією з причин такої зміни є висока вартість мінеральних добрив та машин для їх внесення. Не меншу роль відіграє і дороговизна паливо-мастильних матеріалів, оскільки питомі витрати палива і матеріальних ресурсів дуже високі.

**Постановка проблеми.** У сільськогосподарському виробництві надзвичайно широко використовуються розкидачі мінеральних добрив відцентрового типу найрізноманітніших конструкцій, бо продуктивність таких машин найвища. Проте рівномірність розкидання мінеральних добрив цими машинами не задовольняє агротехнічних вимог виконання процесу і становить 60-80 % [4].

П.М. Василенком детально розроблена теорія руху окремої частинки по