



Міністерство освіти і науки України

Національний університет водного господарства  
та природокористування

Кафедра будівельних, дорожніх, меліоративних  
сільськогосподарських машин та обладнання

**02-01-461**

## **МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

до виконання практичних робіт на тему:

**«РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ БИЛЬНОГО ТА ШТИФТОВОГО  
МОЛОТИЛЬНОГО АПАРАТА»,**

**«РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ОЧИСТКИ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО  
КОМБАЙНА»**

з курсу:

**«Сільськогосподарські машини»**

для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського)  
рівня за спеціальністю 208 «Агроінженерія»  
денної та заочної форм навчання

Рекомендовано  
науково-методичною  
комісією за спеціальністю  
208 «Агроінженерія»,  
протокол № 10 від 29.08.2019 р.



Методичні вказівки до виконання до виконання практичних робіт на тему: «Розрахунок параметрів бильного та штифтового молотильного апарата», «Розрахунок параметрів очистки зернозбирального комбайна» з курсу: «Сільськогосподарські машини» для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за спеціальністю 208 «Агроінженерія» денної та заочної форм навчання / Сиротинський О. А., Бундза О. З. – Рівне : НУВГП, 2019. – 27 с.

Укладачі: Сиротинський О. А., к.т.н., доц. кафедри будівельних, дорожніх, меліоративних, сільськогосподарських машин та обладнання; Бундза О. З., к.т.н., доц. кафедри будівельних, дорожніх, меліоративних, сільськогосподарських машин та обладнання.

Відповідальний за випуск: Кравець С. В., д.т.н., професор, завідувач кафедри будівельних, дорожніх, меліоративних, сільськогосподарських машин та обладнання.

## РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Войтюк Д. Г. Сільськогосподарські машини: основи теорії та розрахунку : навч. посіб. / Д. Г. Войтюк, С. С. Яцун, М. Я. Довжик; За ред. Д. Г. Войтюка. Суми : Університетська книга, 2008. 544 с.: іл.
2. Войтюк Д. Г., Яцун С. С., Довжик М. Я. Сільськогосподарські машини: основи теорії та розрахунку : навч. посіб. / За ред. Д. Г. Войтюка. Суми : Університетська книга, 2008. 543 с.; іл.
3. Кобець А. С. Теорія і розрахунок сільськогосподарських машин : практикум / Кобець А. С., Пугач А. М. Дніпропетровськ: Вид-во "Свідлер А.Л.", 2011. 164 с.
4. Сиротинський О. А., Дмишук М. Д. Механізація лісового і сільського господарства. Лабораторний практикум. (За редакцією О. А. Сиротинського) Частина I (Механізація сільського господарства) : навчальний посібник. Березне: Надслучанський інститут, 2007. 250 с.: іл.

## ЗМІСТ

Рекомендована література .....	2
1. Практична робота № 7 Розрахунок параметрів бильного та штифтового молотильного апарата .....	3
2. Практична робота № 8 Розрахунок параметрів очистки зернозбирального комбайна .....	12

© О. А. Сиротинський,  
О. З. Бундза, 2019  
© Національний університет  
водного господарства та  
природокористування, 2019



## РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ БИЛЬНОГО ТА ШТИФТОВОГО МОЛОТИЛЬНОГО АПАРАТА

**Мета роботи:** навчитися визначати основні геометричні та кінематичні параметри бильного і штифтового молотильних апаратів, обчислювати регулювальні параметри; засвоїти методику побудови розгортки штифтового поля барабана.

Формат листа графічної частини - А1 Рекомендований масштаб -1:2

### ЗАГАЛЬНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Зерно з колоса виділяють обмолотом. Обмолот - це нанесення ударів по рослинній масі і протягування її між поверхнями. Внаслідок ударів і витирання під час протягування порушуються зв'язки плоду (зернівки) із квітколожем і лусками колоска.

Швидкість і прискорення руху маси в молотильному апараті є найважливішими параметрами, що діють як на технологічні, так і на енергетичні показники роботи молотильних пристроїв. Якість роботи молотильних пристроїв оцінюють коефіцієнтами:

$\delta_z$  - недомолот;  
 $S$  - сепарація;  
 $d_z$  - подрібнення;  
 $\psi$  - засміченість.

Основними параметрами бильного барабана є довжина  $L_b$ , діаметр  $D_b$ , число бил  $i$ , частота обертів  $n$ , маса барабана  $m_b$ .

Молотильні пристрої повинні забезпечувати максимальну продуктивність комбайна при втратах, що не перевищують значення, які допускаються: коефіцієнт недомолоту  $\delta_z < 0,9 \%$ , коефіцієнт подрібнення  $d_z < 2,5 \%$  для продовольчого і  $d_z < 1,0 \%$  для насінневого зерна.

До регулювальних параметрів молотильних пристроїв належать частота обертів барабана  $n$  та зазори  $\delta$  між билами і поперечними планками підбарабання.

Параметри попереднього настроювання бильного молотильного пристрою наведені в табл. 7.1.

Фактичний зазор на вході залежить від фактичної подачі маси  $q$  (кг/с), лінійної швидкості робочих елементів барабана  $V_b$  (м/с), довжини деки  $l_d$  (м), об'ємної маси соломи і зерна  $\gamma$  (кг/м<sup>3</sup>), діаметра барабана  $D_b$  (м).

$$\delta = \frac{\beta \cdot q}{D_b \cdot l_d \cdot V_b \cdot \gamma} \quad (7.1)$$

Фактичну подачу маси  $q$  визначають за формулою

$$q = q_z + q_c,$$

де  $q_z$ ,  $q_c$  - подача відповідно зерна і соломи, кг/с;

Подачу зерна і соломи розраховують за залежностями, кг/с:

$$q_z = 0,01Q_z \cdot B_{жс} \cdot V_m; \quad (7.2)$$

$$q_c = 0,01Q_c \cdot B_{жс} \cdot V_m; \quad (7.3)$$



де  $Q_z$  і  $Q_c$  - урожайність відповідно зерна і соломи, ц/га;

$V^m$  - робоча швидкість комбайна, м/с;

$B_{жс}$  - ширина захвату жатки комбайна, м.

$$\beta = q_c / q_z + q_z \quad (7.4)$$

Відношення називають коефіцієнтом солонистості.

Таблиця 7.1

**Параметри попереднього настроювання бильного молотильного пристрою**

Культура	Лінійна швидкість робочих елементів барабана $V_{\delta}$ , м/с	Зазори 8, мм	
		на вході	на виході
Пшениця, жито, ячмінь	30-32	20	4
Овес	28-30	17	4
Рис	27-34	20	4
Просо, коріандр	21-24	14	4
Кукурудза	13-15	35	18
Гречка, боби	15-18	18	5
Горох	12-15	18	10
Соняшник	10-12	40	25

Із формули (7.4) одержуємо, що

$$q_c = q_z \beta / 1 - \beta, \quad (7.5)$$

або

$$q_c / q_z = \beta / 1 - \beta.$$

Прийmemo  $q_c / q_z = m$ , тобто маємо відношення маси соломи до маси зерна.

$$\text{Тоді} \quad m = \beta / 1 - \beta, \quad (7.6)$$

або

$$\beta = m / 1 + m. \quad (7.7)$$

Діаметр барабана (м) розраховують з використанням залежності

$$D_{\delta} = \frac{V_{\delta} \cdot \Delta t \cdot i}{\pi}, \quad (7.8)$$

де  $i$  - кількість бил барабана;  $i = 6; 8; 10; 12$  (тільки парне значення);

$\Delta t$  - проміжок часу між ударами сусідніх бил;  $\Delta t = 0,0045-0,0075$  с. Довжина молотильного барабана дорівнює, м

$$L_{\delta} = \frac{q}{q_o \cdot i}, \quad (7.9)$$

де  $q_o$  - допустима подача маси на 1 м довжини била;  $q_o = 0,25-0,35$  кг/с-м (за вологості маси 14-18%). З підвищенням вологості на кожні 5 % до знижують на 15-20 %.

Частота обертів барабана

$$n = \frac{30 \cdot V_{\delta}}{\pi \cdot r}, \quad (7.10)$$

де  $r = D_{\delta} / 2$ , м.



Кутову швидкість барабана визначають за формулою,  $\text{с}^{-1}$

$$\omega = \frac{V_{\delta}}{r} \quad (7.11)$$

Потужність на привод молотильного пристрою дорівнюватиме

$$N_o = \frac{q \cdot V_{\delta}^2}{1000(1-f)}, \quad (7.12)$$

де  $f$  - коефіцієнт пропорційності, що враховує опір при протягуванні хлібної маси (коефіцієнт опору підбарабання);  $f = 0,6-0,75$ .

Потужність на холостий хід барабана

$$N_{x.x.} = \frac{A\omega + B\omega^2}{1000}, \quad (7.13)$$

де  $A$  та  $B$  - коефіцієнти пропорційності;  $A = 0,3$  Н·м,  $B = 9,7-10^{-4}$  Н·м/с на 1 м довжини барабана.

Сумарна потужність на привод молотильного барабана

$$N = N_o + N_{x.x.} \quad (7.14)$$

Момент інерції барабана визначають за формулою В.П. Горячкіна,  $\text{кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$

$$J = N_o / \omega \cdot d\omega / dt, \quad (7.15)$$

де  $d\omega / dt$  - кутове прискорення;  $d\omega / dt = 7,5-15 \text{ с}^{-2}$ .

Втрати зерна за молотильним барабаном можливо визначити з виразу

$$\eta_{\delta} = k_3 \cdot e^{-l_{\delta} \mu_{\delta}}, \quad (7.16)$$

де  $k_3$  - вміст зерна, %.

$$k_3 = 1 - \beta_c; \quad (7.17)$$

$\beta_c$  - коефіцієнт солемистості культури;

$\mu_{\delta}$  - коефіцієнт сепарації підбарабання. Визначається з рівняння, 1/мм

$$\mu_{\delta} = \frac{1,7 \cdot 10^{-3} \cdot q}{5}; \quad (7.18)$$

$l_{\delta}$  - довжина деки, яку розраховують за формулою, мм

$$l_{\delta} = 0,5 (D_{\delta} + \delta_1 + \delta_2) \psi, \quad (7.19)$$

де  $\delta_1$  і  $\delta_2$  - мінімальні зазори відповідно на вході і на виході з барабана, м.

$\psi$  - кут обхвату декою барабана,  $\psi = 2,6$  рад ( $150^{\circ}$ ).

## ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

Визначаючи основні геометричні та кінематичні параметри бильного і штифтового молотильного апаратів будують розгортку штифтового поля барабана. Виписують вихідні дані кожний за своїм варіантом (табл. 7.2-7.4). А далі:

1) по залежностях (7.2) і (7.3) визначають секундну подачу зернової і незернової частину врожаю;



- 2) за формулами (7.4), (7.6) і (7.7) обчислюють коефіцієнт солостості маси  $\beta$ ; відношення маси соломи до маси зерна  $m$ ;
- 3) визначають геометричні параметри барабана: діаметр  $D_b$ , довжину  $L_b$  - залежності (7.8) та (7.9), а частоту його обертів  $n$  - залежність (7.10);
- 4) із рівняння (7.11) визначають  $\omega$  - кутову швидкість барабана;
- 5) за залежностями (7.12), (7.13), (7.14) та (7.15) обчислюють енергетичні показники роботи молотильного барабана:  $N_o$  - потужність на обмолот;  $N_{х.х}$  - потужність на холостий хід;  $N$  - сумарну потужність на привод барабана і його приведенний момент інерції  $J$ .

Таблиця 7.2

**Вихідні дані до розрахунку параметрів бильного та штифтового молотильного апарата**

Показник	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	пшениця	жито	просо	соняшник	гречка	горох	боби	кукурудза	пшениця	жито
Урожайність, ц/га:										
зерна	20	18	25	15	17	20	18	45	25	12
соломи	30	25	22	15	17	22	21	20	20	21
$q_o$ , кг/с-м	0,25	0,27	0,28	0,29	0,3	0,31	0,32	0,33	0,34	0,26
$f$	0,6	0,65	0,7	0,75	0,62	0,63	0,72	0,75	0,79	0,7
$d\omega / dt$	7,5	8,0	7,6	10	11	9	8,5	8,7	9,0	9,3
$V_{\delta}$ , м/с	30	28	25	13	15	12	15	10	32	29
$V_m$ , м/с	3	3,5	2,4	2,5	2	2,3	2	2,8	2,5	3
$B_{ж}$ , м	6	7	6,6	5,6	6	6	7	4,2	6	7
Кількість планок	6	8	10	12	6	8	10	12	6	8

б) використовуючи залежності (7.19), (7.18), (7.17) та (7.16), визначають втрати зернової частини врожаю за молотильним пристроєм  $\eta_b$ ,

7) для побудови теоретичних залежностей  $\eta_b = f(\mu_b)$  і  $\mu_b = f(q)$  приймають  $q = 3$  кг/с;  $q = 4$  кг/с;  $q = 6$  кг/с;  $q = 8$  кг/с;  $q = 10$  кг/с та  $q = 12$  кг/с.

Після складання залежностей (7.2) та (7.3) одержимо, що  $q = 0,01QB_{ж}V_m$ .

Із цієї залежності, м/с 
$$V_m = \frac{q}{0,01QB_{ж}}$$

Після визначення  $V_m$  для заданих  $q$  будують графік  $\eta_b = f(V_m)$ .

**ПОБУДОВА РОЗГОРТКИ ШТИФТОВОГО БАРАБАНА І ПІДБАРАБАННЯ**

1) Підраховують загальне число штифтів на барабані (рис.7.1, 7.2.) за формулою  $Z = q / q_o$ , де  $q_o$  - допустима подача маси на 1 штифт;  $q_o = 0,025—0,04$  кг/с шт. Кіль-



кість штифтів округляють до цілого значення кратного  $M$ .

2) Кількість планок для кріплення штифтів:  $M = K \cdot m$ , де  $K$  - кількість ходів гвинта штифтового поля;  $K = 3; 4; 5$ ;  $m$  - кількість штифтів, що проходять по кожному сліду;  $M = 8—10—12$  планок, тому  $m = M / K$ .

3) За формулою (7.8) підраховують діаметр барабана штифтового молотильного апарата.

4) Визначають довжину барабана, мм:  $L_{\delta} = l_{\delta} + 2\Delta l_{\delta}$ , де  $l_{\delta}$  - відстань між крайніми слідами штифтового поля, мм;  $l_{\delta} = (Z/K - 1) a_k$ ;  $a_k$  - відстань між сусідніми слідами штифтів, мм;  $a_k = 28—30—32$  мм;  $\Delta l_{\delta}$  - збільшення довжини планки барабана для закріплення на ній крайнього штифта;  $\Delta l_{\delta} = 18$  мм. Таким чином

$$L_{\delta} = (Z / K - 1) \cdot a_k + 2\Delta l_{\delta}.$$

5) Побудову розгортки барабана штифтового молотильного пристрою виконати в такій послідовності:

а) у масштабі (1:2 або 1:2,5) проводять  $M+1$  паралельних горизонтальних ліній на відстані

$$C = \frac{\pi \cdot (d - h)}{M},$$

де  $h$  - робоча довжина штифта;  $h = 72$  мм;

$d$  - діаметр барабана, мм;

$M$  - кількість планок, шт.;

б) на нижній лінії (1-10) в тому самому масштабі відкладають довжину барабана  $L_{\delta}$ ;

в) через т. 1 перпендикулярно лінії 1-1<sub>0</sub> проводять лінію 1-1'. Точки перетину лінії 1-1' з горизонтальними лініями позначають 2, 3, 4, ...,  $M$ . Із точки 1<sub>0</sub> перпендикулярно лінії 1-1<sub>0</sub> проводять лінію 1<sub>0</sub>-1<sub>0</sub>' і точки перетину з горизонталями позначають 2<sub>0</sub>, 3<sub>0</sub>, 4<sub>0</sub>, ...,  $M_0$ ;

г) на лінії 1-1<sub>0</sub> (нижня горизонталь) відкладають зліва і справа відрізки 1-  $A_1$  і 1<sub>0</sub> -  $A_2$  дорівнюють  $\Delta l_{\delta}$ , та проводять з цих точок перпендикуляри до перетину їх з лінією 1<sub>0</sub>-1<sub>0</sub>';

д) від т.  $A_1$  вправо відкладають відрізки довжиною  $l_1 = M / K \cdot a_k$  на лінії 1-1<sub>0</sub> та позначають точки  $B_1, \Gamma_1, D_1, B_1, E_1, Z_1$  і т. д.

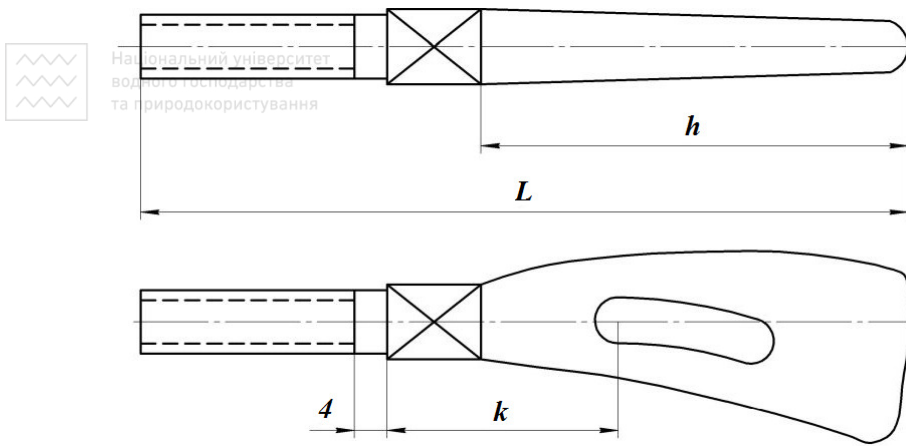
Знаходять крок гвинта  $t = K \cdot l_1$  та відповідну точку на лінії 1-1<sub>0</sub> (на рис. 7.2 - т.  $B_1$ ), після чого з'єднують точки  $B_1$  та  $A_1'$ . Пряма, яка з'єднує ці точки, є повною розгорткою гвинта з кількістю ходів  $K$ ;

е) через точки  $B_1, \Gamma_1, D_1, B_1, E_1, Z_1, \dots$ , проводять лінії, які паралельні  $B_1A_1$ ;

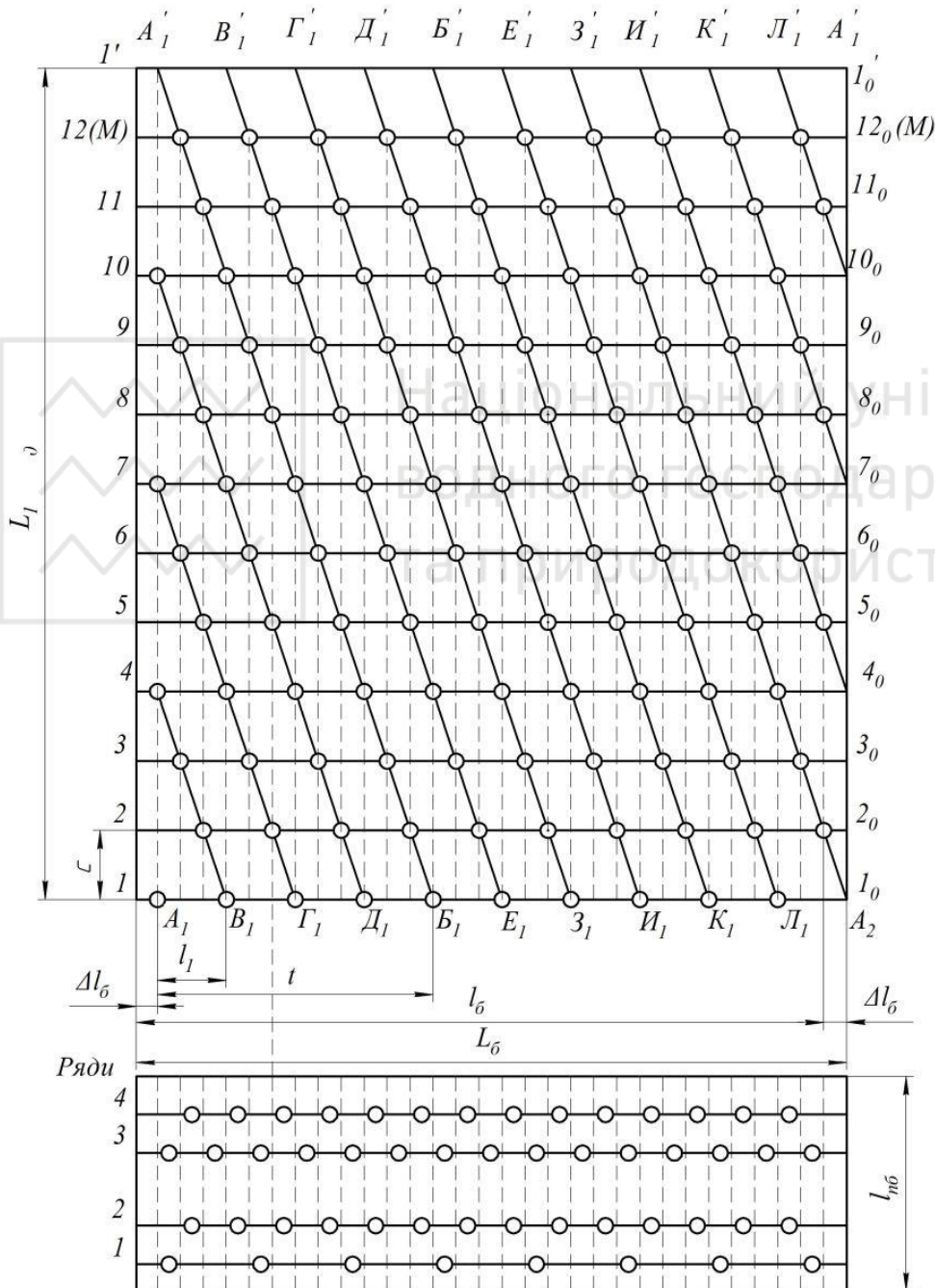
ж) точки перетину похилих ліній з горизонталями є центрами отворів для закріплення штифтів на барабані;

з) на підбарабанні штифти встановлюють у 4, 5 або 6 рядів, залежно від довжини ряду:  $l_{n\delta} = r_{n\delta} \cdot \Psi$ , де  $r_{n\delta}$  - радіус підбарабання, мм;  $\Psi$  - кут обхвату барабана підбарабанням;  $\Psi = 2,6$  рад;

і) у першому ряду штифти розташовують на відстані  $4a_k$  (для зменшення опору затягування маси в молотильний зазор), а в усіх інших -  $2a_k$ . У кожному ряду штифти розташовують посередині суміжних слідів штифтів, які розміщені на барабані, в подальших рядах штифти мають шахматний порядок (рис. 7.2).



**Рис.7.1. Шаблевидний штифт барабана**



**Рис. 7.2. Розгортка штифтового поля барабана:** кількість планок  $M = 12$ , ходів  $c = 4$ ; діаметр барабана по основі штифтів  $d_0 = 0,535$  м

Звіт з практичної роботи виконують у робочому зошиті, а розгортку штифтового поля барабана та підбарабання - на листі формату А1.

Шаблевидний штифт барабана поділяють на штифти нормального виконання:  $L = 113$  мм,  $h = 69$  мм,  $k = 38$  мм; з подовженим хвостовиком:  $L = 125$  мм,  $h = 69$  мм,  $k = 38$  мм; укорочені:  $L = 103$  мм,  $h = 39$  мм,  $k = 34$  мм



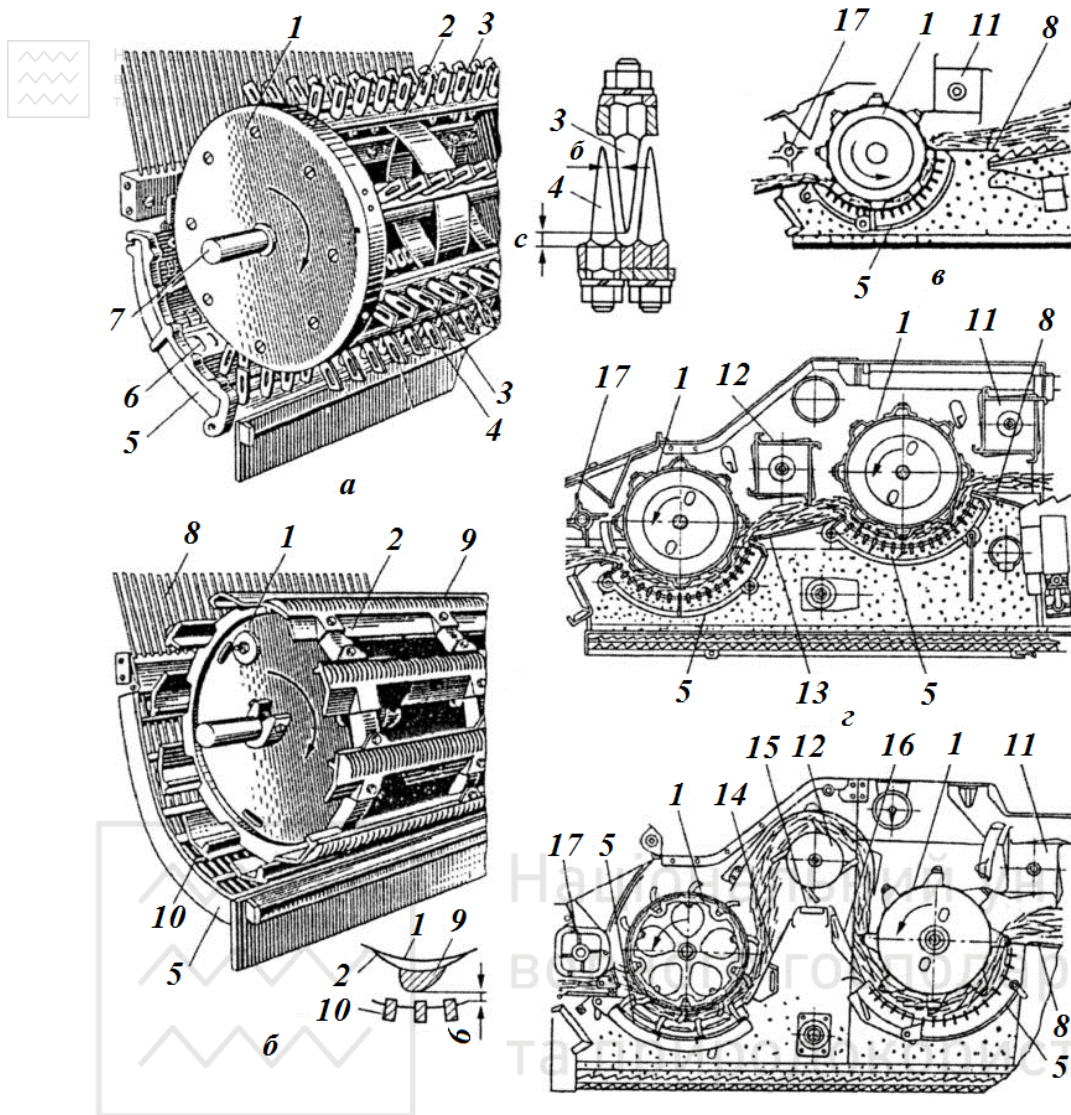

**Параметри комбайна для орієнтовного визначення класу комбайна**

Клас комбайна	Потужність, кВт	Ширина захвату жатки, м	Маса, т	Місткість бункера, м <sup>3</sup>	Площа, м <sup>2</sup>	
					очисника	соломотряса
3	59	3,1	4,9	2,4	2,37	3,44
4	80	3,8	6,8	3,4	3,03	4,17
5	106	4,1	8,4	4,7	3,59	4,84
6	122	4,8	9,1	5,2	4,13	5,82
7	133	5,1	9,7	6,0	4,49	5,99
8	143	5,3	10,2	6,4	4,89	6,67
9	165	5,7	11,0	6,7	5,00	6,67
11	184	6,1	12,0	7,3	5,75	8,28

Таблиця 7.4

**Технічні характеристики комбайнів та їх клас**

Фірма	Тип	Ширина молотарки, м	Площа соломотряса, м <sup>2</sup>	Ефективна площа сепарації, м <sup>2</sup>	Площа очисника (решіт), м <sup>2</sup>	Місткість бункера, м <sup>3</sup>	Потужність двигуна, кВт (к. с.)	Індекс	Клас
CLAAS	C0228CS	1,58	-	-	6,12	10,0	243 (330)	136	11
NEW HOLLAND	TF-46	1,56	-	-	6,50	9,15	243 (330)	134	11
CLAAS	DO 48	1,58	6,93	12,03	6,12	7,50	199 (270)	123	10
JOHN DEERE	2066	1,67	7,68	10,62	5,83	7,50	199 (270)	114	9
MASSEY-F	MF 40 PS	1,68	6,69	10,43	5,40	7,90	195 (265)	112	9
DEUTZ-F	4080 HTS	1,52	6,69	9,97	5,75	7,50	194 (250)	108	8
MDW	517	1,62	7,68	9,83	6,18	5,50	168 (228)	104	8
FIATAGRI	3890	1,60	7,25	8,43	5,51	6,50	147 (200)	93	7
CASE IH	8900	1,40	6,13	7,10	4,50	6,40	147 (200)	82	7
MASSEY-F	MF-30	1,40	6,30	7,20	4,50	5,20	110(150)	76	6
JOHN DEERE	9440	1,36	5,56	6,51	4,11	6,40	123 (167)	75	6
NEW HOLLAND	TX-30	1,04	3,48	6,21	3,70	4,90	103(140)	67	5
JOHN DEERE	1166	1,04	3,90	5,39	3,5	4,40	92(125)	60	5
SAMPO	SR 2050	1,12	4,60	4,93	3,40	3,30	74(100)	53	4
DEUTZ-F	34.80	1,11	3,83	4,63	3,10	3,30	78(106)	52	4
SAMPO	SR 2045	1,12	4,60	4,93	3,40	3,30	64 (87)	51	3
FORD NH	8030	1,04	3,79	4,46	2,80	3,13	67 (91)	47	3
CASE IH	3600	1,12	3,20	3,69	2,40	2,60	63 (85)	41	2
SAMPO	680	1,03	5,52	4,32	1,04	2,50	62 (84)	39	2
FIATAGRI	3300	0,87	3,07	3,70	2,17	2,30	56 (76)	38	1
MASSEY-F	MF-8	0,78	1,40	1,90	0,70	0,8	40 (55)	19	1



**Рис. 7.3. Молотильні апарати:**

**а** - штифтовий;  
**б** - бильний;  
**в** - комбайна СК-5;  
**г** - комбайна СК-6-II і "Енисей-1200";  
**д** - комбайнів рисової модифікації СКПП-6; 1 - барабан; 2 і 10 - планки; 3 і 4 - штифти; 5 - підбарабання; 6, 13 і 14 - решітки; 7 - вал; 8 - пальцева решітка; 9 - било; 11 - відбійний бітер; 12 - проміжний бітер; 15 і 16 напрямні щитки; 17 - приймальний бітер

### Запитання для самоконтролю

1. Від чого залежить вибір типу молотильного пристрою зернозбирального комбайна?
2. Як визначити середню подачу хлібної маси в молотильний апарат бильного типу?
3. Як визначити довжину бильного барабана?
4. Як визначити частоту обертання молотильного барабана?
5. З якою метою будується розгортка штифтового барабана молотильного апарата?

### Задачі за темою "Розрахунок параметрів бильного та штифтового молотильного апарата"

1. Визначити максимальну допустиму швидкість комбайна СК-5 "Нива" при збиранні пшениці з урожайністю зерна 40 ц/га і відношенні зерна до соломи 1:1,5. Ширина захвату жатки 4 м. У молотильний апарат потрапляє 80 % соломи від усього врожаю соломи.

2. Розрахувати потужність, що йде на обмолот хлібної маси бильним молотильним апаратом, якщо діаметр апарата 600 мм, частота його обертання  $900 \text{ хв}^{-1}$ , коефіцієнт перетирання 0,7. Подача хлібної маси в молотильний апарат становить 5 кг/с.

3. Визначити момент інерції молотильного барабана, якщо пропускна здат-



ність молотильного апарата 5 кг/с, діаметр барабана 600 мм, колова швидкість його бил 30 м/с, коефіцієнт перетирання хлібної маси 0,7, кутове прискорення барабана  $10 \text{ с}^{-2}$ .

4. Обчислити подачу хлібної маси в молотильний апарат комбайна при швидкості руху 3,6 км/год, урожайності зерна 2 т/га, відношенні зерна до соломи 1:1,5 та ширині захвату жатки 6 м.

5. Визначити максимальну допустиму подачу хлібної маси в молотильний апарат комбайна СК-5 “Нива”, якщо відношення маси зерна до маси соломи відрізняється від стандартної ( $1 : \beta = 1 : 1,5$ ) і становить  $1 : \beta_{\text{сп}} = 1 : 1$ .

6. Встановити кінетичну енергію молотильного барабану з моментом інерції  $J = 0,8 \text{ кгм}^2$  при частоті обертання  $1200 \text{ хв}^{-1}$ . На скільки зменшиться енергія барабана, якщо швидкість його обертання після подолання перевантаження знизиться на 5 %?

7. Розрахувати масу валка, що припадає на  $1 \text{ м}^2$  площі, і швидкість комбайна при обмолоті валка, якщо продуктивність молотарки комбайна “Енисей-1200” 6,3 кг/с, жатка ЖВН-6А, ширина валка 1,1 м, урожайність зерна 2,5 т/га, відношення маси зерна до маси соломи 1 : 2.

8. Визначити потужність, що витрачається на роботу молотильного апарата бильного типу, якщо діаметр барабана 550 мм, частота обертання  $1200 \text{ хв}^{-1}$ , подача хлібної маси в молотильний апарат 6 кг/с, відношення маси зерна до маси соломи 1 : 1,5, коефіцієнт перетирання 0,7.

9. Визначити масу валка, що знаходиться на площі  $1 \text{ м}^2$ , і швидкості комбайна при обмолоті валка, якщо врожайність молотильного апарата комбайна (СКД-5) 5,5 кг/с, використовується жатка ЖВН-6, ширина валка 1,1 м, урожайність зерна 2,5 т/га, відношення маси зерна до маси соломи 1 : 1,5.

## ПРАКТИЧНА РОБОТА № 8

### РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ОЧИСТКИ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА

*Мета роботи:* по результатах, отриманих у роботі 11, і додаткових даних, визначити параметри та режими решіт грохота і вентилятора.

*Формат листа графічної частини - А3 Рекомендований масштаб -1:5*

#### 1.1. ЗАГАЛЬНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Сучасні зернозбиральні комбайни конструюють, як правило, з однією системою очищення, що складається з вентилятора, двох коливних решіт і транспортувальних пристроїв (рис. 8.1).

Решета в більшості конструкцій - з регульованим живим перерізом (жалюзійні), а вентилятор - відцентрового типу. Взаємне розташування вихідного каналу і верхнього решета має бути таким, щоб потік повітря обробляв решето по усій його довжині  $L_p$ . Якщо верхня кромка каналу розташована приблизно на рівні решета і на відстані  $a$  від нього, то



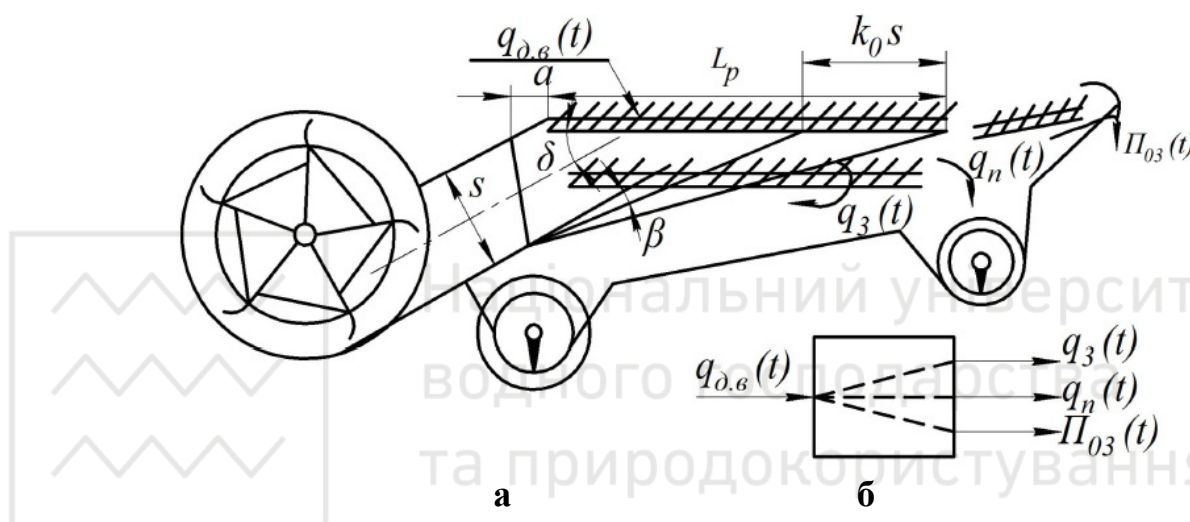


$$L_p + a = s \left[ k_0 + \frac{\cos \beta}{\sin(\delta - \beta)} \right], \quad (8.1)$$

$$s = (L_p + a) \sin(\delta - \beta) / [\cos \beta + k_0 \sin(\delta - \beta)] \quad (8.2)$$

де  $s$  – висота каналу;  $\delta$  – кут нахилу повітряного потоку до площини решета;

$\delta = 25\text{--}30^\circ$ ;  $\beta$  – кут розширення струменя;  $\beta = 12\text{--}16^\circ$ ;  $k_0$  – коефіцієнт, що враховує відхилення повітряного потоку решетом;  $k_0 = 0,5\text{--}0,6$ . Через складність процесу взаємодії повітряного потоку і дрібного вороху, що поступає на решето, а також зміну подачі  $q_{д.в.}(t)$  дрібного вороху і його стану, розміри решіт і конфігурацію простору для роботи повітряного потоку встановлюють на основі експериментальних даних і багаторічного досвіду конструювання і випробування систем очищення.



**Рис. 8.1.** Схеми системи очищення зернозбирального комбайна:  
*а* - технологічна; *б* - функціональна

Через складність процесу взаємодії повітряного потоку і дрібного вороху, що поступає на решето, а також зміну подачі  $q_{д.в.}(t)$  дрібного вороху і його стану, розміри решіт і конфігурацію простору для роботи повітряного потоку встановлюють на основі експериментальних даних і багаторічного досвіду конструювання і випробування систем очищення.

**Вибір параметрів решета.** Рівняння матеріального балансу вороху в системі очищення можна записати так:

$$q_{д.в.}(t) = q_3(t) + \Pi_{03}(t) + q_n(t), \quad (8.3)$$

де  $q_3(t)$ ,  $\Pi_{03}(t)$  та  $q_n(t)$  - три вихідних потоки зерна, втрат вільного зерна і вороху, що йде на повторний обмолот (рис. 8.1).

У більшості випадків дані щодо дійсного характеру зміни  $q_{д.в.}(t)$  і усіх вихідних потоків очищення в умовах нормального функціонування комбайна відсутні. Конструювання і розрахунок елементів системи очищення виконують за усередненою подачею  $q^p_{д.в.}$  дрібного вороху, що поступає на очищення.

Зазвичай розрахунок  $q^p_{д.в.}$  (кг/с) здійснюють за балансом зерна, що надходить в молотарку, без урахування втрат. Якщо розрахункова подача рослинної маси  $q_p$  (кг/с), а відносний вміст зерна в цій масі  $\beta$ , то  $q_p \beta = q^p_{д.в.} \beta_в$ , де  $\beta_в$  - відносний вміст зерна в дрібному вороху; для розрахунків приймають  $\beta_в = 0,75\text{--}0,90$ .



З цієї рівності отримаємо, що

$$q_{\text{д.в.}}^p = \frac{\beta \cdot q_p}{\beta_c} \quad (8.4)$$

Використовують для розрахунку і іншу формулу

$$q_{\text{д.в.}}^p = (1 - \beta_c \cdot k) \cdot q_p, \quad (8.5)$$

де  $\beta_c$  - відносний вміст соломи в рослинній масі;  $k$  - коефіцієнт, що характеризує вологість зерна  $\omega_z$ . Для пшениці:

$\omega_z$	<10	10-15	>15
$k$	0,6-0,7	0,7-0,8	0,8-0,9

Площу решета  $F_p$  визначають за допустимим навантаженням  $q_{\text{д.в.дон.}}$  на  $1 \text{ м}^2$  решета:

$$F_p = B_p L_p = \frac{q_{\text{д.в.}}^p}{q_{\text{д.в.дон.}}} \quad (8.6)$$

Рекомендується  $q_{\text{д.в.дон.}} = 1,5—2,5 \text{ кг/с}$  на  $1 \text{ м}^2$  решета :

Ширину решета  $B_p$  приймають рівною ширині соломотряса  $B_c$  і узгоджують з допустимим навантаженням  $q_{\text{д.в.дон.}}$ , що припадає на  $1 \text{ дм}$  ширини

$$B_p = \frac{q_{\text{д.в.}}^p}{q_{\text{д.в.дон.}}} \quad (8.7)$$

Для регульованих жалюзійних решіт при збиранні сухих незасмічених хлібів  $q_{\text{д.в.дон.}} = 0,15-0,17 \text{ кг/с}\cdot\text{дм}$ ; для важких умов збирання навантаження зменшують до  $q_{\text{д.в.дон.}} \sim 0,10-0,12 \text{ кг/с}\cdot\text{дм}$ .

У комбайнів вітчизняного виробництва КЗС-9 “Славутич”  $L_p = 1018 \text{ мм}$ ,  $B_p = 1440 \text{ мм}$  для верхнього решета і  $B_p = 1256 \text{ мм}$  - для нижнього.

Що стосується інших параметрів систем очищення, то у сучасних комбайнів вони знаходяться в таких межах: кут нахилу решіт до горизонту  $3-7^\circ$ ; амплітуда коливань решіт  $60-80 \text{ мм}$  для верхнього решета і  $30-40 \text{ мм}$  для нижнього решета; частота коливань решіт  $200-300 \text{ хв}^{-1}$ .

**Вибір і обґрунтування основних параметрів вентилятора.** Як уже відзначалося, в системах очищення зернозбиральних комбайнів найчастіше застосовуються відцентрові вентилятори. Теоретичною основою розрахунку основних параметрів вентилятора є відоме рівняння Ейлера для теоретичного тиску  $H_T$ , який створюється вентилятором при допущенні, що робоче колесо має нескінченне число лопатей, а їх товщина дорівнює нулю.

Нехай лопать 1-2 (рис. 8.2) обертається навколо центра  $O$  з кутовою швидкістю  $\omega$ . Форма лопаті визначається зміною кута  $\alpha$  (від  $\alpha_1$  на вході лопаті до  $\alpha_2$  на виході) між дотичною до поверхні лопаті і радіус-вектором  $r$ . Кількість руху маси  $m'$  (кг/с) повітря, що знаходиться на відстані  $r = O\alpha$  від центра  $O$ , буде  $m'c$ , а момент  $M$  кількості руху відносно цього центра  $M = m'cr\sin\beta$ , причому  $c$  - абсолютна швидкість частки повітря.

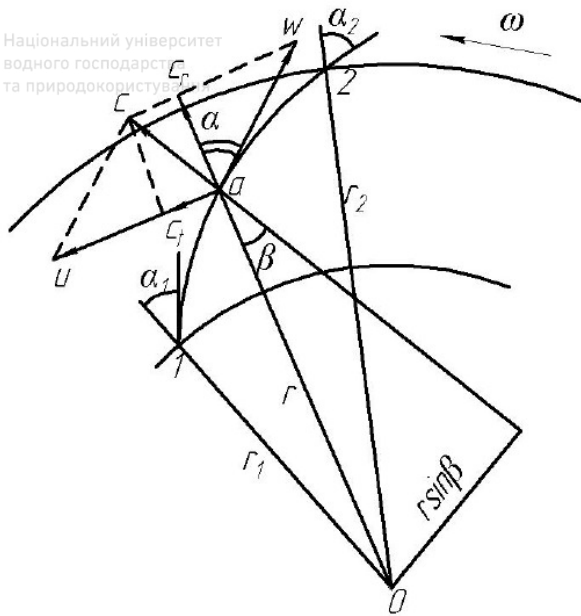


Рис. 8.2. Виведення рівняння відцентрового вентилятора

Оскільки  $cr \sin \beta = c_t$  (рис. 8.2), то зміна моменту кількості руху маси  $m'$  повітря при її переміщенні від точки 1 до точки 2 може бути визначена за залежністю

$$\Delta M = M_2 - M_1 = m'(r_2 c_{t2} - r_1 c_{t1}), \quad (8.8)$$

а енергія, набута повітрям в одиницю часу, дорівнюватиме

$$L = \Delta M \omega = m'(u_2 c_{t2} - u_1 c_{t1}), \quad (8.9)$$

де індекси 1 і 2 належать відповідно до точок 1 і 2 лопаті;  $u$  - колові швидкості.

При витраті повітря  $W$  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) маємо, що  $m' = W\rho$  ( $\rho$  - щільність повітря,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ). Тоді для теоретичного тиску (напору) рівняння Ейлера матиме вигляд

$$H_T = \frac{L}{W} \rho (u_2 c_{t2} - u_1 c_{t1}). \quad (8.10)$$

Підставляючи в це рівняння  $\rho$  ( $\text{кг}/\text{м}^3$ ),  $u$  і  $c$  ( $\text{м}/\text{с}$ ) отримаємо  $H_m$  в паскалях (Па).

З трикутника швидкостей ( $c$ ,  $\omega$ ,  $u$ ) маємо  $c_t = u - c_t \tan \alpha$ , а з умови нерозривності струменя  $W = 2\pi r c_r B_e$  (рис. 8.2). ( $B_e$  - ширина лопаті). Підставляючи значення  $c_t$  в точках 1 і 2 в рівняння (8.10) і вважаючи  $u = r\omega$ , знайдемо

$$H_T = H_{T0} - B_T W \quad (8.11)$$

$$H_{T0} = \rho \omega^2 (r_2^2 - r_1^2); B_T = \frac{\rho \omega (tg \alpha_2 - tg \alpha_1)}{2\pi B_e} \quad (8.12)$$

При  $\omega = const$  в одного і того ж вентилятора теоретичний тиск лінійно пов'язаний з витратою повітря  $W$ , і відповідно до знака  $B_T$  (залежно від співвідношення між кутами  $\alpha_2$  і  $\alpha_1$ ) можливі три види функції  $H_T$  (рис. 8.3,а).

Дійсний тиск  $h$  (рис. 8.3,б), що створюється відцентровим вентилятором, відрізняється від теоретичного через кінцеве число лопатей і втрат. Тиск  $h$  нелінійно пов'язаний з витратою і може бути виражений співвідношенням

$$h = h_0 - B' \cdot W - B'' \cdot W^2 \quad (8.13)$$



де  $B'$ ,  $B''$  - коефіцієнти, що враховують відповідно кінцеве число лопатей і втрати у вентиляторі.

Рівняння неважко привести до виду

$$\frac{H_T}{n^2} = 0,5 \cdot \rho \left( A_1 - \frac{A_2 W}{n} \right), \quad (8.14)$$

$$A_1 = 2\pi^2 \frac{(r_2^2 - r_1^2)}{30^2}; A_2 = \frac{(\operatorname{tg} \alpha_2 - \operatorname{tg} \alpha_1)}{30B_6} \quad (8.15)$$

Для одного і того ж вентилятора при  $\rho = \text{const}$  маємо  $H_T / n^2 = \text{const}$ ;  $W / n = \text{const}$ . Отже, за постійного манометричного ККД ( $\eta = h / H_T$ ) вентилятора певної конструкції будуть справедливі такі основні співвідношення:

$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2}; \frac{W_1}{W_2} = \frac{n_1}{n_2}; \frac{N_1}{N_2} = \frac{n_1^3}{n_2^3}. \quad (8.16)$$

де  $N$  - потужність, потрібна для створення потоку з витратою  $W$  і тиском  $h$ .



Рис. 8.3. Напірні лінії: *а* - теоретичні; *б* - дійсна

Розрахунок вентилятора полягає у визначенні основних його геометричних розмірів, частоти обертання  $n$  і необхідної потужності  $N$  на привід. Початковими для розрахунку є середня швидкість  $c''$  потоку повітря на виході з каналу, витрата повітря  $W$  і загальний тиск  $h$ .

Швидкість повітряного потоку обумовлена аеродинамічними властивостями компонентів дрібного вороху, що поступає на очищення. Для відділення легких домішок (полови, часток соломи) від зерна швидкість повітряного потоку має бути дещо меншою за критичну швидкість зерна. Критична швидкість зерна змінюється в широких межах і описується нормальним законом розподілу. Мінімальна критична швидкість насіння пшениці, жита і ячменю становить 8-9 м/с.

Б.Г. Турбін пропонує для розрахунку швидкості потоку повітря під час очищення вороху на жалюзійному решеті таку формулу:

$$c'' = V_{kp \min} \sqrt{\frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\cos \varphi}}, \quad (8.17)$$



де  $V_{kpm}$  - найменша критична швидкість зерна;  $\varphi$  - кут тертя;  $\alpha$  - кут нахилу елемента жалюзі до горизонту.

Витрату повітря обчислюють за співвідношенням

$$W = B_B s c'' . \quad (8.18)$$

Причому ширина вентилятора  $B_B$  приймається рівною ширині решета  $B_p$ . Крім того, для відцентрових вентиляторів сільськогосподарського призначення

$$B_B \approx (3 - 4)s$$

Повний тиск  $A$  складається з динамічного  $h_d$  і статичного  $h_s$ , тиску, тобто  $h = h_d + h_s$ . Динамічний тиск розраховують з огляду на середню швидкість потоку повітря:  $h_d = 0,5 \rho c''^2$ , а статичний - на опори, що виникають в системі очищення. Сюди входить опір камери, решіт та інших елементів конструкції системи очищення, які можуть бути встановлені тільки дослідним шляхом. Як еквівалент опору повітряних мереж може бути використаний коефіцієнт режиму

$$k = \sqrt{\frac{h_d}{(h_s + h_d)}} \quad (8.19)$$

Використовуючи відомі величини  $k$  і  $h_d$ , знайдемо, що

$$h_s = \left( \frac{1}{k^2 - 1} \right) h_d \quad (8.20)$$

За дослідними даними для вентиляторів зернозбиральних машин,  $k = 0,22 - 0,24$ , тоді

$$h_s \approx (16.5 - 20)h_d.$$

Що стосується розмірів робочого колеса вентилятора (внутрішнього діаметра  $D_1$  і зовнішнього  $D_2$ ) та вхідного вікна (діаметр  $D_0$ ), то досвід проектування і експлуатації відцентрових вентиляторів показує, що найбільш прийнятні такі співвідношення

$$D_1 = (0,35 - 0,5) D_2; \quad D_0 = (0,65 - 0,8) D_2; \quad D_2 = (1,65 - 2,5)s.$$

Частота обертання робочого колеса регулюється в межах  $n_k = 450 - 1000 \text{ хв}^{-1}$ .

### Визначення ширини і довжини решета очистки

До комплексу робочих органів очистки входять: стрясна дошка, вентилятор, верхнє решето очистки, подовжувач решета очистки, нижнє решето очистки та скатна дошка.

Розрахунок параметрів та режимів роботи очистки проводять у певній послідовності.

1) Визначають ширину решета очистки  $B_{zp}$  в непрямоточному комбайні з виду:

$$B_{zp} = 0,9 \cdot B \quad (8.21)$$

$B_{zp}$  - ширина решета грохоту, м;

$B$  - ширина соломотряса, м;

За молотильного апарата бильного типу приймаємо



Національний університет  
водного господарства  
та природокористування

$$B = (1,0 - 1,1) \cdot L_B \quad (8.22)$$

де  $L_B$  – довжина барабана молотильного апарата, м (взято з попередньої роботи).

Якщо молотильний апарат штифтового типу, то

$$B = (1,2 - 1,4) \cdot L_B \quad (8.23)$$

2) Обчислюють масу вороху, що надходить на грохот в одиницю часу,

$$q_{zp} = \frac{\beta}{\beta_{zp}} q_{zp} \quad (8.24)$$

де  $q_{zp}$  – маса вороху, що надходить на грохот, кг/с;

$\beta$  – коефіцієнт, що характеризує вміст зерна в загальній масі,

$$\beta = \frac{q_3}{q_3 + q_c}$$

$q_3$ ,  $q_c$  – подача відповідно зерна і соломи, кг/с; (взяти з практичної роботи № 7);

$\beta_{zp}$  – коефіцієнт, що характеризує вміст зерна у вороху, що надходить на очистку;

$\beta_{zp} = 0,75 - 0,90$ . Нижнє значення приймається у разі робіт на засмічених масах, верхнє – на чистих масах;

$q_{cp}$  – середня подача хлібної маси в молотильний пристрій, кг/с.

$$q_{cp} = 0,01 \cdot \frac{B_{ж} \cdot V_M \cdot Q_3}{\beta} \quad (8.25)$$

де  $B_{ж}$  – ширина захвата комбайна, м;

$V_M$  – швидкість руху комбайна, м/с;

$Q_3$  – урожайність зерна, ц/га.

3) Встановлюють довжину очистки  $L_{гр}$  за формулою

$$L_{гр} = \frac{q_{гр}}{B_{гр} \cdot q''} \quad (8.26)$$

де  $L_{гр}$  – довжина очистки, м;

$q_{гр}$  – маса вороху, що надходить на очистку, кг/с;

$B_{гр}$  – ширина очистки, м; ( $B_{гр} = 1,27$  м);

$q''$  – секунднє навантаження на одиницю площі решета (кг/с); для жалюзійних регульованих решіт  $q'' = (0,8 - 1,4)$  кг/с/м<sup>2</sup>.

Очистка в молотарках працює задовільно, якщо товщина шару вороху не перевищує 4–6 см, тому завжди після визначення розмірів решета очистки перевіряють товщину шару вороху.

4) Розраховують товщину шару вороху  $h'$  на решеті очистки

$$h' = \frac{q_{гр}}{B_{гр} V_{cp} \gamma_B} \quad (8.27)$$

де  $h'$  – товщина шару вороху, м;

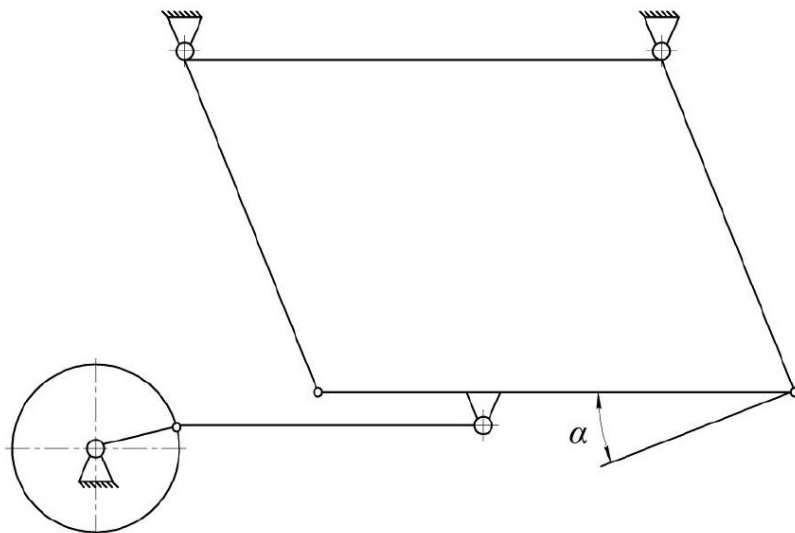
$B_{гр}$  – ширина грохоту, м;

$q_{гр}$  – подача вороху на очистку, кг/с;



$V_{cp}$  – середня швидкість відносного переміщення вороху по решету, м/с;  
 $\gamma_v$  – щільність вороху, який рухається по поверхні решета, кг/м<sup>3</sup>.

У формулі (8.27) невідомою величиною є  $V_{cp}$  – середня швидкість переміщення вороху по решету, (м/с).



**Рис. 8.4. Схема механізму приводу очистки**

5) Визначають середню швидкість відносного переміщення вороху по решету, використовуючи рівність:

$$V_{cp} = \frac{(S_1 - S_2) \cdot n}{60} \quad (8.28)$$

де  $S_1, S_2$  – переміщення вороху по поверхні решета відповідно до виходу та по напрямку до барабана, м;  
 $n$  – число обертів приводного вала, хв<sup>-1</sup>.

Переміщення вороху по решету за одне коливання визначають графоаналітичним методом, запропонованим проф. Б.А. Бергом.

Розглянемо випадок, коли решето отримує горизонтально спрямовані коливання (рис. 8.4) і його рух мало відрізняється від прямолінійного гармонійного коливального руху. Для цього будують в прямокутних координатах діаграму зміни швидкості  $v$  і прискорень  $j$  решета, а також швидкості вороху  $u$  в період його переміщення по поверхні решета.

За постійної кутової швидкості обертання вала кривошипа приводу очистки кут повороту останнього  $\varphi'$  буде пропорційний часу  $\varphi' = \omega t$ .

По осі абсцис відкладають час у секундах відповідно до кутів повороту кривошипа (рис. 8.5):  $\pi/4; \pi/2 \dots 3\pi$ . Час  $t = \varphi' / \omega$  відповідно дорівнюватиме  $\pi/4\omega; \pi/2\omega \dots 3\pi/\omega$ . По осі ординат відкладають швидкості решета  $V$ , його прискорення  $j$  і швидкість руху вороху по решету  $u$ .

Швидкість решета  $V$  і прискорення  $j$  розраховують відповідно за формулами:

$$V = \omega r \sin \omega t; \quad V_{max} = \omega r;$$

$$j = \omega^2 r \cos \omega t; \quad j_{max} = \omega^2 r$$

Критичні прискорення, знайдені з умови рівності сил, діючих уздовж поверхні решета, визначають з рівняння:

а) при русі догори по решету:

$$j_2 = g \cdot \operatorname{tg}(\varphi_2 + \alpha);$$

а) при русі донизу по решету:



Національний університет  
водного господарства  
та природокористування

$$j_2 = g \cdot tg(\varphi_1 - \alpha);$$

де  $\varphi_1, \varphi_2$  – кути тертя вороху по решету при русі відповідно по напрямку повітряного потоку ( $\varphi_1 = 25^\circ$ ) та назустріч йому ( $\varphi_2 = 40^\circ - 50^\circ$ ). Ці прискорення відповідатимуть граничному випадку, коли сила тертя вороху по решету і рушійна сила рівні. Для забезпечення руху вороху по решету величина прискорення має бути дещо більшою, ніж у граничному випадку (на 10 %). Тоді прискорення, за яких відбуватиметься рух вороху догори і донизу по решету, обчислюють відповідно:

$$j'_2 = 1,1 \cdot g \cdot tg(\varphi_2 + \alpha); \quad (8.29)$$

$$j'_1 = 1,1 \cdot g \cdot tg(\varphi_1 - \alpha); \quad (8.30)$$

Критичні прискорення  $j'_1$  і  $j'_2$  представляються на діаграмі прямими, паралельними осі абсцис. У разі руху вперед (до виходу з молотарки) протягом часу  $t$  очистка і ворох мають однакову швидкість до точки  $K$ . Ворох у точці  $K$  відривається від поверхні решета і величини відносної швидкості і починає самостійний рівномірно уповільнений рух. Після цього моменту швидкість решета змінюється за законом синусоїди ( $V = \omega r \sin \omega t$ ), а швидкість вороху – за законом прямої лінії, дотичної до синусоїди в точці  $K$ . Для полегшення проведення дотичної визначають час, протягом якого швидкість вороху  $u$  зменшиться від швидкості його в точці  $K$ , рівної  $V_k$ , до нуля. Це дає можливість знайти на осі абсцис другу точку прямої, за законом якої змінюватиметься швидкість руху вороху по решету.

Час  $t_1$  визначають орієнтовно із залежностей:

$$u = 0; \quad u = V_k - j'_1 t_1; \quad 0 = V_k - j_1 t_1;$$

звідки  $t_1 = V_k / j'_1$ .

Значення часу  $t_1$  відкладають по осі абсцис від точки  $B$ . Лінія  $Ka$  уявляє графік зміни швидкості ковзання вороху по поверхні решета.

За час, зображений відрізком  $b_a$  (рис.8.5), решето рухається вперед, а ворох, що відірвався від решета, продовжує рух вперед і зупиняється, коли зміна часу досягне точки  $a$ , де швидкість вороху дорівнює нулю. З цього моменту решето, що рухається назад, починає захоплювати зі собою ворох, надаючи йому рівномірно прискореного руху назад. Швидкість вороху змінюватиметься за законом тієї ж прямої лінії що є продовженням лінії  $K_a$ . Значення швидкості руху вороху  $u$  будуть негативними, оскільки рух відбувається у зворотному напрямку.

У точці  $m$ , де ця пряма перетинається зі синусоїдою, швидкості решета і вороху будуть однаковими. Тому зміна напрямку руху вороху  $u$ , що відірвався від поверхні решета, представляється на діаграмі прямою лінією  $K_m$ , дотичною до синусоїди в точці  $K$ . Відносне переміщення вороху по поверхні решета при русі його вперед зображено на діаграмі площею  $K_{ab}$ , а при русі решета назад – площею  $abm$ .

Повне відносне переміщення вороху по поверхні решета представиться площею:

$$F_1 = F K_{ab} + F(abm).$$

За час одного оберту вала решето повернеться в початкове положення, тобто повне переміщення його перетвориться на нуль і відносне переміщення вороху по поверхні решета дорівнюватиме абсолютному переміщенню.

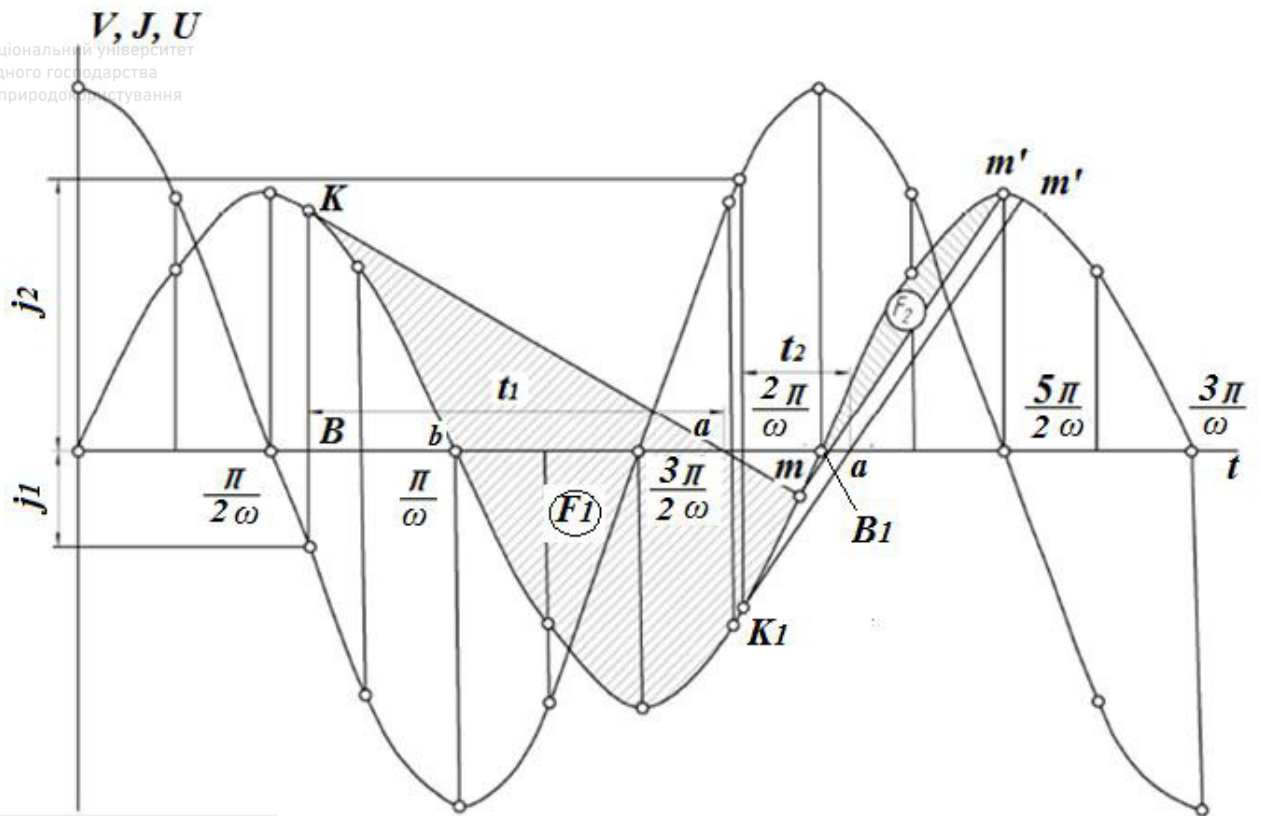


Рис. 8.5. Графічне визначення характеру відносного руху вороху і величини відносної швидкості

Переміщення  $S_1$  вороху по решету вперед визначиться площею  $F_1$  у прийнятому масштабі, що являє собою добуток масштабів швидкості  $[V]$  і часу  $[t]$ :

$$S_1 = F_1 V \cdot t .$$

Аналогічно визначають переміщення вороху  $S_2$  назад по поверхні решета. На діаграмі це переміщення зобразиться площею  $F_2$ , що і дає величину  $S_2$  в масштабі діаграми:

$$S_2 = F_2 V \cdot t .$$

Повне переміщення вороху по решету за один оберт вала кривошипа буде становити:

$$S = S_1 - S_2.$$

Середню швидкість переміщення вороху по решету визначають з виразу:

$$V_{cp} = \frac{S_n}{60} . \quad (8.31)$$

**Приклад.** Кут нахилу решета до горизонту  $\alpha = 3^\circ$  (рис. 8.1), кут тертя вороху по решету при русі за напрямом повітряного потоку  $\varphi_1 = 25^\circ$ , кут тертя вороху по решету при русі назустріч повітряному потоку  $\varphi_2 = 45^\circ$ , радіус кривошипа  $r = 20^\circ$  мм, число обертів вала приводу решета  $n = 270$  хв<sup>-1</sup>, щільність вороху  $\gamma_e = 150$  кг/м<sup>2</sup>.

1) Визначимо величини, необхідні для побудови графіків швидкості  $V_i$  при скорення  $j$  (табл. 8.1).





2) Обчислимо значення прискорення  $j'_1$ , за якого відбуватиметься переміщення вороху до виходу з молотарки, за формулою (8.29)

$$j'_1 = 1,1 \cdot 9,81 \cdot \text{tg}(25-3) = 1,1 \cdot 9,81 \cdot 0,4 = 4,33 \text{ м/с}^2. \quad (8.32)$$

3) Обчислимо значення швидкості  $V_k$ , відповідне прискоренню  $j'_1$ , за рівнянням

$$V_k = BK \cdot \mu_{шв} \quad (8.33)$$

де  $V_k$  – швидкість руху решета, відповідна прискоренню  $j'_1$ , м/с;

Таблиця 8.1

### Результати розрахунку проміжних значень швидкості та прискорення решета

Кут повороту кривошипа $\varphi' = \omega t$ , град	Час повороту $t$ , с	Швидкість решета $V = \omega r \sin \omega t$ , м/с	Прискорення решета $j = \omega^2 r \cos \omega t$ , м/с <sup>2</sup>
0	0	0	15,9
45	0,0278	0,394	11,13
90	0,0556	0,564	0
135	0,0834	0,394	-11,13
180	0,1112	0	-15,9

Час  $t$  приймати в інтервалі  $\pi / 4\omega; \pi / 2\omega \dots 3\pi / \omega$ .

$BK$  – значення швидкості в масштабі;

$\mu_{шв}$  – масштаб швидкості;  $\mu_{шв} = 0,075$  м/с в одному сантиметрі.

Підставляючи числові значення у формулу (8.9), отримаємо,

$$V_k = 7 \cdot 0,075 = 0,525 \text{ м/с}.$$

4) Розрахуємо час  $t_1$ , протягом якого швидкість переміщення вороху  $u$  зменшиться від величини  $V_k$  до нуля:

$$t_1 V_k / j'_1,$$

де  $t_1$  – час, за який швидкість руху вороху  $u$  знизиться від  $V_k$  до нуля, с;

$j'_1$  – прискорення решета, м/с<sup>2</sup>.

$$t_1 = 0,525 / 4,33 = 0,121 \text{ с}.$$

5) Відкладемо значення часу  $t_1 = 0,121$  с у прийнятому масштабі від точки  $B$  і знаходимо точку  $a$

$$Ba = \frac{t_1}{\mu_{вр}} = \frac{0,121}{0,01} = 12,1 \text{ см}$$

де  $Ba$  – час у масштабі;

$\mu_{ч}$  – масштаб часу;  $\mu_{ч} = 0,01$  в одному сантиметрі.

Пряма  $K_m$  характеризуватиме зміну швидкості руху маси вздовж решета.

6) Визначимо величину прискорення  $j'_2$ , при якому відбуватиметься переміщення вороху назустріч повітряному потоку, з виразу (8.28)

$$j'_2 = 1,1 \cdot 9,81 \cdot \text{tg}(45+3) = 1,1 \cdot 9,81 \cdot 1,11 = 12,0 \text{ м/с}^2.$$

7) Розрахуємо значення швидкості решета  $V_{k1}$ , що відповідає прискоренню  $j'_2$ , з виразу  $V_{k1} = B_1 K_1 \mu_{шв}$

$$V_{kl}=5,2 \cdot 0,075 = 0,39 \text{ м/с.}$$

8) Встановимо час  $t_2$ , протягом якого швидкість переміщення вороху  $u$  зменшиться від  $u_{kl}$  до нуля

$$t_2 = \frac{V_{kl}}{j'2} = \frac{0,39}{12} = 0,032 \text{ с.}$$

9) Відкладемо значення часу  $t_2 = 0,032 \text{ с}$  у прийнятому масштабі від точки  $B_1$ , знайдемо на осі абсцис точку  $a'$  і проведемо через точку  $K_1$  і  $a'$  пряму до перетину з траєкторією зміни швидкості решета в точці  $m'$ .

У нашому випадку рух вороху проти дії повітряного потоку почнеться з того моменту, коли закінчиться рух вороху донизу.

Тому для визначення площі  $F_2$  необхідно із точки  $m$  провести лінію  $mm'$ , паралельну лінії  $K_1m'$ .

Площа  $F_1$  у прийнятому масштабі являє переміщення вороху по решету до виходу, а площа  $F_2$  – переміщення вороху назустріч повітряному потоку.

10) Обчислимо площі  $F_1$  і  $F_2$ . У нашому прикладі площа  $F_1 = 6600 \text{ мм}^2$ , а площа  $F_2 = 600 \text{ мм}^2$ .

11) Визначимо переміщення вороху  $S$  по решету за один оберт вала з виразу

$$S = F_1 \mu_{\text{ч}} \mu_{\text{шв}} - F_2 \mu_{\text{ч}} \mu_{\text{шв}}, \quad (8.34)$$

де  $\mu_{\text{ч}}$  – масштаб часу;  $\mu_{\text{ч}} = 0,001 \text{ с}$  в  $1 \text{ мм}$ .

$\mu_{\text{шв}}$  – масштаб швидкості;  $\mu_{\text{шв}} = 0,0075 \text{ м/с}$  в  $1 \text{ мм}$ .

За формулою (8.33) маємо, що

$$S = (6600 - 600) \mu_{\text{ч}} \mu_{\text{шв}} = 6000 \cdot 0,001 \cdot 0,0075 = 0,045 \text{ м}$$

12) Встановимо середню швидкість руху вороху по решету, скориставшись виразом (8.28).

$$V_{\text{ср}} = \frac{0,045 \cdot 270}{60} = 0,2 \text{ м/с}$$

13) Розрахуємо товщину шару вороху на решеті при  $V_{\text{ср}} = 1,27 \text{ м}$ ,  $q_{\text{рп}} = 1,67 \text{ кг/с}$ ,  $\gamma_{\text{в}} = 150 \text{ кг/м}^3$  за формулою (8.27)

$$h' = \frac{1,67}{1,27 \cdot 0,2 \cdot 150} = 0,044 \text{ м.}$$

### **Визначення параметрів вентилятора очистки комбайна.**

Параметри вентилятора обчислюють у такому порядку.

1) Визначимо продуктивність вентилятора,

$$W_{\text{нов}} = \lambda \cdot \varepsilon \cdot q_{\text{ср}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (8.35)$$

де  $W_{\text{нов}}$  – продуктивність,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$\lambda$  – коефіцієнт, який враховує необхідну кількість повітря в  $\text{м}^3$ , яка повинна подаватися на  $1 \text{ кг}$  середньої подачі вороху  $Q_{\text{ср}}$ ;  $\lambda = 1,6 - 2,2 \text{ м}^3/\text{с}$ ;

$\varepsilon$  – коефіцієнт, що враховує кількість полови, яку необхідно видалити повітряним потоком з очистки;  $\varepsilon = (0,2 - 0,25)$ ;

$q_{\text{ср}}$  – середня подача хлібної маси в барабан,  $\text{кг/с}$ .

При  $q_{\text{ср}} = 3,58 \text{ кг/с}$ ,  $\lambda = 2,2$ ,  $\varepsilon = 0,2$  за формулою (8.35) отримаємо

$$W_{нов} = 2,2 \cdot 0,2 \cdot 3,58 = 1,57 \text{ м}^3/\text{с}.$$



2) Встановимо швидкість повітряного потоку у вихідному отворі  $V_{вих}$  (м/с).

Швидкість повітряного потоку у вихідному отворі вентилятора залежить від критичних швидкостей фракцій вороху (зерно, насіння бур'янів, полова і збоїни) і визначається за формулою:

$$V_{вих} = \alpha_k \cdot V_{кр}, \quad (8.36)$$

де  $\alpha_k$  – коефіцієнт, що враховує збільшення критичної швидкості;

$V_{кр}$  – критична швидкість, м/с. (табл. 8.2)

У нашому випадку вентилятор повинен виділити збоїни і полови. Швидкість повітряного потоку при  $V_{кр} = 5$  м/с і  $\alpha_k = 2$  за формулою (8.35) становить

$$V_{вих} = 2 \cdot 5 = 10 \text{ м/с}.$$

Таблиця 8.2

### Значення критичних швидкостей для складових вороху

Складові фракції вороху	$V_{кр}$ , м/с	$\alpha_k$
Соломисті частинки завдовжки до 100 мм	5,0–6,0	1,1–1,7
Полова	1,0–4,0	1,9–3,7
Збоїни	4,0–5,0	2,5–5,0

3) Визначимо динамічний тиск, що створюється вентилятором, за рівнянням:

$$h_d = \frac{\gamma_B \cdot V_{вих}^2}{2g}, \quad (8.37)$$

де  $h_d$  – динамічний тиск, кг/м<sup>2</sup>;

$\gamma_B$  – питома маса повітря, кг/м<sup>3</sup> ( $\gamma_B = 1,2$  кг/м<sup>3</sup>);

$V_{вих}$  – швидкість повітря у вихідному отворі вентилятора, м/с;

$g$  – прискорення сили тяжіння, м/с<sup>2</sup>.

За формулою (8.36) отримаємо, що:

$$h_d = \frac{1,2 \cdot 10^2}{2 \cdot 9,81} = 6,12 \text{ кг/м}^2.$$

4) Обчислимо статичний тиск  $h_{ст}$ . Статичний тиск  $h_{ст}$  витрачається на опір у мережі і залежить від багатьох чинників, у тому числі від конструкції, розмірів решіт і т. п.

У наших розрахунках можна приймати, що статичний тиск в 2–5 разів більше за динамічний:

$$h_{ст} = 2 h_d = 2 \cdot 6,12 = 12,24 \text{ кг/м}^2.$$

5) Розрахуємо повний дійсний тиск, що створюється вентилятором,

$$H_d = h_{ст} + h_d = 12,24 + 6,12 = 18,36 \text{ кг/м}^2.$$

6) Визначимо теоретичний тиск, що створюється вентилятором, кг/м<sup>2</sup>:

$$H_T = \frac{H_d}{\eta}, \quad (8.38)$$

де  $H_d$  – повний дійсний тиск, кг/м<sup>2</sup>;

$\eta$  – коефіцієнт корисної дії вентилятора;  $\eta = 0,3$ – $0,6$ .

Теоретичний тиск за формулою (8.38) дорівнюватиме:



$$H_T = \frac{24,48}{0,5} = 48,96 \text{ кг м}^2.$$

7) Встановимо висоту вихідного отвору  $S_3$  (рис. 8.6) вентилятора з виразу, мм

$$S_3 = (L_{zp} + a) / (\cos\beta / \sin(\delta - \beta) - k_0). \quad (8.39)$$

де  $\delta$  – кут нахилу повітряного потоку до площини решета;  $\delta = 22^\circ - 34^\circ$ ;

$\beta$  – кут розширення повітряного потоку;  $\beta = 12^\circ - 16^\circ$ ;

$a$  – координата переднього кінця решета відносно верхнього ребра каналу, мм;

$L_{zp}$  – довжина решета, мм; ( $L_{zp} = 1020$  мм);

$k_0$  – коефіцієнт відхилення повітряного потоку решетом; ( $k_0 = 0,5 - 0,6$ ).

Координати  $a$  і  $b$  пов'язані між собою залежністю:

$$b \leq a \cdot \tan \delta + \beta.$$

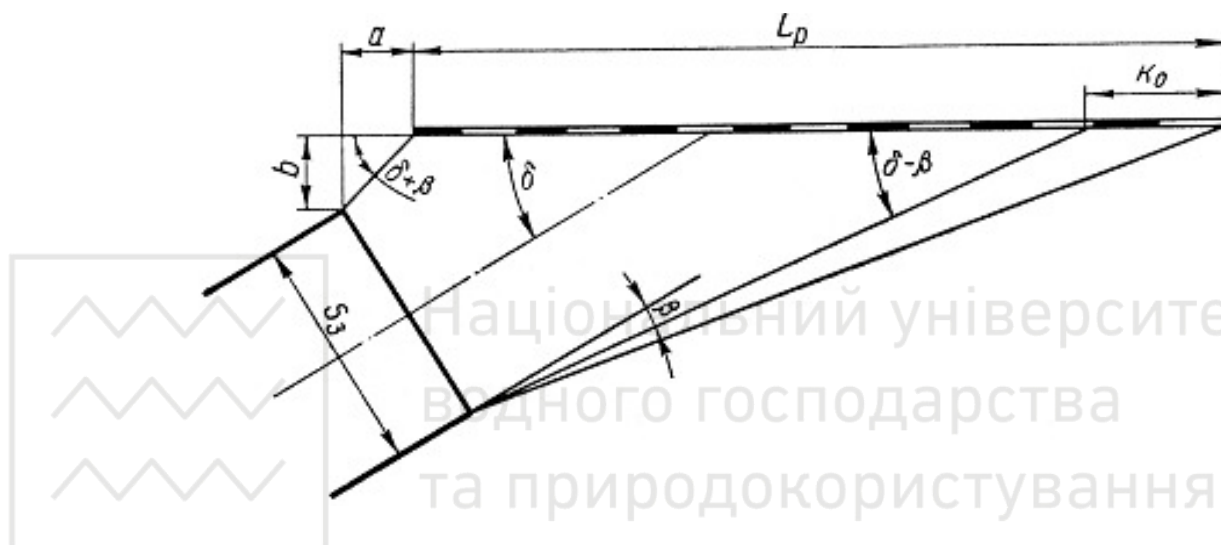


Рис. 8.6. Схема до визначення висоти вихідного каналу вентилятора

Висота  $S_3$  за формулою (8.39) буде мати наступне числове значення:

$$S_3 = \frac{1020 + 100}{\frac{\cos 15^\circ}{\sin 30^\circ - 15^\circ} - k_0} = \frac{1120}{3,84} = 292 \text{ мм}. \quad (8.40)$$

8) Обчислимо діаметр вхідного отвору  $D_{вх}$  для двостороннього вентилятора за рівнянням, м:

$$D_{вх} = \frac{\sqrt{2 \cdot W_{пов}}}{\pi \cdot V_{вх}}, \quad (8.41)$$

де  $W_{пов}$  – кількість повітря, що подається,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$V_{вх}$  – швидкість повітряного потоку у вхідному отворі,  $\text{м}/\text{с}$ ;  $V_{вх} = 8$   $\text{м}/\text{с}$ .

За формулою (8.41) діаметр вхідного отвору становитиме:

$$D_{вх} = \frac{\sqrt{2 \cdot 1,57}}{3,14 \cdot 8} = 0,335 \text{ м}.$$

9) Визначимо:

- внутрішній діаметр робочого колеса за виразом:

$$D_I = 0,95 D_{вх} = 0,95 \cdot 0,335 = 0,32 \text{ м};$$



- зовнішній діаметр робочого колеса:

$$D_I = 1,6 D_{ax} = 1,6 \cdot 0,335 = 0,534 \text{ м};$$

- число обертів вала вентилятора, використовуючи залежність,  $\text{хв}^{-1}$ :

$$n = \frac{30}{\pi} \frac{H_T \cdot g}{\gamma_B r_2^2 - r_1^2}, \quad (8.42)$$

де  $r_2$  – зовнішній радіус робочого колеса, м;

$r_1$  – внутрішній радіус робочого колеса, м.

Підставляючи величини у формулу (8.42), отримаємо:

$$n = \frac{30}{\pi} \frac{48,96 \cdot 9,81}{1,2 \cdot 0,267^2 - 0,16^2} = \frac{30 \cdot 98}{3,14} = 940 \text{ хв}^{-1}.$$

10) Визначаємо потужність двигуна для роботи вентилятора за формулою, кВт:

$$N_D = \frac{W_{пов} \cdot H_T}{\eta_{пер} \cdot 102}, \quad (8.43)$$

де  $N_D$  – потужність двигуна, кВт.;

$\eta_{пер}$  – коефіцієнт корисної дії передачі;  $\eta_{пер} = 0,95-0,98$ .

За формулою (8.43) потужність двигуна становитиме:

$$N_D = \frac{1,57 \cdot 48,96}{0,95 \cdot 102} = 0,79 \text{ кВт}.$$

Результатом виконаної роботи є розрахунок параметрів і режимів роботи очистки знозбирального комбайна та графічні побудовання до їх визначення. За результатами роботи формулюються висновки.

У всіх варіантах завдань приймається, що решету надаються горизонтально спрямовані коливання, і його рух мало відрізняється від гармонійного коливального руху.

Таблиця 8.3

### Вихідні дані до розрахунку параметрів і режимів роботи очистки зернозбирального комбайна

№ варіанта	Кут нахилу решета до горизонту $\alpha$ , град	Кут тертя вороху по решету (град) при русі відносно повітряного потоку		Радіус кривошипа $r$ , мм	Число обертів вала привода решета $n$ , $\text{хв}^{-1}$
		по напрямку $\varphi_1$	проти напрямку $\varphi_2$		
1	3	25	45	20	270
2	5	25	40	25	250
3	4	27	43	22	260
4	6	25	40	20	240
5	3	26	42	25	300
6	5	25	45	25	250
7	4	26	43	20	260
8	6	27	45	20	240
9	5	25	43	30	250
10	4	25	43	20	260

## Запитання для самоконтролю



1. У чому полягає сутність методики визначення параметрів та режимів роботи решіт?
2. Як направлені сили інерції, які діють на матеріал, що знаходиться на решітці? За яких умов можливий рух матеріалу по решітку?
3. Розкрийте фізичну сутність рівняння Ейлера для визначення теоретичного тиску, що створюється вентилятором.
4. Чому дорівнює повний тиск повітря при роботі вентилятора? Що таке статичний і динамічний тиск?
5. Як визначається потужність під час роботи вентилятора?
6. Розкажіть про розрахунок необхідної витрати повітря вентилятором?
7. Як обчислити геометричні параметри вентилятора?

## Задачі за темою

### “Розрахунок параметрів очистки зернозбирального комбайна”

1. Визначити характер відносного руху шару насіння по решітку, яке встановлено до горизонту під кутом  $8^\circ$  і здійснює коливання під кутом  $4^\circ$ . Амплітуда коливань  $7,5$  мм, частота обертання вала кривошипа  $500 \text{ хв}^{-1}$ , коефіцієнт тертя насіння по решітку  $0,437$ .
2. Решето встановлено під кутом  $8^\circ$  до горизонту, кут напрямку коливань  $5^\circ$ , амплітуда коливань решета  $5$  мм, кут тертя насіння об поверхню решета  $30^\circ$ . Визначити частоту обертання вала кривошипа, за якого шар насіння:
- а) тільки вниз;
  - б) униз і догори по решітку.
3. Кут нахилу решета до горизонту  $8^\circ$ , кут напрямку коливань  $12^\circ$ , амплітуда коливань  $10$  мм. Визначити частоту обертання вала кривошипа, за якої шар насіння переміщується з відривом від поверхні решета.
4. Решето встановлено під кутом  $8^\circ$  до горизонту, коливається в горизонтальному напрямку з амплітудою  $10$  мм. До якої частоти можливо довести коливання решета, щоб насіння, яке на ньому знаходиться (кут тертя  $19^\circ$ ), не пересувалося догори по решітку?
5. Решето встановлено з нахилом  $9^\circ$  до горизонту, коливається в горизонтальному напрямку з амплітудою  $12$  мм. За якої максимальної частоти коливань решета насіння, що на ньому знаходиться (кут тертя  $15,5^\circ$ ), буде рухатися вниз, не посуваючись догори?
6. Решето встановлено з нахилом  $12^\circ$  до горизонту, коливається в горизонтальному напрямку з амплітудою  $11$  мм і частотою  $216 \text{ хв}^{-1}$ . Визначити коефіцієнт тертя зернового вороху по решітку, якщо за даних параметрів починається ледь помітне пересування вороху догори по решітку.
7. Розрахувати час одного коливання решета, якщо переміщення частки догори  $6$  см, униз  $10$  см і середня швидкість руху частки по решітку  $0,1$  м/с.
8. Визначити продуктивність вентилятора і повний тиск повітряного потоку, якщо поперечний переріз каналу  $0,25 \text{ м}^2$ , тиск, що витрачається на опір в каналі, становить  $50 \text{ Н/м}^2$  і швидкість повітряного потоку  $10$  м/с.
9. Вентилятор за частоти обертання лопатевого колеса  $840 \text{ хв}^{-1}$  подає в трубопровід  $0,5 \text{ м}^3/\text{с}$  повітря, створює тиск  $208 \text{ Н/м}^2$  і споживає  $0,41$  кВт потужності. Визначити, за якої частоти обертання лопатевого колеса вентилятор буде мати про-



дуктивність  $0,8 \text{ м}^3/\text{с}$ . Які будуть при цьому повний тиск повітряного потоку і споживана вентилятором потужність?

**10.** Визначити коефіцієнт режиму роботи вентилятора, якщо тиск повітряного потоку, що витрачається на подолання опору в системі, становить  $200 \text{ Н/м}^2$ , швидкість повітря дорівнює  $12 \text{ м/с}$ .

**11.** Обчислити потужність, що подається на привід вентилятора, якщо продуктивність вентилятора  $2,4 \text{ м}^3/\text{с}$ , коефіцієнт режиму роботи  $0,56$ , швидкість повітря  $9,5 \text{ м/с}$  і ККД вентилятора  $0,4$ .

**12.** Встановити продуктивність вентилятора, якщо динамічний тиск повітря при виході з вентилятора  $8,4 \text{ Па}$ , переріз вихідного отвору  $260 \times 900 \text{ мм}$ , щільність повітря  $1,22 \text{ кг/м}^3$ .

**13.** Обчислити коефіцієнт режиму роботи вентилятора, якщо тиск повітряного потоку на подолання опору повітропроводу  $120 \text{ Па}$ , швидкість повітряного потоку  $8 \text{ м/с}$ .

**14.** Визначити потужність, що подається на привід, якщо продуктивність вентилятора  $W_{нов} = 1,9 \text{ м}^3/\text{с}$ , статистичний тиск на виході з вентилятора  $25 \text{ Па}$ , швидкість повітряного потоку  $10 \text{ м/с}$ , щільність повітря  $1,22 \text{ кг/м}^3$ , ККД вентилятора  $0,4$ .

**15.** Визначити коефіцієнт парусності, якщо динамічний тиск повітряного потоку, за якого зерно знаходиться у завислому стані, дорівнює  $7,2 \text{ мм вод. ст.}$ , щільність повітря  $1,22 \text{ кг/м}^3$ .

**16.** Розрахувати коефіцієнт сепарації  $\mu$  для комбайна “Нива”, якщо відомо, що завантаження молотильного апарату  $5 \text{ кг/с}$ , товщина шару  $0,15 \text{ м}$  відповідає  $\mu = 1,1 \text{ м}^{-1}$ .