

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
МИКОЛАЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-енергетичний факультет

Кафедра тракторів та сільськогосподарських машин, експлуатації і
технічного сервісу

Машини та обладнання для АПВ

Методичні рекомендації

для виконання розрахунково-графічних робіт по дослідженню
робочих процесів основних складових зернозбиральних комбайнів
(модуль № 6 “Машини для збирання зернових культур”) для здобувачів
вищої освіти ступеня «Бакалавр» напряму 6.100102 «Процеси, машини
та обладнання агропромислового виробництва» денної форми
навчання.

МИКОЛАЇВ
2017

УДК 631.3
ББК 40.7
М 38

Друкується за рішенням науково-методичної комісії інженерно-енергетичного факультету Миколаївського національного університету від 22.12.2016 р., протокол № 4.

Укладачі:

- А. П. Галєєва – канд. пед. наук, доцент кафедри тракторів та сільськогосподарських машин, експлуатації і технічного сервісу, Миколаївський національний аграрний університет;
- В. А. Грубань – канд. тех. наук, асистент кафедри тракторів та сільськогосподарських машин, експлуатації і технічного сервісу, Миколаївський національний аграрний університет;
- М. Ю. Шатохін – асистент кафедри тракторів та сільськогосподарських машин, експлуатації і технічного сервісу, Миколаївський національний аграрний університет.

Рецензенти:

- В. І. Гавриш – д-р екон. наук, професор, завідуючий кафедри тракторів та сільськогосподарських машин, експлуатації та технічного сервісу, Миколаївський національний аграрний університет;
- В. С. Наливайко – канд. техн. наук, професор кафедри двигунів внутрішнього згорання, Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова.

Передмова

Подальший розвиток сільського господарства, збільшення виробництва та підвищення якості врожаю практично неможливе без цілеспрямованої творчої діяльності всіх спеціалістів аграрного профілю, особливо інженерів-механіків. Сучасне сільськогосподарське виробництво базується на механізованих технологіях, тому його ефективність значною мірою обумовлена рівнем використання наявного технічного потенціалу.

Для вирішення цих складових завдань необхідно сформувати новий рівень інженерного мислення. Важливим елементом практичної підготовки інженера-механіка сільського господарства є його вміння здійснювати оцінку, аналіз і розрахунок конструктивних, енергетичних і режимних параметрів сільськогосподарських машин як вітчизняного, так і закордонного виробництва. Пристосування цих машин до конкретних умов їх використання вимагає також вміння провести прості експерименти і вдосконалення з метою виявлення оптимальних регулювань та режимів роботи.

Основна мета лабораторно-практичних занять – підготувати інженерів до рішення найбільш складних питань.

Виконання лабораторно-практичних робіт по розрахунку та дослідженню робочих процесів машин для збирання зернових культур повинно сприяти розвитку у студентів навичок проведення самостійних наукових досліджень.

Дисципліна поділена на модулі – частинки курсу, що мають самостійне значення і містять в собі, як правило, декілька подібних за змістом тем, лабораторних робіт, розрахункових завдань, курсовий проект і т.д.

В методичних рекомендаціях викладена методика проведення лабораторно-практичних робіт по розрахунку та дослідженню робочих процесів зернозбиральних комбайнів, що охоплюють модуль № 6 “Машини для збирання зернових культур”. Шість лабораторно-практичних роботи, що містяться в модулі, включають розрахунки параметрів основних вузлів зернозбирального комбайну: планчатого мотовила, сегментно-пальцевого різального апарату, бильного молотильного апарату, клавішного соломотрясу та системи очистки. Вони спрямовані на глибоке оволодіння студентами питань розрахунку сільськогосподарських машин, практичне закріплення знань, отриманих в процесі вивчення лекційного курсу.

Лабораторна робота № 1

Час: 2 години

Тема: Розрахунок параметрів планчатого мотопила зернозбирального комбайну

Мета роботи: Визначення технологічних та енергетичних параметрів планчатого мотопила згідно умов його роботи та вихідних даних

ЗМІСТ РОБОТИ

За вихідними даними варіанту (табл. 1.1):

1. Визначити частоту обертання мотопила.
2. Побудувати траєкторію руху планки мотопила.
3. Визначити висоту установки вала мотопила над різальним апаратом.
4. Визначити винос вала мотопила відносно різального апарату.
5. Визначити ступінь впливу мотопила на хлібостій.
6. Визначити потужність на привід мотопила.

Графічна частина роботи, загальний вид якої представлений на рис. 1.2, виконується на міліметровому папері формату А3 у вибраному масштабі.

Пояснювальна записка повинна мати вихідні дані, порядок побудови та необхідні аналітичні розрахунки. Об'єм пояснювальної записки повинен складати 5...7 сторінок формату А4.

Таблиця 1.1

Вихідні дані

№ варіанту	Швидкість комбайну v_m , км/год	Радіус мотопила R , м	Кількість планок мотопила z , шт	Висота стебла $h_{ст}$, м	Висота зрізу $h_{зр}$, м	Сила ваги мотопила G , кН	Врожайність зерна Q_z , кг/га	Ширина жатки B , м	Частка соломи за масою відносно врожайності зерна β
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	3	0,54	5	0,65	0,10	0,58	24	4,1	1,85
2	4	0,50	6	0,65	0,16	1,08	40	7,5	1,35
3	3	0,55	5	0,55	0,18	0,78	52	5,7	1,20
4	4	0,60	6	0,75	0,20	0,85	58	6,1	1,75
5	8	0,58	6	1,00	0,12	0,63	52	4,8	0,95
6	6	0,52	6	0,75	0,20	1,20	44	8,4	0,85

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
7	5	0,50	5	0,80	0,10	0,90	60	6,6	1,60
8	8	0,51	6	0,50	0,16	1,06	64	7,5	2,00
9	4	0,53	6	1,00	0,12	0,68	24	4,8	1,50
10	6	0,55	6	1,10	0,16	0,77	28	5,3	1,00
11	8	0,60	6	0,80	0,16	1,06	62	7,5	1,50
12	6	0,56	6	0,90	0,20	1,20	48	8,4	1,20
13	6	0,50	6	0,95	0,16	0,77	34	5,3	1,55
14	6	0,58	6	0,70	0,12	0,96	58	7,0	1,60
15	10	0,54	6	0,50	0,16	0,75	50	5,3	1,10
16	3	0,53	5	0,75	0,14	1,04	42	7,2	1,35
17	10	0,56	6	0,95	0,16	0,75	52	5,3	0,80
18	6	0,54	6	1,20	0,20	1,20	46	8,4	1,40
19	4	0,52	6	1,10	0,16	1,08	42	7,5	1,60
20	7	0,52	5	0,90	0,14	1,02	64	7,2	1,90
21	10	0,58	6	0,65	0,16	0,75	54	5,3	1,05
22	3	0,50	5	0,50	0,10	0,58	20	4,1	1,10
23	7	0,60	5	0,55	0,18	0,81	34	5,7	1,85
24	9	0,53	5	1,20	0,14	0,71	48	5,1	1,80
25	7	0,57	5	0,95	0,10	0,53	50	4,1	1,45
26	3	0,57	5	1,00	0,18	0,78	54	5,7	1,45
27	5	0,56	5	0,75	0,14	0,73	28	5,1	1,95
28	9	0,55	5	0,90	0,14	0,71	50	5,1	1,45
29	4	0,59	6	0,95	0,16	1,08	38	7,5	1,15
30	3	0,60	5	0,60	0,14	1,04	38	7,2	2,00
31	8	0,55	6	0,65	0,16	1,06	22	7,5	1,80
32	5	0,60	5	1,00	0,18	1,13	40	7,8	0,85
33	3	0,59	5	0,70	0,18	0,78	56	5,7	0,95
34	3	0,51	5	1,05	0,14	1,04	40	7,2	1,70
35	8	0,56	6	0,55	0,12	0,63	50	4,8	1,40
36	7	0,54	5	0,60	0,14	1,02	20	7,2	1,50
37	6	0,53	6	0,65	0,16	0,77	26	5,3	1,00
38	5	0,60	5	0,90	0,14	0,73	32	5,1	1,25
39	7	0,54	5	0,70	0,18	0,81	28	5,7	1,75
40	10	0,50	6	1,00	0,12	0,99	38	7,0	0,80
41	9	0,50	5	0,85	0,18	1,10	64	7,8	1,90
42	9	0,54	5	1,00	0,18	1,10	22	7,8	1,65
43	8	0,50	6	0,60	0,20	0,88	36	6,1	1,65

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
44	4	0,59	6	0,85	0,12	0,68	30	4,8	1,20
45	6	0,51	6	0,85	0,12	0,96	62	7,0	1,55
46	6	0,50	6	1,05	0,20	1,20	42	8,4	1,15
47	3	0,58	5	0,90	0,14	1,04	36	7,2	1,10
48	8	0,52	6	1,15	0,12	0,63	46	4,8	1,85
49	9	0,56	5	0,80	0,10	0,94	32	6,6	0,85
50	8	0,53	6	0,95	0,16	1,06	20	7,5	1,70
51	4	0,58	6	1,05	0,20	0,85	56	6,1	0,80
52	9	0,51	5	0,65	0,10	0,94	38	6,6	2,00
53	3	0,58	5	0,80	0,10	0,58	28	4,1	1,65
54	4	0,57	6	1,15	0,12	0,68	28	4,8	1,25
55	10	0,51	6	0,90	0,20	1,16	20	8,4	1,75
56	5	0,52	5	0,60	0,14	0,73	24	5,1	1,35
57	5	0,57	5	0,65	0,10	0,90	56	6,6	0,90
58	9	0,59	5	1,05	0,14	0,71	54	5,1	1,60
59	6	0,53	6	0,55	0,12	0,96	64	7,0	1,90
60	10	0,60	6	1,10	0,16	0,75	56	5,3	0,85
61	4	0,56	6	0,60	0,20	0,85	54	6,1	1,30
62	5	0,58	5	1,20	0,14	0,73	30	5,1	0,95
63	4	0,51	6	0,55	0,12	0,68	22	4,8	1,65
64	10	0,57	6	0,85	0,12	0,99	34	7,0	1,30
65	9	0,52	5	0,55	0,18	1,10	20	7,8	1,30
66	4	0,54	6	0,80	0,16	1,08	44	7,5	1,45
67	8	0,54	6	0,85	0,12	0,63	48	4,8	1,70
68	7	0,59	5	0,75	0,14	1,02	60	7,2	1,00
69	3	0,50	5	1,15	0,18	0,78	58	5,7	1,95
70	5	0,54	5	1,05	0,14	0,73	26	5,1	1,85
71	7	0,51	5	1,10	0,10	0,53	44	4,1	1,25
72	9	0,60	5	0,95	0,10	0,94	36	6,6	1,90
73	8	0,55	6	0,75	0,20	0,88	30	6,1	1,35
74	5	0,51	5	0,70	0,18	1,13	42	7,8	1,05
75	3	0,52	5	0,95	0,10	0,58	22	4,1	1,80
76	10	0,53	6	0,60	0,20	1,16	22	8,4	0,90
77	5	0,53	5	1,15	0,18	1,13	44	7,8	1,80
78	7	0,56	5	1,15	0,18	0,81	30	5,7	0,90
79	5	0,55	5	0,85	0,18	1,13	46	7,8	1,70
80	8	0,57	6	1,20	0,20	0,88	32	6,1	2,00

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
81	7	0,53	5	0,80	0,10	0,53	46	4,1	1,95
82	9	0,57	5	0,60	0,14	0,71	52	5,1	1,40
83	10	0,55	6	1,05	0,20	1,16	24	8,4	1,75
84	8	0,59	6	0,90	0,20	0,88	34	6,1	1,95
85	5	0,52	5	0,50	0,10	0,90	62	6,6	1,50
86	3	0,56	5	1,10	0,10	0,58	26	4,1	1,55
87	7	0,55	5	0,50	0,10	0,53	48	4,1	1,05
88	6	0,60	6	1,15	0,12	0,96	60	7,0	1,10
89	9	0,58	5	0,50	0,10	0,94	34	6,6	1,30
90	7	0,58	5	0,85	0,18	0,81	32	5,7	1,20
91	10	0,59	6	0,55	0,12	0,99	36	7,0	0,90
92	6	0,59	6	0,50	0,16	0,77	32	5,3	1,25
93	5	0,59	5	1,10	0,10	0,90	58	6,6	1,40
94	10	0,57	6	0,75	0,20	1,16	26	8,4	1,15
95	4	0,51	6	1,20	0,20	0,85	60	6,1	1,00
96	9	0,56	5	0,70	0,18	1,10	24	7,8	0,80
97	7	0,50	5	1,20	0,14	1,02	62	7,2	1,15
98	4	0,55	6	0,70	0,12	0,68	26	4,8	0,95
99	6	0,57	6	0,80	0,16	0,77	30	5,3	1,05
100	10	0,52	6	0,70	0,12	0,99	40	7,0	1,55

ДОДАТКОВА ІНФОРМАЦІЯ

Мотовило призначено для підведення стебел до різального апарату, направляючи їх після зрізу на транспортуючі пристрої та звільняючи різальний апарат для приймання нових стебел.

Найпоширенішим є універсальне ексцентрикове мотовило, яке сприяє більш повному підрізання стебла різальним апаратом. Воно стійко виконує технологічний процес роботи, як на прямостоячому, так і на полеглому хлібостої, тому його широко застосовують на жатках для збирання хлібів.

Від правильності установки мотовила залежить кількість зібраного врожаю, а це і є основною метою збирання сільськогосподарських культур.

ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Визначення частоти обертання мотовила

В процесі роботи планки мотовила рівномірно обертаються навколо горизонтальної вісі з кутовою швидкістю та одночасно переміщуються разом з машиною з лінійною швидкістю.

В зв'язку з цим планки будуть рухатись за циклоїдою, форма якої залежить від кінематичного режиму роботи мотовила.

Кінематичний режим роботи мотовила – це співвідношення його колової швидкості та лінійної швидкості машини:

$$\lambda = \frac{u}{v_M}, \quad (1.1)$$

де u – колова швидкість мотовила, м/с;
 v_M – швидкість машини, м/с.

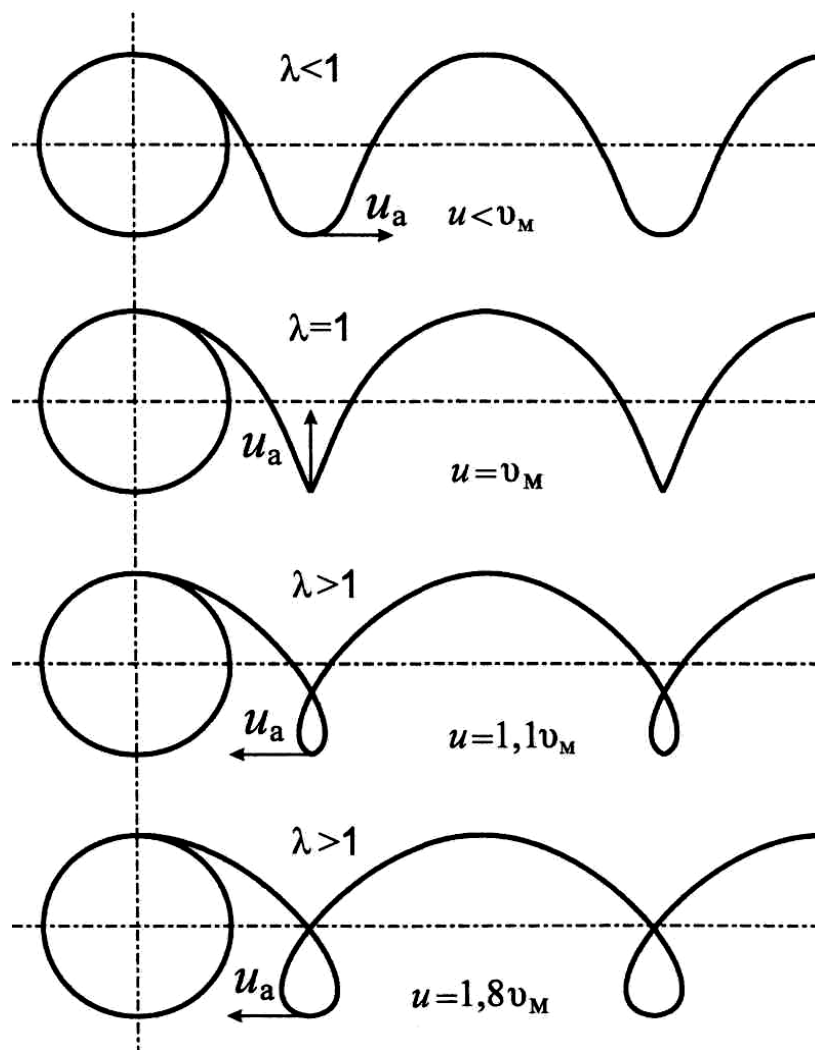


Рис. 1.1. Траєкторії абсолютного руху точки планки мотовила при різних значеннях кінематичного режиму його роботи

Зазвичай показник кінематичного режиму роботи λ приймають в межах 1,2...1,8. Неправильно вибране λ під час експлуатації мотовила призводить до того, що при $\lambda > 1,8$ (рис.1.1) планки, що контактують з колосом, можуть вибити зерно, тим самим збільшуючи втрати врожаю, а при $\lambda < 1,2$, навпаки, мотовило буде захоплювати мало стебел і більша частина хлібостою не буде підпадати під його вплив.

Колова швидкість машини визначається з рівняння:

$$u = R \cdot \omega, \quad (1.2)$$

де R – радіус мотовила, м;
 ω – кутова швидкість мотовила, с^{-1} .

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad (1.3)$$

де n – частота обертання мотовила, об/хв.

Підставивши (1.1) і (1.2) в (1.3) та зробивши декілька перетворень знаходимо частоту обертання мотовила:

$$n = \frac{30 \cdot \lambda \cdot v_m}{\pi \cdot R}. \quad (1.4)$$

Шлях, який пройде машина за час одного оберту мотовила дорівнює:

$$L = v_m \cdot t, \quad (1.5)$$

де t – час одного оберту мотовила, с.

$$t = \frac{60}{n} = \frac{2\pi}{\omega}. \quad (1.6)$$

Підставивши (1.6) в (1.5) та зробивши декілька перетворень отримаємо:

$$L = \frac{2\pi \cdot R}{\lambda}, \text{ м.} \quad (1.7)$$

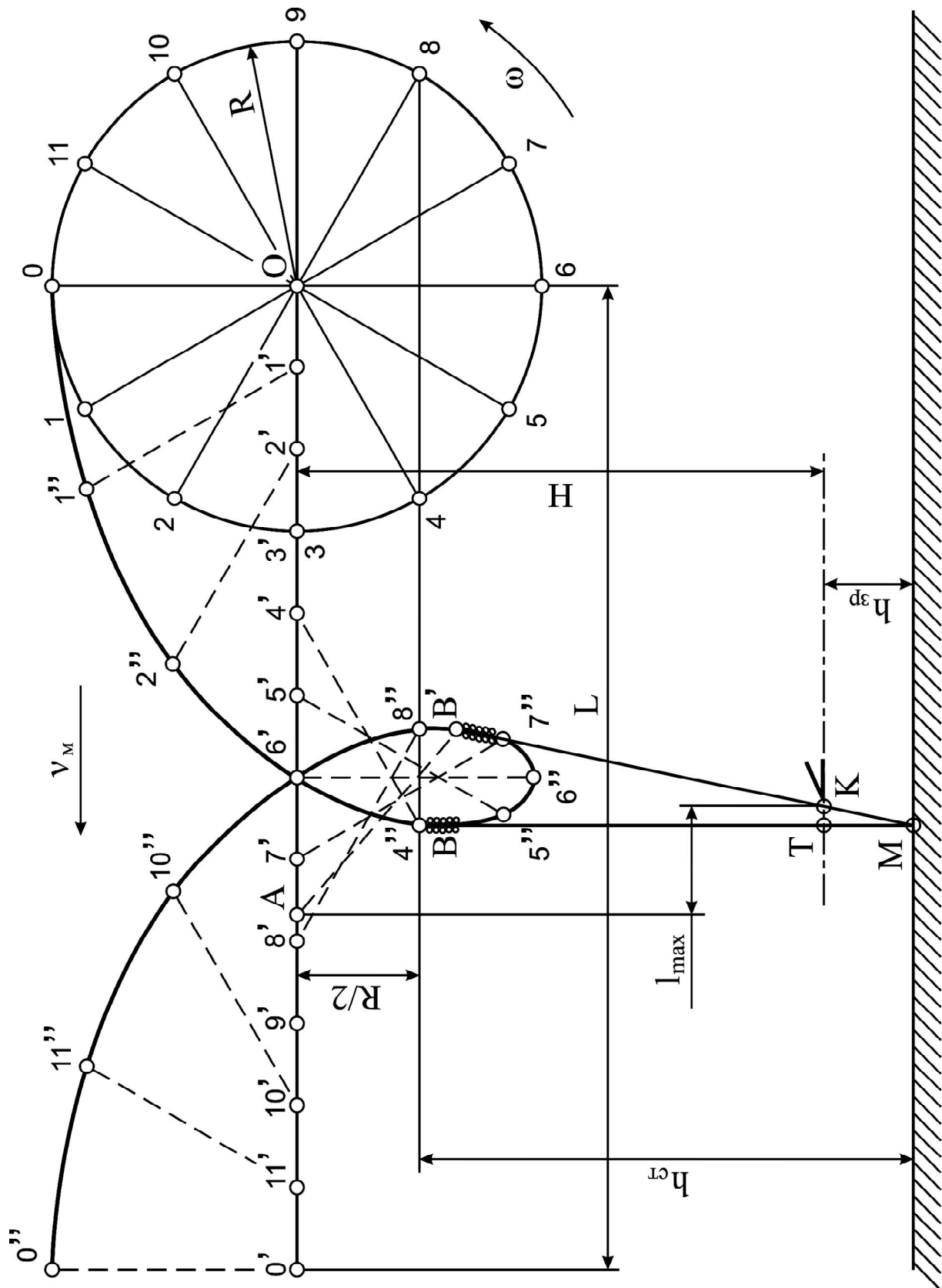


Рис. 1.2. Траектория ruchu планки мотовила

2. Побудова траєкторії руху планки мотовила

Траєкторію руху планки мотовила можна побудувати графічним шляхом. Для цього у правій частині листа викреслюємо коло радіусом мотовила R (рис. 1.2) і центром в точці O (точку O вибирають довільно), у вибраному масштабі. Поділивши коло на 12 рівних між собою частин отримаємо точки $0; 1; 2; \dots; 11$.

Вліво, через точку O , відкладаємо відрізок (у тому ж масштабі) рівний величині шляху машини L за один оберт мотовила. Поділивши його на 12 рівних частин отримаємо точки $1'; 2'; 3'; \dots; 0'$.

З отриманих точок поділу шляху L проводимо відрізки $1'-1''; 2'-2''; 3'-3''; \dots; 0'-0''$ паралельно відрізкам $0-1; 0-2; 0-3; \dots; 0-0$, довжина яких дорівнює радіусу мотовила R .

З'єднавши точки $0; 1''; 2''; \dots; 0''$ плавною кривою отримаємо траєкторію абсолютного руху планки мотовила.

Характерною особливістю цієї траєкторії є наявність петлі, тобто подовженої циклоїди (трихоїди).

3. Визначення висоти установки вала мотовила над різальним апаратом

Правильно встановлене по висоті мотовило повинно забезпечувати виконання двох вимог:

- не відхиляти стебла в бік руху машини;
- не перекидати стебла через планки.

Щоб планка підводила стебла до різального апарату вона має входити у хлібостій тоді, коли проекція абсолютної швидкості v_a та її точки A на вісі (x) дорівнюватиме нулю, тобто v_a буде направлена вертикально вниз (рис. 1.3). У цьому разі усувається виштовхування смуги стебел від різального апарату і горизонтальна дія планки мотовила на хлібостій.

Аналітично горизонтальну проекцію швидкості планки мотовила можна знайти продиференціювавши систему рівнянь траєкторії руху планки:

$$\begin{cases} x_A = v_m \cdot t + R \cos \omega t; \\ y_A = R \sin \omega t. \end{cases} \quad (1.8)$$

Перша похідна від переміщення x_a , тобто абсолютної швидкості у напрямку вісі (x) дорівнює:

Підставивши (1.11) в (1.12) отримаємо:

$$H = h_{cm} - h_{zp} + \frac{R}{\lambda}, \text{ м.} \quad (1.13)$$

4. Визначення виносу мотовила відносно різального апарату

Вал мотовила виносять вперед відносно різального апарату для того, щоб підняти коефіцієнт корисної дії мотовила, покращити якість очистки різального апарату та подачу стебла до шнеку. Довжина виносу мотовила визначається станом хлібостою:

- при збиранні короткостебельних хлібів вал мотовила встановлюють як найближче до різального апарату;
- при збиранні довгостебельних хлібів винос мотовила збільшують та піднімають його вал вище;
- при збиранні хлібів з полеглістю за напрямком руху машини винос вала збільшують і мотовило опускають нижче, одночасно підвищуючи кінематичний режим роботи λ .

Графічно величину l_{\max} – максимально допустимого виносу вісі вала мотовила відносно різального апарату можна визначити наступним чином.

Стебла МВ (рис. 1.2), які знаходяться під впливом планки мотовила, відхиляються на зустріч руху машини до положення МВ'. Точка В' визначає момент вислизання стебла з-під планки. Провівши відрізок, рівний радіусу мотовила R з точки В' до перетину з відрізком О'О отримуємо точку А, яка відповідає положенню вісі валу мотовила в момент вислизання стебла з-під планки.

Стебла не будуть вислизати з-під планки мотовила, якщо в момент, коли вісь вала мотовила знаходиться в положенні А ніж мине точку К. В точці К стебло МВ' повинно бути зрізане. В залежності від довжини стебла h_{cm} , величина максимально допустимого виносу вісі вала мотовила вперед, відносно різального апарату l_{\max} буде дорівнювати відрізку ТК.

5. Визначення ступеню впливу мотовила на стебла

Кожна планка мотовила починає впливати на стебла в точці А (рис. 1.4), для якої $v_x = 0$ і нахиляє їх доти, доки рухається по циклоїді АВ. В точці В, що знаходиться над різальним апаратом, планка по відношенню до зрізаних тут стебел почне переміщуватись по дузі рівній радіусу мотовила R.

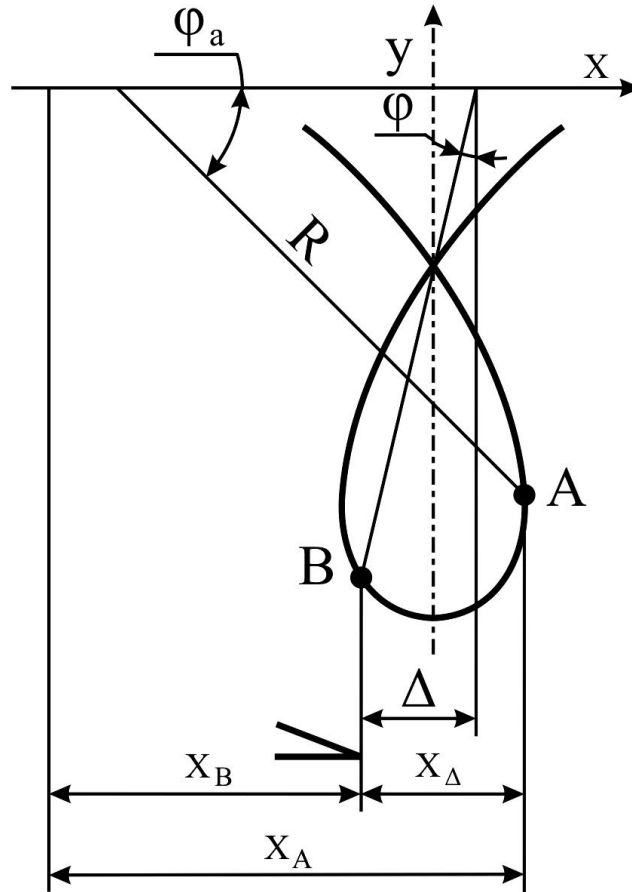


Рис. 1.4. Схема дії мотовила на стебла

Відрізок x_{Δ} , на якому планка мотовила буде впливати на стебла, дорівнює:

$$x_{\Delta} = x_A - x_B. \quad (1.14)$$

Згідно (1.6) x_A та x_B будуть дорівнювати:

$$\begin{aligned} x_A &= v_m t_A + R \cos \omega t_A; \\ x_B &= v_m t_B + R \cos \omega t_B. \end{aligned} \quad (1.15)$$

Так як

$$\begin{aligned} \varphi_A &= \omega t_A; \quad \sin \varphi_A = \frac{1}{\lambda}; \quad t_A = \frac{\arcsin \frac{1}{\lambda}}{\omega}; \\ \varphi_B &= \omega t_B; \quad t_B = \frac{\varphi}{\omega}; \\ \sin \varphi &= \frac{\Delta}{R}; \quad \varphi = \arcsin \frac{\Delta}{R}; \end{aligned} \quad (1.16)$$

$$\begin{aligned} x_A &= \frac{R}{\lambda} \left(\arcsin \frac{1}{\lambda} + \sqrt{\lambda^2 - 1} \right); \\ x_B &= \frac{R}{\lambda} \left(\frac{\pi}{2} + \arcsin \frac{\Delta}{R} \right) - \Delta. \end{aligned} \quad (1.17)$$

При $\Delta = 0$

$$x_\Delta = \frac{R}{\lambda} \left(\arcsin \frac{1}{\lambda} + \sqrt{\lambda^2 - 1} - \frac{\pi}{2} \right). \quad (1.18)$$

Для мотовила, що має (z) планок, відрізок шляху, на якому вони впливають на стебла дорівнюють $x_\Delta \cdot z$.

Відношення кількості стебел, що зрізуються при сприянні планок мотовила, до загальної кількості стебел, що зрізуються різальним апаратом називається ступенем впливу мотовила на стебла.

Ширина захвату мотовила та різального апарату однакова, а стебла по полю розподіляються більш-менш рівномірно. Тому замість кількості зрізаних стебел можна врахувати відповідне переміщення машини.

Вплив мотовила на стебла при його виносі $\Delta = 0$ дорівнює:

$$\eta = \frac{z}{2\pi} \left(\sqrt{\lambda^2 - 1} + \arcsin \frac{1}{\lambda} - \frac{\pi}{2} \right). \quad (1.19)$$

Зазвичай $\eta = 0,2 \dots 0,8$.

Вплив мотовила на стебла можна регулювати, змінюючи кількість планок мотовила (z) , винос вісі вала мотовила Δ відносно різального апарату, а також показник кінематичного режиму роботи λ . Найбільша величина ступеню впливу мотовила на стебла η фіксується при виносі вісі вала мотовила відносно різального апарату на відстань, не менше ширини петлі циклоїди.

Вираз (1.19) дає тільки близьку оцінку впливу мотовила на стебла тому, що в ньому не враховується взаємодія стебел між собою, які нахиляються планками та інших чинників.

6. Визначення потужності на привід мотовила

Потужність на привід мотовила дорівнює:

$$N = N_{xx} + N_{nc}, \quad (1.20)$$

де N_{xx} – потужність на холостий хід мотовила, Вт;
 N_{nc} – потужність на підведення смуги стебел до різального апарату, Вт.

$$N_{xx} = M_{кр} \cdot \omega, \quad (1.21)$$

де $M_{кр}$ – крутний момент на валу мотовила, Н·м.

$$M_{кр} = G \cdot R \cdot f, \quad (1.22)$$

де G – сила ваги мотовила, кН;
 f – коефіцієнт тертя вала. $f = 0,028 \dots 0,035$.

Потужність на підведення смуги стебел до різального апарату визначається з виразу:

$$N_{nc} = \eta \frac{m \cdot u^2}{2}, \quad (1.23)$$

де m – масова подача хлібної маси за одиницю часу, кг·с/м.

$$m = \frac{q}{g}, \quad (1.24)$$

де q – подача хлібної маси до шнека жатки за одиницю часу, кг/с;
 g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

$$q = B \cdot Q \cdot v_m, \quad (1.25)$$

де B – ширина захвату жатки, м.
 Q – врожайність хлібної маси, кг/га;

$$Q = Q_z + Q_z \cdot \beta, \quad (1.26)$$

де Q_z – врожайність зерна, ц/га;
 β – частка соломи, за масою, відносно врожайності зерна.

Лабораторна робота № 2

Час: 2 години

Тема: Технологічний розрахунок сегментно-пальцевого різального апарату

Мета роботи: Визначення технологічних та енергетичних параметрів сегментно-пальцевого різального апарату згідно умов його роботи та вихідних даних

ЗМІСТ РОБОТИ

За вихідними даними варіанту (табл. 2.1):

1. Визначити площу подачі на сегмент.
2. Визначити площу навантаження на сегмент.
3. Визначити потужність на привід ножа.
4. Визначити переміщення пальцевого бруса різального апарату.
5. Побудувати траєкторію абсолютного руху будь-якої точки сегмента.
6. Побудувати графік пробігу активної частини лез.
7. Побудувати діаграму зміни висоти стерні.
8. Побудувати графік зміни швидкості сегмента та визначити величину його швидкості на початку та в кінці різання.

Графічна частина роботи, загальний вид якої представлений на рис. 2.4 – 2.11, виконується на міліметровому папері формату А3 у вибраному масштабі.

Пояснювальна записка повинна мати вихідні дані, порядок побудови та необхідні аналітичні розрахунки. Об'єм пояснювальної записки повинен складати 5...7 сторінок формату А4.

Таблиця 2.1

Вихідні дані

№ варіанту	Подача на ніж L , мм	Тип різального апарату (№ варіанту)	Зусилля тиску на ґрунт		Кут нахилу кривошипу α , град
			Внутрішнього башмака Q_1 , Н	Зовнішнього башмака Q_2 , Н	
1	2	3	4	5	6
1	82	2	270	145	21
2	78	3	275	120	1
3	76	2	300	85	1
4	50	1	325	110	6
5	68	1	265	80	15

Продовження табл. 2.1.

1	2	3	4	5	6
6	82	2	285	130	3
7	66	3	290	120	9
8	50	1	340	95	19
9	60	3	350	135	11
10	54	3	290	90	25
11	56	1	265	95	4
12	52	2	300	145	6
13	68	1	250	95	5
14	58	2	270	100	5
15	74	1	295	80	9
16	58	2	315	85	9
17	54	3	350	105	21
18	64	2	285	115	8
19	54	3	320	135	26
20	64	2	345	85	7
21	50	1	310	125	24
22	70	2	270	85	16
23	78	3	305	90	2
24	50	1	280	80	23
25	68	1	280	140	28
26	68	1	325	125	12
27	56	1	325	140	27
28	72	3	290	150	30
29	52	2	285	85	24
30	72	3	305	135	12
31	52	2	330	115	7
32	58	2	300	100	27
33	56	1	250	110	22
34	78	3	320	150	15
35	80	1	280	125	2
36	60	3	320	90	10
37	76	2	285	100	19
38	80	1	265	140	20
39	50	1	250	80	1
40	62	1	280	110	7
41	84	3	275	150	22
42	84	3	290	135	4

Продовження табл. 2.1.

1	2	3	4	5	6
43	62	1	325	95	11
44	66	3	320	120	8
45	82	2	300	115	22
46	54	3	260	90	3
47	80	1	310	95	3
48	54	3	305	150	7
49	82	2	330	85	17
50	82	2	315	100	4
51	70	2	285	145	29
52	72	3	275	90	17
53	58	2	330	145	28
54	80	1	295	110	21
55	66	3	275	135	27
56	56	1	340	125	9
57	68	1	340	110	14
58	64	2	270	130	26
59	66	3	335	105	13
60	52	2	345	100	20
61	66	3	260	150	14
62	74	1	280	95	18
63	52	2	315	130	25
64	56	1	310	80	8
65	60	3	260	120	24
66	84	3	335	90	18
67	72	3	260	105	3
68	80	1	325	80	16
69	70	2	300	130	11
70	58	2	255	115	23
71	74	1	250	125	17
72	62	1	310	110	29
73	50	1	295	140	5
74	70	2	345	115	15
75	76	2	270	115	1
76	60	3	275	105	6
77	62	1	265	125	25
78	76	2	315	145	14
79	84	3	320	105	5

Продовження табл. 2.1.

1	2	3	4	5	6
80	60	3	335	150	29
81	76	2	255	130	18
82	84	3	305	120	23
83	66	3	350	90	6
84	78	3	260	135	19
85	64	2	330	100	12
86	54	3	335	120	8
87	74	1	310	140	13
88	70	2	255	100	4
89	72	3	350	120	16
90	58	2	345	130	10
91	56	1	295	95	26
92	74	1	265	110	2
93	68	1	295	125	10
94	62	1	340	80	30
95	60	3	305	105	28
96	78	3	290	105	20
97	64	2	255	145	13
98	52	2	255	85	2
99	62	1	250	140	12
100	64	2	315	115	30

ДОДАТКОВА ІНФОРМАЦІЯ

Різальні апарати повинні виконувати чистий зріз рослин, без м'яття, розривів, зтягування та вислизання їх з-під лез.

В основі роботи різальних апаратів можуть бути покладені два принципи зрізу: безпідпирний і підпирний.

За принципом безпідпирного зрізу працюють ротаційні різальні апарати, робочі елементи яких (ножі) здійснюють обертальний рух. Високоякісний зріз рослин без підпору можливий при швидкості руху різальних елементів не менше 5...6 м/с. Опір зрізу при цьому погашається пружністю стебел поблизу коріння і їх інерцією.

Принцип підпирного зрізу використовується в роботі сегментно-пальцевих і безпальцевих (двоножових) різальних апаратів. Перші з них мають різальну пару у вигляді сегменту та протирізальної пластини пальця, другі – у вигляді двох сегментів, що рухаються у

протилежному напрямку (або при одному нерухомому). В таких апаратах ножі (сегменти) виконують зворотно-поступальний рух, тобто працюють за принципом норець. Вони менш енергоємні, ніж апарати безпідпільного різання, тому знайшли широке застосування в косарках та жатках.

Сегментно-пальцеві різальні апарати бувають: нормального різання з одинарним ходом ножа (рис. 2.1, а); нормального різання з подвійним ходом ножа (рис. 2.1, б); низького (рис. 2.1, в) та середнього (рис. 2.1, г) різання.

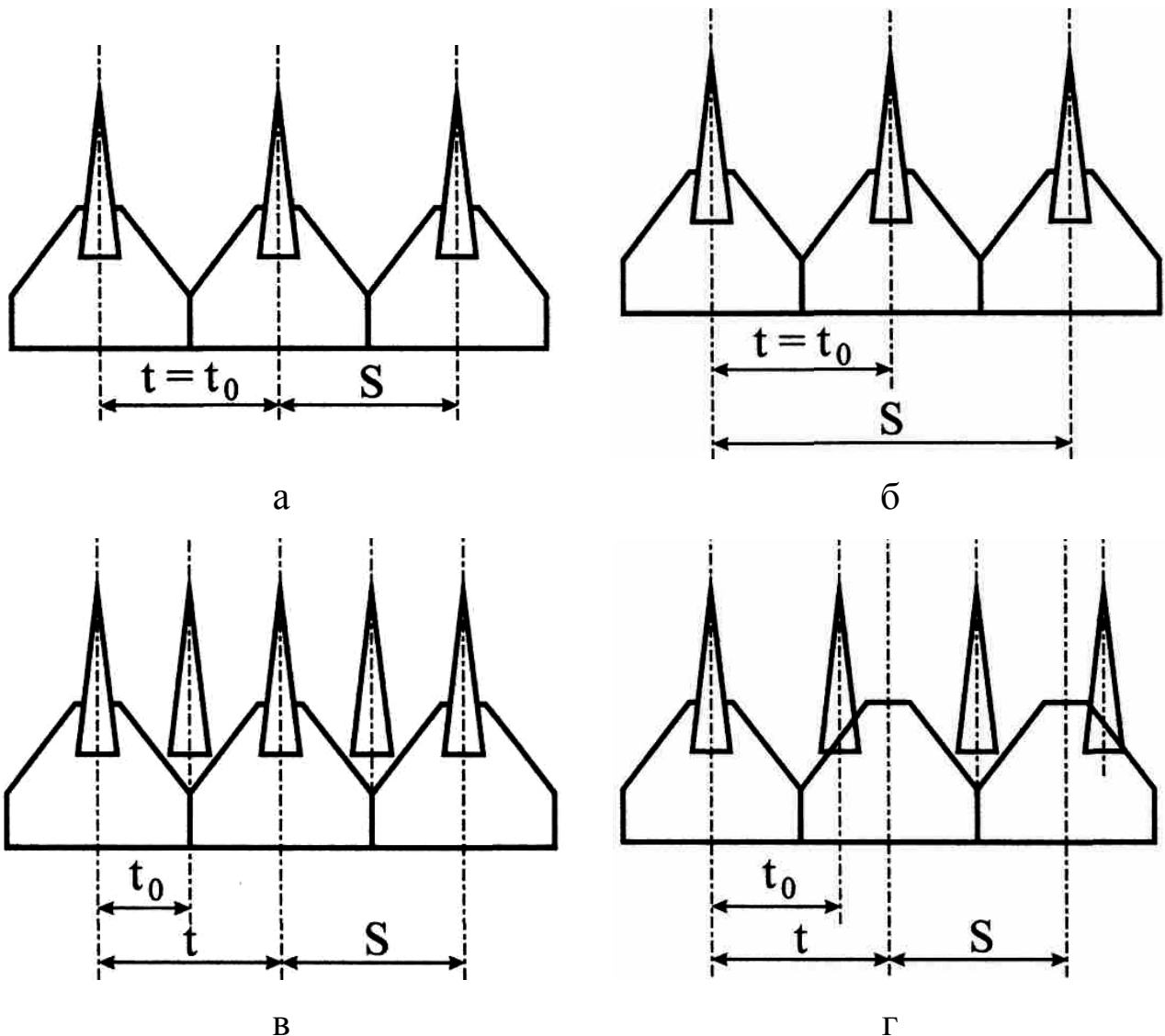


Рис. 2.1. Типи сегментно-пальцевих різальних апаратів:

а – нормального різання з одинарним ходом ножа;

б – нормального різання з подвійним ходом ножа; в – низького різання; г – середнього різання;

t – крок різальної частини (відстань між осьовими лініями сегментів);

t_0 – крок протирізальної частини (відстань між осьовими лініями пальців); S – хід ножа (переміщення ножа із одного крайнього положення в інше)

Кожен тип сегментно-пальцевих різальних апаратів має свої розміри (рис. 2.2), які наведені в табл. 2.2.

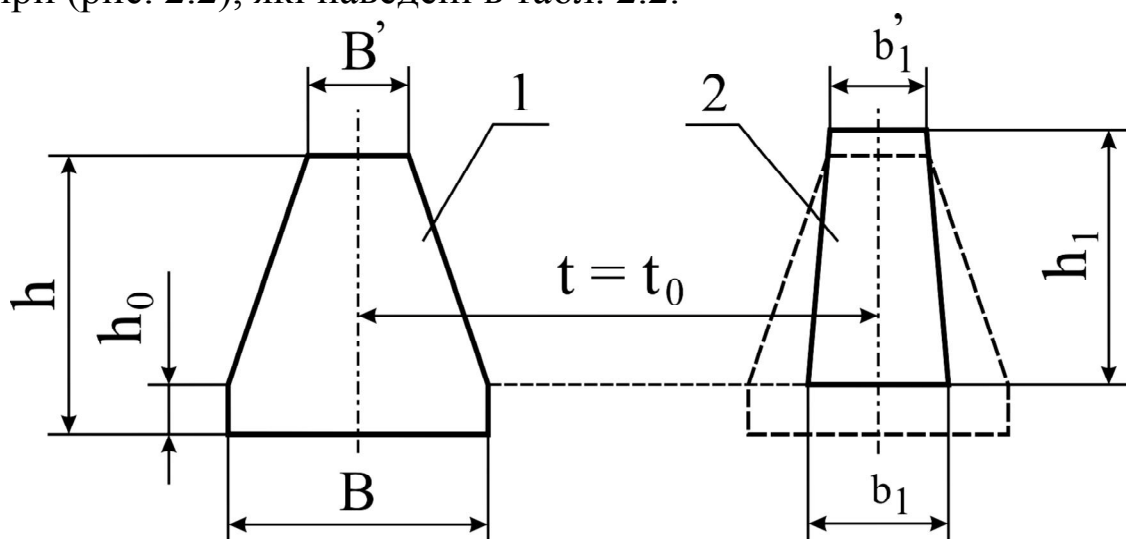


Рис. 2.2. Сегментно-пальцева різальна пара:

1 – сегмент; 2 – протирізальної пластини пальця;

h – висота сегмента; h_1 – висота протирізальної пластини пальця;

B' – ширина верхньої частини сегмента; b_1' – ширина верхньої частини протирізальної пластини пальця; B – ширина нижньої частини сегмента; b_1 – ширина нижньої частини протирізальної пластини пальця

Таблиця 2.2

Геометричні та кінематичні параметри сегментно-пальцевих різальних апаратів

№ апарату	Тип різального апарату	Розміри сегментно-пальцевої різальної пари						
		h , мм	B' , мм	B , мм	h_0 , мм	h_1 , мм	b_1' , мм	b_1 , мм
1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Нормального різання з одинарним пробігом ножа							
1	$t = t_0 = S = 76,2$ мм	75	16	76,2	21	57	5	37
2	$t = t_0 = S = 90$ мм	85	12	90	21	59	21	37
	Нормального різання з подвійним пробігом ножа							
3	$2t = 2t_0 = S = 152,4$ мм	75	16	76,2	21	57	22	37
4	$2t = 2t_0 = S = 101,6$ мм	79	15	50,8	22	57	21	37
	Низького різання							
5	$t = 2t_0 = S = 101,6$ мм	70	6	101,6	22	63	21	24

ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Визначення площі подачі на сегмент

Площа подачі – це площа поля, на якій стебла зрізуються одним сегментом за один хід ножа.

Для апаратів нормального різання з одинарним ходом ножа площу подачі F_n визначають за залежністю:

$$F_n = LS = Lt_0 = Lt, \text{ мм}^2 \quad (2.1)$$

де L – подача, мм;
 S – хід ножа, мм;
 t_0 – крок пальців, мм;
 t – крок сегментів, мм.

Для апаратів низького різання:

$$F_n = LS = 2Lt_0 = Lt, \text{ мм}^2. \quad (2.2)$$

Для апаратів нормального різання з подвійним ходом ножа:

$$F_n = LS = 2Lt_0 = 2Lt, \text{ мм}^2. \quad (2.3)$$

2. Визначення площі навантаження на сегмент

Площа навантаження – це площа поля, з якого сегмент зрізує стебла за один хід ножа біля одного пальця.

Для апаратів нормального різання з одинарним ходом ножа площу навантаження визначають за залежністю:

$$F_n = kF_n = kLS, \text{ м}^2 \quad (2.4)$$

де k – коефіцієнт, що враховує тип різального апарату. Для апаратів нормального різання з одинарним ходом ножа $k = 1$; для апаратів низького різання $k = 0,68$; для апаратів нормального різання з подвійним ходом ножа $k = 0,32$.

3. Визначення потужності на привід ножа

Потужність, необхідну для подолання зусилля опору ножа, визначають за залежністю:

$$N = T \cdot v_n, \text{ Вт} \quad (2.5)$$

де T – сила опору ножа переміщенню, Н;
 v_n – швидкість ножа, м/с.

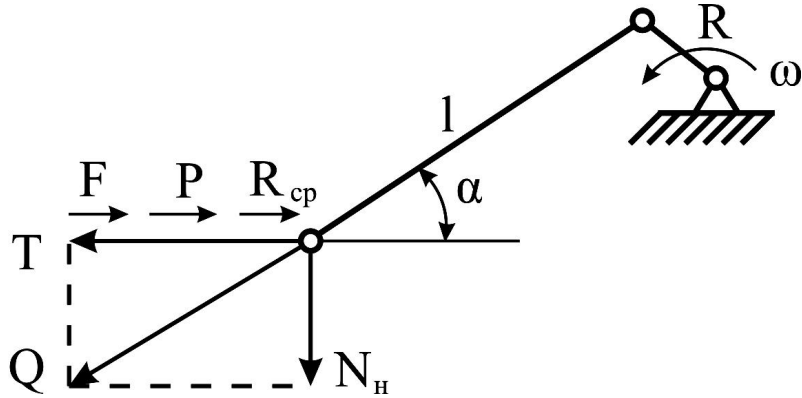


Рис. 2.3. Схема сил, що діють на ніж

Сила опору ножа переміщенню, потрібна для приведення ножа в рух, визначається з рівняння:

$$T = F + R_{cp} + P, \quad (2.6)$$

де F – сила тертя ножа у пальцевому брусі, Н;
 R_{cp} – середнє значення сили опору різання, Н;
 P – сила інерції ножа, Н.

$$F = F_1 + F_2, \quad (2.7)$$

де F_1 – сила тертя від ваги ножа, Н;
 F_2 – сила тертя від дії шатуну, Н.

$$\begin{aligned} F_1 &= f \cdot G; \\ F_2 &= f \cdot N_n, \end{aligned} \quad (2.8)$$

де f – коефіцієнт тертя. $f = 0,25 \dots 0,3$;
 G – сила ваги ножа. $G = 20 \dots 22$ Н на 1 м довжини;
 N_n – сила дії на ніж, що направлена по нормалі, Н.

$$N = T \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (2.9)$$

де α – кут нахилу кривошипу, град.

Підставивши (2.6), (2.7) та (2.8) в (2.9) отримаємо:

$$N_n = (F_1 + F_2 + R_{cp} + P) \cdot \operatorname{tg} \alpha = (f \cdot G + f \cdot N + R_{cp} + P) \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (2.10)$$

отже

$$N_n = \frac{(R_{cp} + P + f \cdot G) \cdot \operatorname{tg} \alpha}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \alpha}. \quad (2.11)$$

Тоді

$$F_2 = f \cdot \frac{(R_{cp} + P + f \cdot G) \cdot \operatorname{tg} \alpha}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \alpha}. \quad (2.12)$$

В інженерних розрахунках силу опору різання та силу тертя можна визначати за залежністю:

$$R_{cp} + F = B \cdot Q_n, \quad (2.13)$$

де B – ширина захвату жатки (значення B береться з вихідних даних лабораторної роботи №1), м;

Q_n – питомий опір різанню та тертю. $Q_n = 750$ Н/м.

Сила інерції визначається масою ножа m та його прискоренням:

$$P = m \omega^2 R = \frac{G}{g} \omega^2 R, \quad (2.14)$$

де ω – кутова швидкість кривошипу, с^{-1} ;

R – радіус кривошипу, м;

g – прискорення вільного падіння. $g = 9,81$ м/с².

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad (2.15)$$

де n – частота обертання кривошипу, об/хв.

$$n = \frac{26 \cdot 30 \cdot v_m}{L}, \quad (2.16)$$

де v_m – швидкість руху машини, м/с (значення v_m береться з вихідних даних лабораторної роботи № 1).

4. Визначення потужності на переміщення пальцевого бруса різального апарату

Потужність на переміщення пальцевого бруса визначається за рівнянням:

$$N_n = F_{nn} \cdot v_m, \quad (2.17)$$

де F_{nn} – зусилля опору переміщенню пальцевого бруса по стерні.

$$F_{nn} = f_m \cdot (Q_1 + Q_2) + B \cdot T_n, \quad (2.18)$$

де f_m – коефіцієнт тертя пальцевого бруса по ґрунту. $f_m = 0,3 \dots 0,5$;
 Q_1 та Q_2 – зусилля тиску на ґрунт відповідно внутрішнього та зовнішнього башмака (значення Q_1 та Q_2 береться з вихідних даних лабораторної роботи №2), Н.
 T_n – питомий опір проникненню різального апарату у смугу стеблостою. $T_n = 80 \dots 100$ Н/м.

5. Побудова траєкторії абсолютного руху будь-якої точки сегмента

Ніж різального апарату бере участь у двох рухах: у переносному (разом з машиною) та у відносному (зворотно-поступальний рух сегмента).

За час повороту кривошипу на кут 180° сегмент із крайнього лівого положення зміститься в крайнє праве, а машина переміститься на відстань L (подача). Тобто подача – це шлях, який проходить машина за час повного оберту кривошипа.

Використовуючи залежності $x = R \cdot (1 - \cos \omega t)$ та $y = v_m \cdot t$ можна побудувати траєкторію абсолютного руху будь-якої точки сегмента, задавши певні проміжки кута повороту кривошипа, наприклад, $\omega t = \pi/6$. Але раціональніше це можна здійснити графічним методом.

Графічний метод базується на складанні геометричного переміщення ножа у напрямку переносного та відносного рухів.

Для побудови руху точки сегмента (рис. 2.4) на листі в масштабі відкладаємо вліво відрізок рівний S , а вгору – рівний подачі L . Потім обидва відрізки (S та L) розбиваємо на однакову кількість частин (6, 8, 10, 12 і т.д.) та позначаємо їх відповідними цифрами. Після цього з точок 1, 2, 3,..., n на півколі проводимо вертикальні лінії, а з точок 1', 2', 3' ,..., n' подачі – горизонтальні лінії. На перетині відповідних горизонтальних та вертикальних ліній (1-1', 2-2', і т.д.) отримаємо точки 1'', 2'', 3'',..., n'' . З'єднавши ці точки між собою плавною кривою отримаємо траєкторію абсолютного руху точки A сегмента.

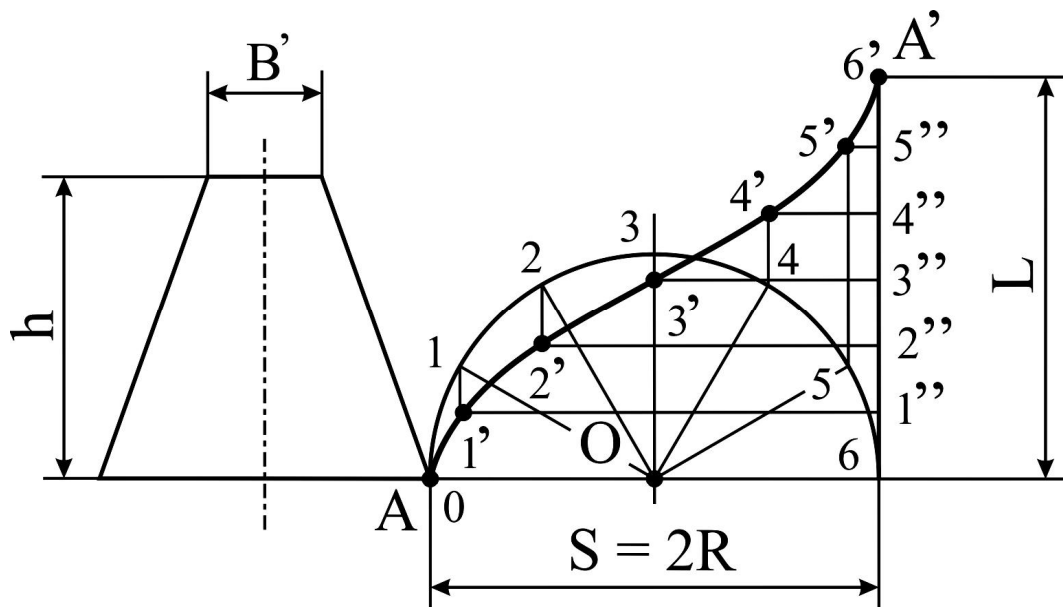


Рис. 2.4. Побудова траєкторії абсолютного руху будь-якої точки сегмента

При зворотному русі ножа точка A сегмента з правого положення перейде в ліве, виконавши переміщення по тій самій траєкторії.

Рационально за отриманою траєкторією зробити шаблон на щільному папері, що полегшить подальше виконання лабораторної роботи.

6. Побудова графіку пробігу активної частини лез

Побудова виконується у наступному порядку. В лівій частині листа, у раніш прийнятому масштабі, відкладаємо вертикальні осьові лінії пальців різального апарату на відстані t_0 (крок пальців) одна від одної (рис. 2.5). Після цього відкладаємо ширину пальців, прийнявши її постійною і рівною:

$$b_{cp} = \frac{b_1 + b'_1}{2}, \quad (2.19)$$

де b_I та b'_I – розміри відповідно верхньої та нижньої частини пальця.

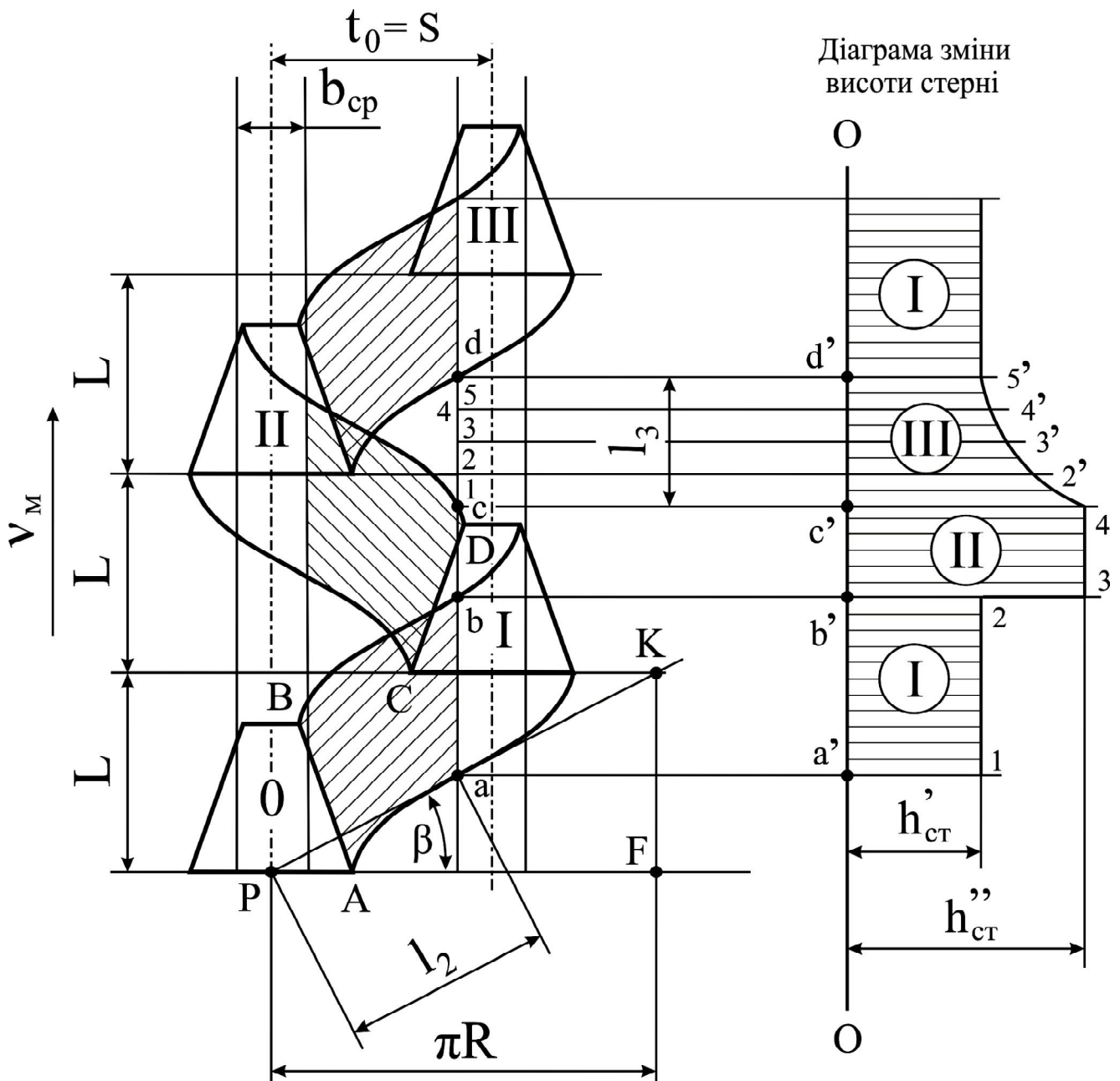


Рис. 2.5. Графік одинарного пробігу активних лез сегмента при нормальному різанні

Через осьові лінії протирізальної частини різального апарату проводимо чотири горизонтальні лінії на відстані L одна від одної на яких у шаховому порядку викреслюємо положення сегментів (0, I, II, III). Для апаратів з подвійним пробігом ножа викреслюємо положення двох поруч розташованих сегментів.

Користуючись раніш зробленим шаблоном, будуємо траєкторію абсолютного руху крайніх точок різальної кромки сегмента при прямому та зворотному ході. Отриманий пробіг активної частини лез заштриховуємо.

Аналогічно будуються графіки пробігу активної частини лез для різальних апаратів нормального різання з подвійним пробігом ножа та апаратів низького різання (рис. 2.6 та 2.7).

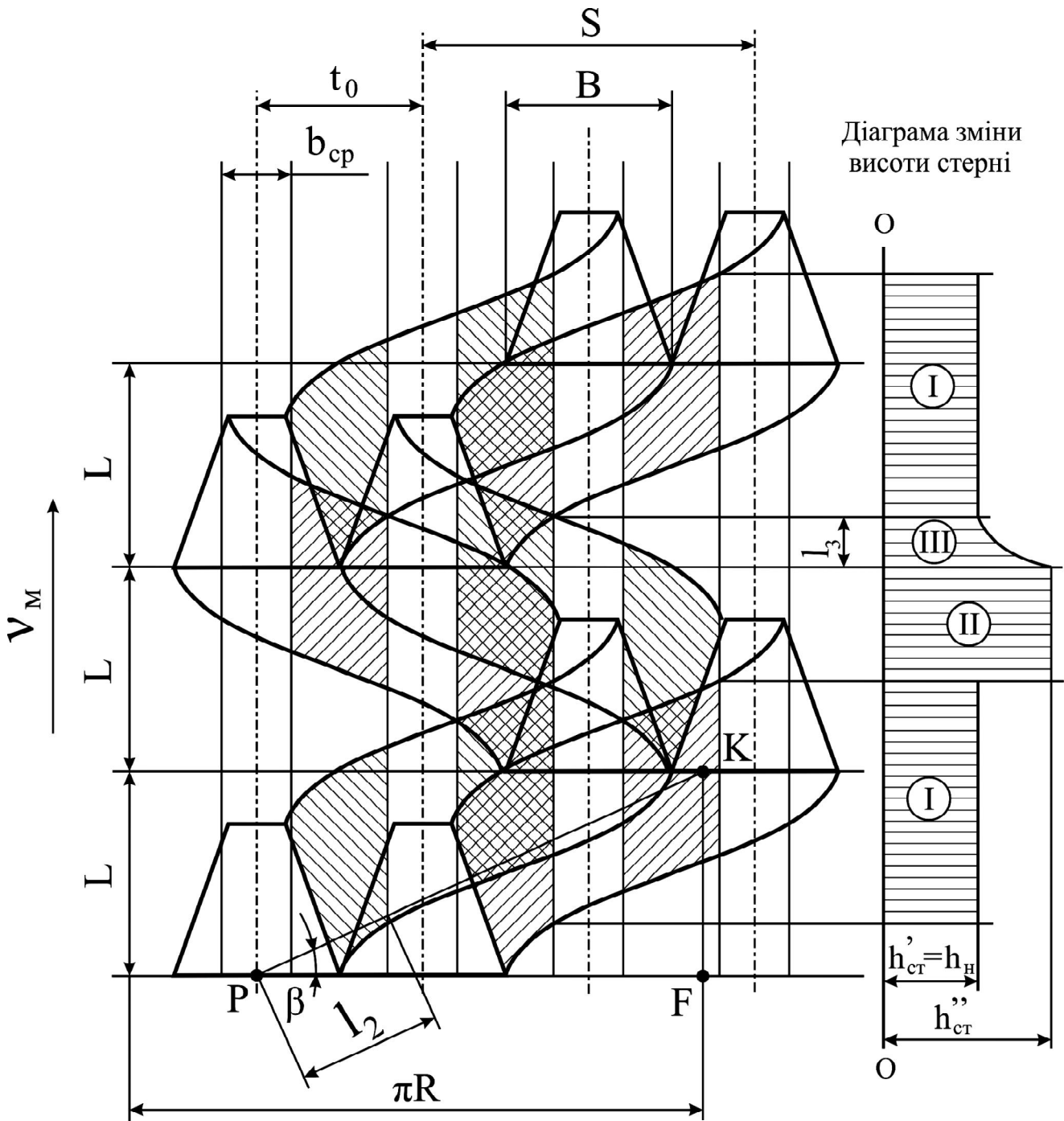


Рис. 2.6. Графік з подвійним пробігом активних лез сегмента при нормальному різанні

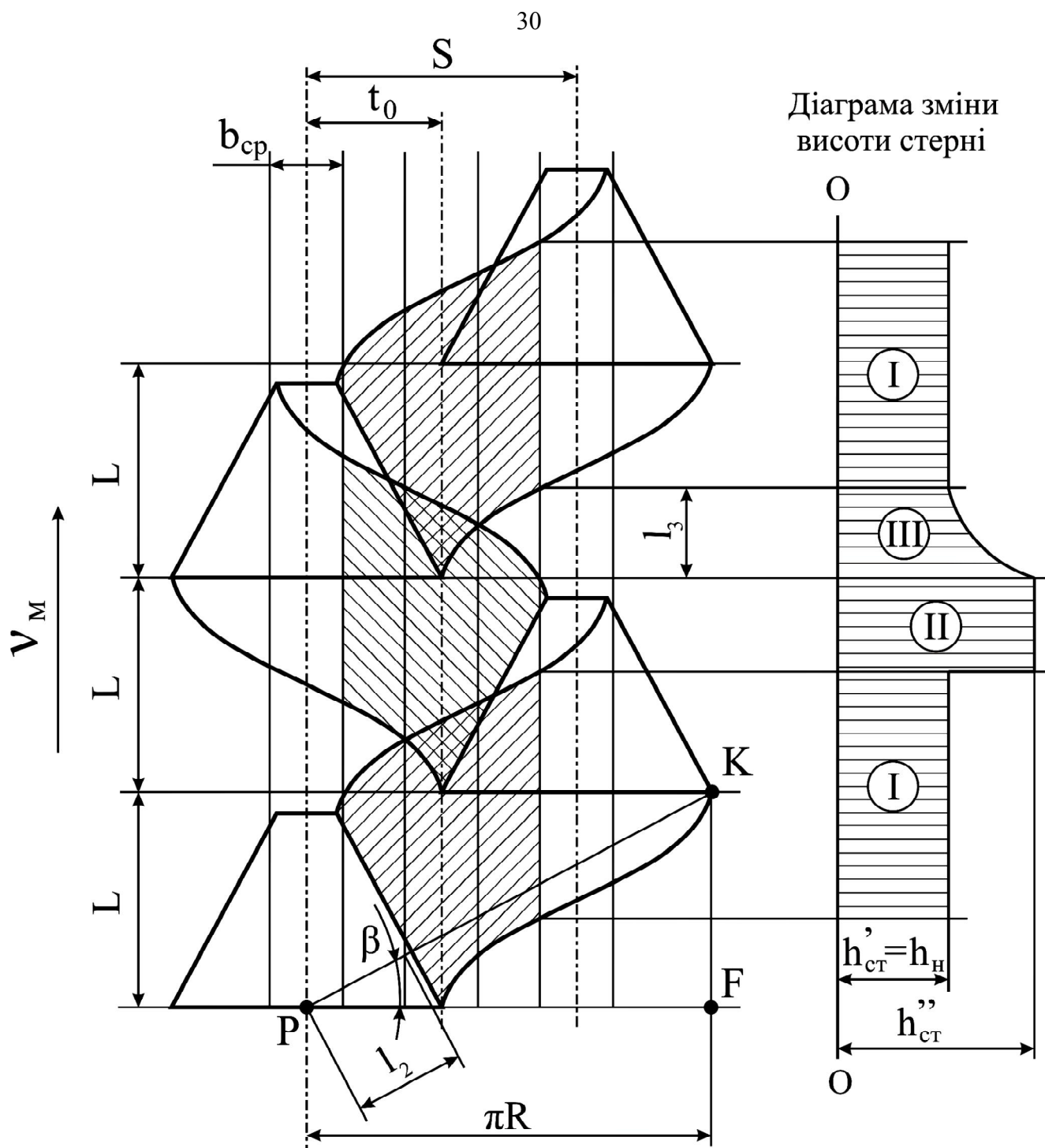


Рис. 2.7. Графік пробігу активних лез сегмента при низькому різанні

7. Побудова діаграми зміни висоти стерні

Під час роботи різального апарату частина стебел нахиляється пальцями та сегментами і зрізується у відхиленому положенні, в результаті чого отримуємо різну висоту стерні.

Відхилення, а отже, і висота стерні залежить не тільки від конструктивних особливостей різального апарату, але і від режиму його роботи. Таким чином висота стерні буде нерівномірною і здебільшого перевищувати висоту установки різального апарату над

рівнем поля, а це призводить до втрат врожаю. Збільшення, наприклад, висоти стерні на 10 мм при збиранні трав призводить до недобору трав'яної маси на 9...10 %.

Для визначення характеру відхилення стебла побудуємо діаграму зміни висоти стерні.

На графіку пробігу активної частини ножа (рис. 2.5) позначимо точки перетину траєкторії з лівою кромкою правого пальця літерами а, b, с, d. У правій частині (поруч з побудованим графіком) листа довільно проведемо вертикальну лінію 0-0, яка позначає поверхню поля. Спроекувавши на цю лінію точки а, b, с, d отримаємо точки а', b', с', d'.

При русі сегмента вправо робочою кромкою буде ділянка АВ, а при зворотному русі – CD. Впливом кута тертя стебел по кромці пальця знехтуємо і будемо вважати їх відхиляючимися перпендикулярно вісі пальця. Тоді за час двох ходів ножа стебла, що повинні зрізатися на ділянці а-d, за характером можуть бути розбиті на три групи.

На ділянці ab (група I) стебла не відхиляються, тому висота стерні h'_{cm} дорівнюватиме висоті установки різального апарату h_{zp} над рівнем поля (h_{zp} – висота зрізу, значення якого береться з вихідних даних лабораторної роботи №1). Відкладаємо у масштабі на лінії 0-0 висоту стерні h'_{cm} для першої групи і будуємо прямокутник а'b'21.

На ділянці bc (група II) стебла відхиляються іншою кромкою сегмента і будуть зрізані нею біля правої кромки лівого пальця. Таке відхилення називають поперечним і висота стерні визначатиметься за рівнянням:

$$h''_{cm} = \sqrt{h_{zp}^2 + l_2^2}, \text{ мм} \quad (2.20)$$

де l_2 – величина поперечного відхилення, мм.

Відхилення l_2 визначається (за теоремою Піфагора) як гіпотенуза прямокутного трикутника PDF з катетами L та πR . Приблизно допускається, що стебла цієї групи відхиляються по дотичній до синусоїди, що має мінімальний кут нахилу:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{L}{\pi R}, \quad (2.21)$$

де β – кут нахилу дотичної в точці перегину синусоїди, град.

Відрізок від точки Р до кромки пальця (точка а) і буде величиною відгину стебел l_2 .

Відкладаємо у масштабі на лінії 0-0 висоту стерні h_{cm}'' для другої групи і будуємо прямокутник $b's'43$.

На ділянці cd (група III) стебла відхиляються пальцевим брусом (поздовжнє відхилення) і зрізуються в точці d на висоті:

$$h_{cm}''' = \sqrt{h_{zp}^2 + l_3^2}, \text{ мм} \quad (2.22)$$

де l_3 – величина поперечного відхилення. Значення l_3 береться безпосередньо з графіку (відрізок $cd = l_3$), мм.

Стебла, розташовані на цій лінії, мають різну величину відхилення і тому висота стерні для цієї групи буде різна.

Для побудови діаграми висоти стерні на цій ділянці необхідно побудувати прямокутний трикутник (рис. 2.8) з катетами l_3 та h_n . Катет l_3 розбиваємо на декілька рівних частин. Кожну отриману точку з'єднуємо з вершиною трикутника (точка О). Отримані відрізки гіпотенуз і будуть являти собою різну висоту стерні для цієї групи.

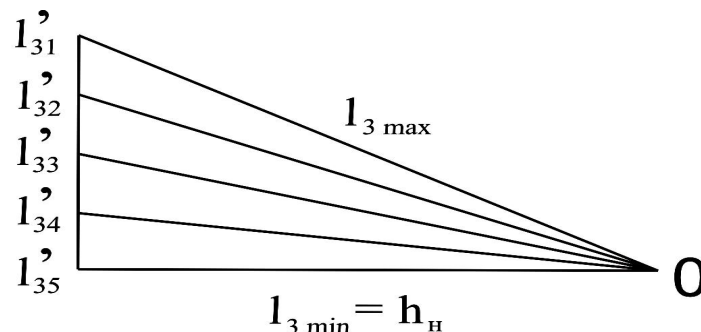


Рис. 2.8. Графік зміни висоти стерні за методом академіка І.Ф. Василенка

Отримані значення висоти стерні переносимо на діаграму і з'єднуємо між собою плавною кривою.

З діаграми зміни висоти стерні видно, що за один прохід ножа по частині площі подачі леза сегментів не проходять (ділянка III), а по іншій – проходять двічі (двічі заштрихована ділянка). Обидві ці ділянки – джерело втрат врожаю: перша – з-за підвищеного відхилення стебел, друга – у наслідок повторного їх перерізання.

Оскільки відхилення стебел збільшує середню висоту стерні, то висоту h_{zp} установки ножа над рівнем поля беруть меншою, ніж висота стерні h_{cm} , передбаченою агротехнічними вимогами.

Побудова графіків з подвійним пробігом активних лез сегмента при нормальному різанні (рис. 2.6) та при низькому різанні (рис.2.7) виконується аналогічно.

8. Побудова графіку зміни швидкості сегменту та визначення його швидкості на початку і в кінці різання

Швидкість різання, що визначається швидкістю руху ножа, можна характеризувати середнім її значенням. Але для аналізу умов різання краще скористатись її значенням в процесі різання, тобто визначити робочі швидкості. Вони для апаратів різних типів не однакові.

Будемо виходити з того, що ніж перерізає стебла у кромки пальця і знайдемо значення швидкостей на початку та кінці різання.

Викреслюємо сегмент різального апарату у масштабі μ :

$$\mu = \frac{R_{\partial}}{R_k}, \text{ мм/мм} \quad (2.23)$$

де R_{∂} – дійсний розмір кривошипу, мм;
 R_k – розмір кривошипу на кресленні, мм.

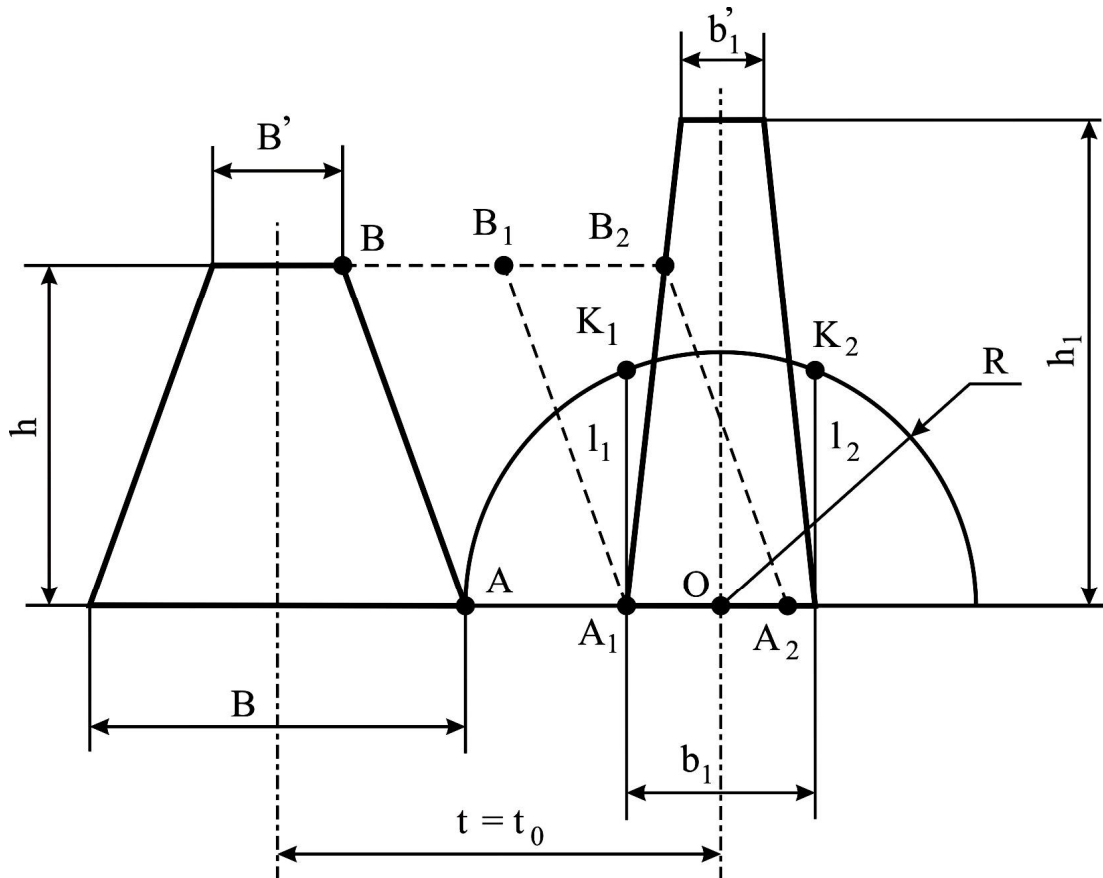


Рис. 2.9. Схема до визначення робочої швидкості різання для апарату нормального різання з одинарним ходом ножа

Від правої нижньої точки сегмента (точка А) відкладаємо відрізок АО (рис. 2.9), який дорівнює радіусу кривошипу R, а з точки О радіусом R проводимо півколо.

Початок різання стебла відповідає такому положенню робочої частини сегмента, при якому точка А сегмента стикається з точкою А₁ протирізальної частини.

Швидкість ножа на початку різання v_n дорівнює добутку ординати l_1 (А₁К₁) та кутової швидкості ω :

$$v_n = l_1 \cdot \omega \cdot \mu, \text{ м/с.} \quad (2.24)$$

Кінець різання відповідає положенню В₂А₂ сегмента, коли його точка В зіткнеться з точкою А₁ кромки протирізальної пластини.

Швидкість кінця різання дорівнюватиме добутку ординати l_2 (А₂К₂) та кутової швидкості, тоді швидкість кінця різання дорівнюватиме:

$$v_k = l_2 \cdot \omega \cdot \mu, \text{ м/с} \quad (2.25)$$

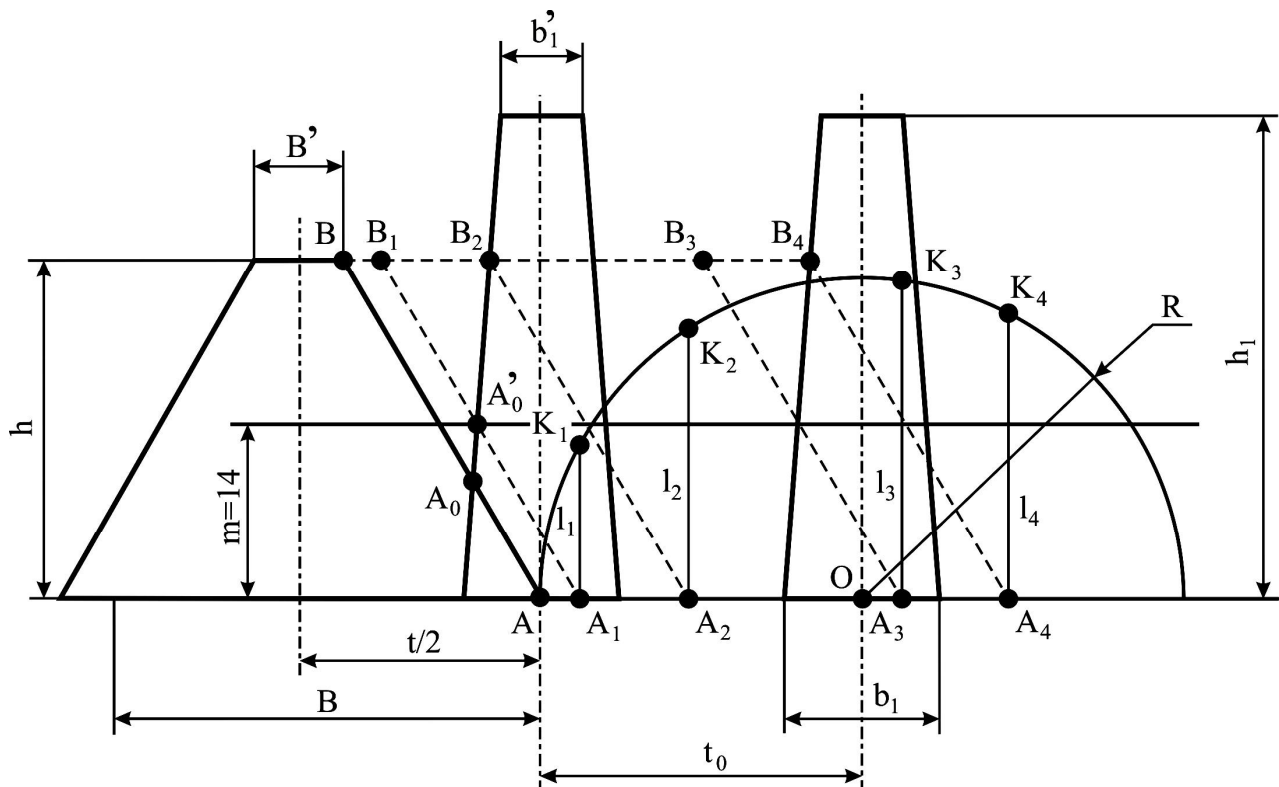


Рис. 2.10. Схема до визначення робочої швидкості різання для апарату низького різання

У побудові графіків зміни швидкостей для апаратів низького різання та апаратів з подвійним ходом ножа закладений той самий

принцип. Відмінність лише в тому, що в апараті низького різання (рис. 2.10) частина сегмента перекривається пальцем на величину $m = 14$ мм і фактично різальна кромка буде A_0B , а різання почнеться в точці A'_0 .

Швидкості v'_n і v''_n початку різання біля середнього та крайнього пальців відповідно складають:

$$\begin{aligned} v'_n &= l_1 \cdot \omega \cdot \mu; \\ v''_n &= l_2 \cdot \omega \cdot \mu, \end{aligned} \quad (2.26)$$

а швидкості кінця різання:

$$\begin{aligned} v'_k &= l_3 \cdot \omega \cdot \mu; \\ v''_k &= l_4 \cdot \omega \cdot \mu. \end{aligned} \quad (2.27)$$

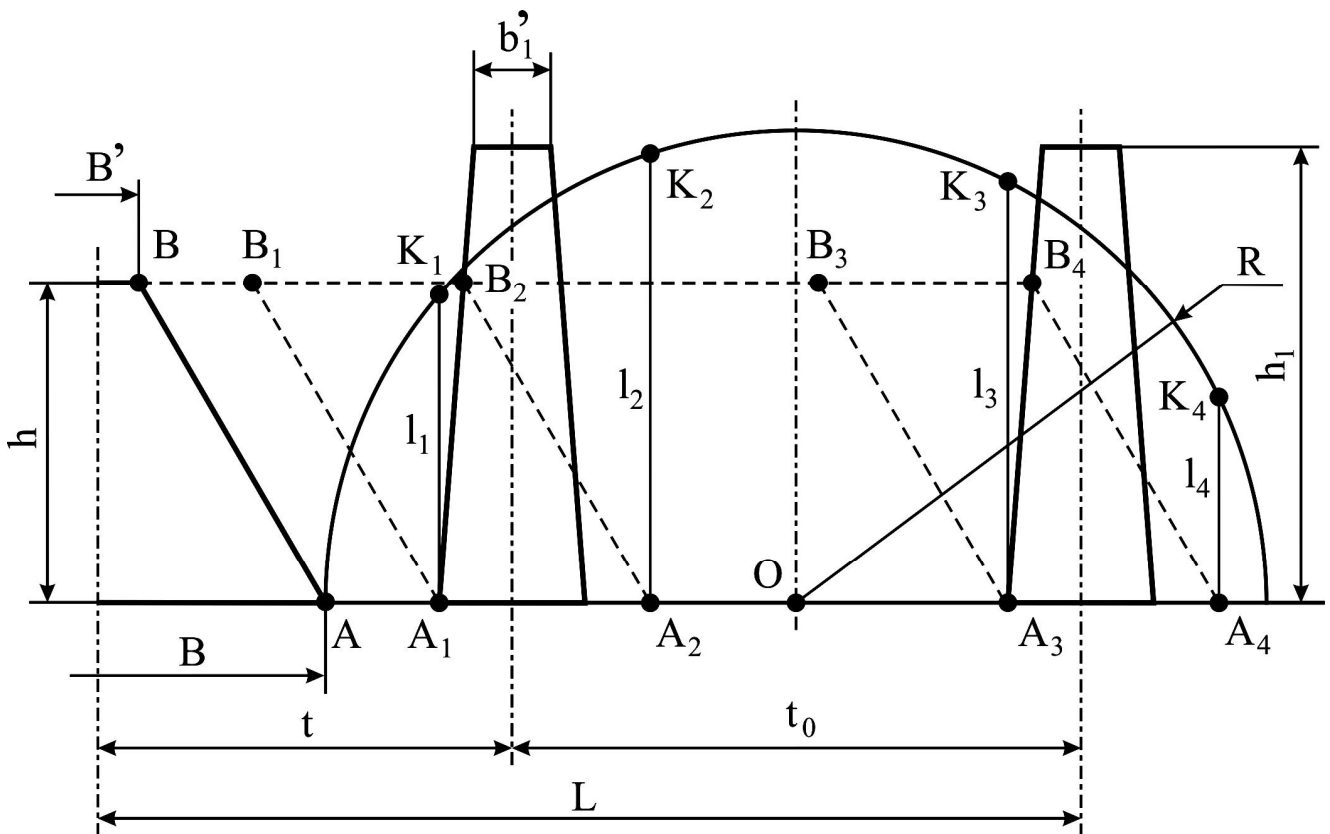


Рис. 2.11. Схема до визначення робочої швидкості різання для апарату нормального різання з подвійним ходом ножа

Щоб забезпечити необхідні робочі швидкості різання та якісну роботу різальних апаратів, необхідно середню швидкість руху ножа v_{cp} погоджувати зі швидкістю поступального руху машини v_m .

Значення робочих швидкостей різання залежать також від того, відцентрований ніж чи ні. Ніж вважається відцентрованим, якщо осьові лінії пальців та сегментів в крайніх положеннях співпадають або зміщенні на однакові відстані в протилежні сторони. Якщо це зміщення для двох крайніх положень ножа неоднакове, то швидкість кінця різання при першому ході та початок різання при зворотному буде менше, ніж у апаратів з центрованим ножем. При зміщенні ножа апарату нормального різання від центрованого положення на 5...10 мм швидкість кінця різання буде нижче на 30...40 % в порівнянні з центрованим ножем, а в апаратах нормального різання з подвійним пробігом ножа на 57...70 %. В апаратах низького різання зміщення ножа на 3 мм призводить до швидкості початку різання біля середнього пальця, рівній нулю. Тому для забезпечення якісної роботи різального апарата центрування ножа обов'язкове.

Лабораторна робота № 3

Час: 2 години

Тема: Розрахунок основних параметрів бильного молотильного апарату зернозбирального комбайну.

Мета роботи: Визначення конструктивних, технологічних та енергетичних параметрів бильного молотильного апарату згідно умов його роботи та вихідних даних

ЗМІСТ РОБОТИ

За вихідними даними варіанту (табл. 3.1):

1. Визначити подачу хлібної маси до молотильного апарату.
2. Визначити основні розміри молотильного апарату.
3. Визначити потужність для приводу барабана молотильного апарату.
4. Визначити “прихід” і “витрату” прискорення молотильного апарату та побудувати графік залежності кутового прискорення від кутової швидкості.
5. Визначити оптимальне значення швидкості роботи комбайна.

Графічна частина роботи, загальний вид якої представлений на рис. 3.1, виконується на міліметровому папері формату А4 у вибраному масштабі.

Пояснювальна записка повинна мати вихідні дані, порядок побудови та необхідні аналітичні розрахунки. Об'єм пояснювальної записки повинен складати 4...6 сторінок формату А4.

Таблиця 3.1

Вихідні дані

№ варіанту	Сільськогосподарська культура (табл. 3.2)	Число бил z, шт	№ варіанту	Сільськогосподарська культура (табл. 3.2)	Число бил z, шт
1	2	3	1	2	3
1	1	8	51	2	10
2	3	10	52	5	10
3	7	12	53	1	10
4	4	10	54	3	8
5	1	6	55	6	12
6	7	6	56	6	8
7	4	10	57	1	8
8	4	6	58	7	8
9	6	8	59	3	6
10	3	12	60	3	12
11	1	10	61	4	10
12	6	8	62	4	12
13	2	12	63	2	6
14	1	12	64	5	6
15	1	6	65	1	12
16	2	6	66	7	8
17	1	6	67	2	12
18	6	6	68	5	6
19	3	6	69	7	6
20	2	10	70	2	12
21	4	6	71	4	12
22	5	8	72	7	8
23	6	6	73	5	12
24	4	8	74	6	8
25	5	6	75	1	10

Продовження табл. 3.1

1	2	3	1	2	3
26	4	10	76	4	6
27	1	10	77	7	6
28	1	12	78	3	10
29	1	12	79	5	10
30	2	12	80	1	8
31	5	12	81	3	12
32	6	10	82	4	12
33	5	8	83	3	6
34	3	8	84	4	8
35	7	10	85	2	6
36	5	12	86	6	6
37	6	10	87	3	10
38	7	10	88	7	10
39	7	8	89	2	8
40	5	8	90	2	6
41	6	12	91	7	12
42	4	8	92	1	6
43	5	12	93	3	8
44	3	10	94	5	6
45	7	10	95	2	8
46	6	10	96	6	12
47	4	12	97	2	8
48	5	10	98	2	10
49	2	8	99	7	12
50	6	6	100	3	8

ДОДАТКОВА ІНФОРМАЦІЯ

Молотильний апарат призначений для вимолоту зерна шляхом руйнування зв'язків, що тримають його в колосі. Такий процес можливий за рахунок удару, перетирання або іншого силового впливу.

Найбільш якісний обмолот зерна можна отримати при досягненні їм повної стиглості, що і слугує основним критерієм при визначенні строків збирання зернових колосових та інших культур.

Для ефективної роботи молотильного апарату необхідно забезпечити рівномірне захоплення барабаном хлібної маси. Захоплююча здатність барабану залежить від кількості та стану маси,

що подається; напрямку та швидкості подачі; частоти обертання; розмірів та регулювань барабану.

В бильному молотильному апараті затягування стебел в робочий простір між барабаном та підбарабанням відбувається за рахунок сил тертя, що виникають між стеблами та діючими на них билами.

В результаті ударів бил та руйнуванні зв'язків при перетиранні маси відбувається відокремлення зерна від колосків, причому до 60...65 % загальної кількості зерна відокремлюється з хлібної маси на початку підбарабання, близько 25 % – в середній частині та 10 % – в його кінці.

ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Визначення подачі хлібної маси до молотильного апарату

$$q_m = \frac{B \cdot v_m \cdot Q}{360}, \text{ кг/с} \quad (3.1)$$

де B – ширина захвату жатки (значення B береться з вихідних даних лабораторної роботи № 1), м;
 v_m – робоча швидкість комбайна (значення v_m береться з вихідних даних лабораторної роботи № 1), м/с;
 Q – врожайність хлібної маси (значення Q береться з лабораторної роботи № 1 або розраховується за рівнянням 1.26), ц/га.

2. Визначення основних розмірів молотильного барабана

Діаметр молотильного барабана дорівнює:

$$D_{\bar{o}} = \frac{v_{\bar{o}} \cdot \Delta t \cdot Z_{\bar{o}}}{\pi}, \text{ м} \quad (3.2)$$

де $v_{\bar{o}}$ – колова швидкість бил барабана (значення $v_{\bar{o}}$ береться з табл. 3.2), м/с;
 Δt – проміжок часу між ударами по хлібній масі двох суміжних бил. $\Delta t = 0,0045 \dots 0,0075$ с;
 $Z_{\bar{o}}$ – число бил, шт.
 Довжина барабану визначається за рівнянням:

$$L_{\bar{o}} = \frac{q_m}{Z_{\bar{o}} \cdot q_0}, \text{ м} \quad (3.3)$$

де q_0 – допустима подача хлібної маси на 1 м довжини біла. $q_0 = 0,25...0,35$ кг/с·м.

Таблиця 3.2

Оптимальні значення колової швидкості молотильного барабану

№ п.п.	Сільськогосподарська культура	Швидкість барабану, м/с
1	Пшениця, овес	30...32
2	Жито, ячмінь	25...30
3	Соняшник	13...15
4	Просо	21...24
5	Рис	20...23
6	Круп'яні	15...18
7	Кукурудза	10...12

3. Визначення потужності для приводу барабану молотильного апарату

Розрахункова частота обертання барабана:

$$\omega = \frac{\pi v_{\bar{o}}}{D}, \text{ об/хв.} \quad (3.4)$$

Потужність, що підводиться до молотильного барабана:

$$N = N_{об} + N_{хх}, \text{ Вт} \quad (3.5)$$

де $N_{об}$ – потужність на подолання корисних опорів (на технологічний процес обмолоту), Вт;

$N_{хх}$ – потужність холостого ходу, потрібна для подолання тертя в підшипниках та опору повітря, Вт.

$$N_{об} = P \cdot v_{\bar{o}}, \quad (3.6)$$

де P – колове зусилля на барабані, Н.

$$P = P_1 + P_2, \quad (3.7)$$

де P_1 – зусилля на удар билом по хлібній масі, Н;

P_2 – зусилля на протягування маси в робочий простір між барабаном та підбарабанням, Н.

$$P_1 = q_m \cdot (v_1 + v_2), \quad (3.8)$$

де v_1 – швидкість подачі маси в молотильний апарат, $v_1 = 3 \dots 5$ м/с;
 v_2 – швидкість, що набуває маса після удару по ній билами, м/с.

$$v_2 = (0,50 \dots 0,85) \cdot v_{\bar{o}}. \quad (3.9)$$

Зусилля на протягування маси в робочий простір між барабаном та підбарабанням визначається за рівнянням:

$$P_2 = f \cdot P_1, \quad (3.10)$$

де f – коефіцієнт перетирання, який враховує загальний опір при протягуванні хлібної маси. $f = 0,6 \dots 0,75$.

$$N_{xx} = A\omega + B\omega^3, \quad (3.11)$$

де A – коефіцієнт, що являє собою момент сил тертя на кожні 100 кг маси барабану. Цей коефіцієнт є силою тертя у підшипниках, зведеною до бил. $A = 0,3 \dots 0,4$ Н·м;
 B – коефіцієнт пропорційності, що залежить від густини повітря, форми та розмірів частин барабана. $B = (0,8 \dots 0,9) \cdot 10^{-3}$ Н·м·с².

Таким чином, потужність на привід молотильного барабана:

$$N = \frac{q_m \cdot (v_2 - v_1) \cdot v_{\bar{o}}}{1 - f} = A \cdot \omega + B \cdot \omega^3. \quad (3.12)$$

Якщо прийняти, що $v_2 - v_1 = \gamma \cdot v_{\bar{o}}$, тоді потужність на привід молотильного барабану дорівнюватиме:

$$N = \frac{q_m \cdot \gamma \cdot v_{\bar{o}}^2}{1 - f} = A \cdot \omega + B \cdot \omega^3, \quad (3.13)$$

де γ – коефіцієнт, що враховує характер зміни швидкості маси за час проходження через молотильний простір.

$$\gamma = \frac{v_2 - v_1}{v_{\delta}}. \quad (3.14)$$

4. Визначення “приходу” та “витрату” прискорення молотильного барабану

Якщо потужність двигуна $N_{\delta\epsilon}$ буде більшою або меншою N , то це відповідно призведе до прискорення або уповільнення обертання барабану:

$$N_{\delta\epsilon} - N = \pm J \cdot \omega \frac{\partial \omega}{\partial t}, \quad (3.15)$$

де J – приведений момент інерції барабана, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;
 $\partial \omega / \partial t$ – кутове прискорення барабана. $\partial \omega / \partial t = 15 \dots 17 \text{ с}^{-2}$.

Момент інерції молотильного барабану визначається за рівнянням:

$$J = \frac{N_{\text{об}}}{\omega \cdot \frac{\partial \omega}{\partial t}}, \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2 \quad (3.16)$$

Після підстановки виразу (3.14) в (3.16) та деяких перетворень отримаємо основне рівняння молотильного барабана:

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} = \pm \frac{N_{\delta\epsilon} - \frac{q_m \cdot \gamma \cdot v_{\delta}^2}{1-f} - A \cdot \omega - B \cdot \omega^3}{J \cdot \omega}. \quad (3.17)$$

При холостому ході барабана рівняння приймає вигляд:

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} = \frac{N_{\delta\epsilon} - A \cdot \omega - B \cdot \omega^3}{J \cdot \omega} \quad (3.18)$$

або

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} = \frac{N_{\text{об}}}{J \cdot \omega}. \quad (3.19)$$

Потужність $N_{об}$ фактично представляє запас потужності двигуна для подолання корисних опорів при обмолоті.

Якщо позначити $F(\omega) = N_{об}/(J \cdot \omega)$, то рівняння $\partial\omega/\partial t = F(\omega)$ є гіперболічною залежністю.

Можливе прискорення барабана буде тим більше, чим більше потужність двигуна і менше момент інерції та кутова швидкість. При постійних N та J кутове прискорення барабана (“прихід” прискорення) зменшується зі збільшенням його кутової швидкості, що доводить крива 1 (рис. 3.1) цієї залежності.

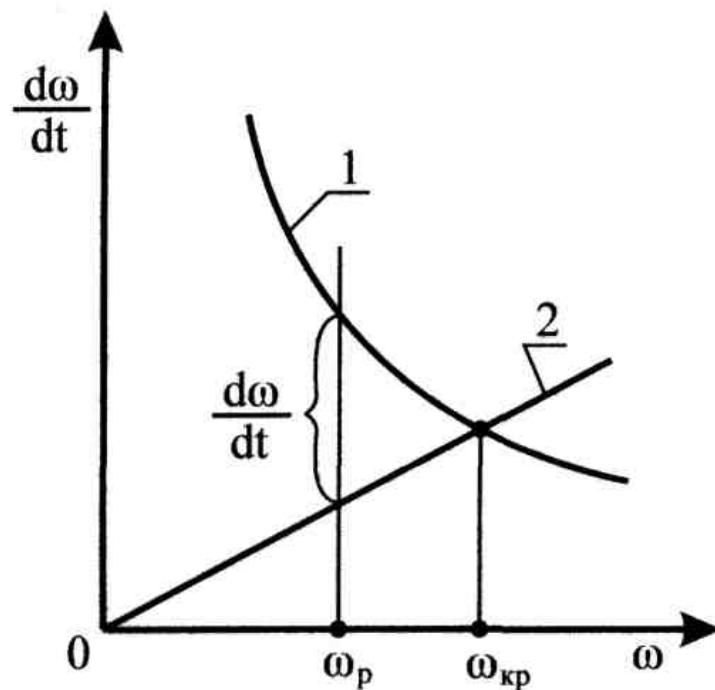


Рис. 3.1. Графік зміни прискорення $\partial\omega/\partial t$ барабана в залежності від його кутової швидкості

При подачі хлібної маси в молотильний барабан потужність, що підводиться, витрачатиметься на виконання технологічного процесу обмолоту, тобто матиме місце наступна залежність:

$$J \cdot \omega \frac{\partial\omega}{\partial t} = \frac{q_m \cdot \gamma \cdot v_{\delta}^2}{1-f}. \quad (3.20)$$

Звідси витрата енергії (“витрата” прискорення) виражається рівнянням:

$$\frac{\partial\omega}{\partial t} = \frac{q_m \cdot \gamma \cdot v_{\delta}^2}{J \cdot \omega \cdot (1-f)}. \quad (3.21)$$

Замінюючи $v_{\bar{\sigma}} = \omega \cdot D/2$, отримаємо вираз:

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} = \frac{0,25 \cdot q_m \cdot \gamma \cdot D_{\bar{\sigma}}^2}{J \cdot (1-f)} \cdot \omega. \quad (3.22)$$

Отримане рівняння є прямою, що виходить з початку координат, кутовий коефіцієнт якої рівний:

$$\frac{0,25 \cdot q_m \cdot \gamma \cdot D_{\bar{\sigma}}^2}{J \cdot (1-f)}. \quad (3.23)$$

На рис. 3.1 ця залежність представлена прямою 2, що проходить через початок координат.

Якщо побудувати гіперболу 1 та пряму 2 в системі координат $\partial \omega / \partial t$ та ω , то точка їх перетину характеризуватиме рівність енергії, що підводиться і витрачається, та відповідає деякому значенню критичної кутової швидкості $\omega_{кр}$ барабана.

При постійній подачі q_m раціонально було б працювати з кутовою швидкістю барабана $\omega_{кр}$. Проте, на практиці подача змінюється від 0,67 до 1,33 q_m . Тому кутову швидкість барабана приймають $\omega_{роб} < \omega_{кр}$, щоб уникнути забивання.

Значення $\omega_{кр}$ знаходимо з основного рівняння барабана за залежністю:

$$\omega_{кр} = \frac{2}{D_{\bar{\sigma}}} \sqrt{\frac{N(1-f)}{q_m}}. \quad (3.24)$$

5. Визначення оптимального значення швидкості роботи комбайна

У випадку $\omega_{роб} < \omega_{кр}$ повинна виконуватись умова:

$$0,5 \cdot \omega_{роб} \cdot D \geq v_{\bar{\sigma}min}, \quad (3.25)$$

де $v_{\bar{\sigma}min}$ – мінімально допустима колова швидкість барабана при якій забезпечується повнота обмолоту.

Якщо ця умова не виконується, то треба зменшити q_m , що дозволить збільшити ω , а отже і швидкість барабана $v_{\bar{\sigma}}$.

Допустимому значенню швидкості $v_{\bar{o}min}$ відповідає частота ω_{don} . Точка перетину гіперболи та прямої при цих значеннях характеризує витрату енергії при допустимому значенні $v_{\bar{o}}$.

Величину подачі маси при цьому режимі визначають з виразу:

$$q_{роб} = \left(\frac{\partial \omega}{\partial t} \right)_{роб} \cdot \frac{J \cdot (1-f)}{\gamma \cdot \omega_{роб} R_{\bar{o}}^2}, \quad (3.26)$$

де $R_{\bar{o}}$ – радіус молотильного барабану, м.

Оскільки $q_{роб}$ відповідає максимально допустимій подачі з умови вимолоту зерна, то фактична середня подача буде в 1,33 рази менше визначатиметься за рівнянням:

$$q_{\phi} = \frac{q_{роб}}{1,33} = 0,75 q_{роб}. \quad (3.27)$$

Отримана фактична подача дозволяє визначити оптимальне значення швидкості роботи комбайна:

$$v_{\kappa} = \frac{q_{\phi} \cdot \beta}{0,01 \cdot Q \cdot B}. \quad (3.28)$$

Встановлено, що при збільшенні кутової швидкості барабана та постійній потужності двигуна знижується пропускна здатність молотильного апарату, проте ця швидкість повинна забезпечувати необхідну чистоту обмолоту.

Лабораторна робота №4

Час: 2 години

Тема: Розрахунок основних параметрів клавійного соломотряса зернозбирального комбайну

Мета роботи: Визначення конструктивних, технологічних та енергетичних параметрів клавійного соломотрясу згідно умов його роботи та вихідних даних

ЗМІСТ РОБОТИ

За вихідними даними варіанту (табл. 4.1):

1. Визначити частоту обертання колінчатого вала соломотряса.
2. Побудувати траєкторію польоту вороху підкинутого клавійною соломотряса.
3. Визначити довжину соломотряса.
4. Визначити потужність для приводу соломотряса.

Графічна частина роботи, загальний вид якої представлений на рис. 4.2, виконується на міліметровому папері формату А4 у вибраному масштабі.

Пояснювальна записка повинна мати вихідні дані, порядок побудови та необхідні аналітичні розрахунки. Об'єм пояснювальної записки повинен складати 4...6 сторінок формату А4.

Таблиця 4.1

Вихідні дані

№ варіанту	Кут нахилу клавій до горизонту α_0 , град	Радіус колінчатого вала соломотрясу r_c , мм	Число клавій соломотрясу, шт	№ варіанту	Кут нахилу клавій до горизонту α_0 , град	Радіус колінчатого вала соломотрясу r_c , мм	Число клавій соломотрясу, шт
1	2	3	4	1	2	3	4
1	8	48	6	51	10	44	6
2	14	58	4	52	8	50	6
3	14	48	3	53	12	58	6
4	7	50	4	54	9	50	3
5	9	58	5	55	14	50	6
6	15	56	6	56	9	44	4

Продовження табл. 4.1

1	2	3	4	1	2	3	4
7	12	50	3	57	14	52	6
8	8	56	4	58	15	46	5
9	6	56	5	59	13	54	4
10	14	60	4	60	7	52	4
11	12	46	4	61	13	46	6
12	13	52	4	62	13	56	3
13	5	48	6	63	9	56	6
14	10	54	4	64	15	52	3
15	10	60	6	65	12	56	6
16	7	56	3	66	12	48	4
17	8	52	5	67	5	44	3
18	6	54	6	68	13	50	5
19	5	44	6	69	7	54	3
20	7	58	6	70	9	60	5
21	5	50	5	71	10	50	4
22	15	50	4	72	15	48	4
23	11	44	3	73	13	58	3
24	12	60	5	74	7	48	5
25	6	48	3	75	9	46	4
26	7	44	5	76	12	52	3
27	9	54	6	77	6	46	4
28	6	44	4	78	9	52	3
29	15	58	6	79	11	54	5
30	8	58	4	80	5	46	6
31	7	60	6	81	11	58	4
32	6	50	3	82	13	60	3
33	11	56	5	83	13	48	5
34	6	60	4	84	8	60	3
35	15	44	5	85	6	52	6
36	10	58	3	86	13	44	6
37	10	46	5	87	10	52	4
38	7	46	5	88	11	46	3
39	11	60	4	89	5	60	3
40	5	52	5	90	5	54	4
41	9	48	3	91	14	56	5
42	15	60	5	92	15	54	3
43	14	46	3	93	11	48	6

Продовження табл. 4.1

1	2	3	4	1	2	3	4
44	8	54	5	94	11	52	5
45	10	48	5	95	6	58	5
46	14	44	4	96	8	44	3
47	12	44	5	97	14	54	5
48	10	56	3	98	8	46	6
49	5	56	4	99	11	50	6
50	12	54	6	100	5	58	3

ДОДАТКОВА ІНФОРМАЦІЯ

Соломотряс призначений для відокремлення з соломи мілкового вороху (зерно, полова, збоїна), направлення його на очистку та виводу соломи з молотарки.

Найбільш широке застосування отримали клавiшні соломотряси, якими обладнані більшість зернозбиральних комбайнів. Клавiшні соломотряси добре сепарують грубий ворох колосових культур безостим колосом під час роботи на рівному рельєфі.

Вони бувають з трьома, чотирма і шістьма клавiшами. Клавiшні встановлюють на двох колінчастих валах. Клавiша являє собою довгасти́й короб, закритий зверху жалюзійними решітками, які виготовляють з оцинкованої сталі. Верхня частина клавiші має найчастіше 5-7 каскадів. На деяких з них встановлені гребінки. Передня частина короба клавiші відкрита. При роботі соломотряса клавiші підкидають солом, розтягують її, витрушують із неї зерно. У результаті цього зерно та дрібні важкі домішки опускаються в нижню частину і проходять крізь отвори решіток короба, потрапляють на днище клавiші і по ньому скочуються на стрясну дошку. Солома утримується на каскадах та гребінках клавiш і транспортується до виходу з молотарки. У передній частині над клавiшами встановлений щиток, який сповільнює рух грубого вороху на соломотрясі.

Клавiшний соломотряс приводиться в рух клинопасовою передачею переважно від заднього контрприводу молотарки.

На деяких соломотрясах над клавiшами встановлюють ворушилки або над задньою частиною клавiш встановлюють бітер-сепаратор. Це підвищує ефективність їх роботи.

ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Визначення частоти обертання колінчатого валу соломотрясу

Аналізуючи рис. 4.1 бачимо, що елемент клавіші соломотрясу, який знаходиться під кутом α до горизонту, приводиться в коливальний рух кривошипом (колінчастим валом) радіусом r у момент його повороту на кут $\varphi = \omega t$. На ворох, що знаходиться на гребні в точці А, діють сили ваги mg та відцентрова сили $m\omega^2 r$.

Розкладемо силу mg на дві складові $mg \cos \alpha$ та $mg \sin \alpha$ відповідно до напрямків осей x та y . В результаті наявності останніх виникнуть нормальна реакція N та сила тертя. Спроектувавши всі сили на осі x та y , отримаємо систему рівнянь:

$$\begin{cases} \sum x = N - mg \sin \alpha_0 - m\omega^2 r \cos \varphi = 0; \\ \sum y = F - mg \cos \alpha_0 + m\omega^2 r \sin \varphi = 0. \end{cases} \quad (4.1)$$

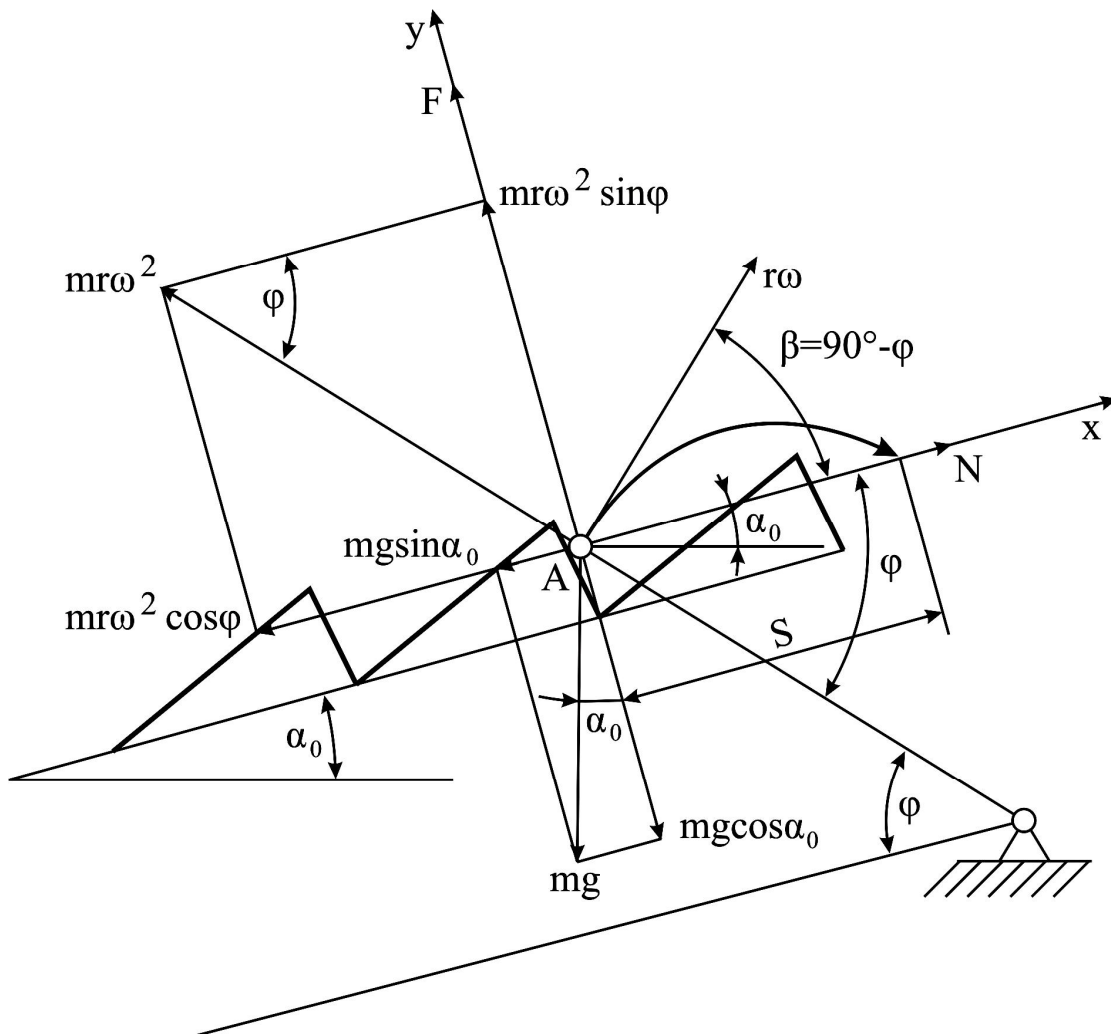


Рис. 4.1. Сили, що діють на часточку вороху на клавіші соломотряса

З рівняння 4.1 маємо:

$$\begin{aligned} N &= mg \sin \alpha_0 + m\omega^2 r \cos \varphi; \\ F &= mg \cos \alpha_0 - m\omega^2 r \sin \varphi. \end{aligned} \quad (4.2)$$

Оскільки за Кулоном $F=f \cdot N$, то після деяких перетворень отримаємо вираз:

$$F = mg \cos \alpha_0 - m\omega^2 r \sin \varphi = f(mg \sin \alpha_0 + m\omega^2 r \cos \varphi). \quad (4.3)$$

Після перетворень отримаємо:

$$K = \frac{f \sin \alpha_0 - \cos \alpha_0}{-(\sin \varphi - f \cos \varphi)}. \quad (4.4)$$

Тобто показник кінематичного режиму роботи соломотряса дорівнює:

$$K = \frac{\omega^2 r}{g}, \quad (4.5)$$

де ω – кутова швидкість кривошипа, с^{-1} ;
 r – радіус коліна, м;
 g – прискорення вільного падіння, м/с^2 .

Найменші втрати зерна отримують при $K = 2,2 \dots 2,6$. Відхилення кінематичного режиму від його оптимального значення призводить до збільшення втрат вільним зерном.

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad (4.6)$$

де n – частина обертання колінчатого валу соломотрясу, об/хв.

Підставивши (4.6) в (4.5) та зробивши декілька перетворень отримаємо:

$$n = \frac{30 \cdot \sqrt{\frac{K \cdot g}{r}}}{\pi}. \quad (4.7)$$

2. Побудова траєкторії польоту вороху підкинутого клавішею соломотряса

Середня швидкість переміщення вороху по клавішам визначається за рівнянням:

Кут між напрямом швидкості вороху в момент відриву його від клавіш та горизонталлю:

$$\alpha_{\text{від}} = \arcsin \frac{\pi}{2K}, \text{ град.} \quad (4.8)$$

Після підкидання солома здійснює вільний політ. Траєкторія його руху в системі координат x та y матиме вигляд:

$$\begin{cases} x = v_0 \cdot t \cdot \cos \alpha_{\text{від}}; \\ y = v_0 \cdot t \cdot \sin \alpha_{\text{від}} - \frac{gt^2}{2}, \end{cases} \quad (4.9)$$

де v_0 – початкова швидкість польоту вороху, м/с.

Швидкість вороху в момент відриву від поверхні соломотрясу дорівнює швидкості соломотрясу:

$$v_0 = \omega r \sin \omega t, \quad (4.10)$$

де ωt – кут, що визначає час положення кривошипа в момент відриву вороху від соломотрясу.

Враховуючи, що відрив відбувається в момент, коли вал кривошипа повертається на кут ωt , матимемо:

$$\cos \omega t = \frac{g \cos \alpha_0}{\omega^2 r \sin \alpha_{\text{від}}}. \quad (4.11)$$

Тоді вираз для швидкості v_0 прийме вигляд:

$$v_0 = \omega r \sqrt{1 - \cos^2 \omega t} = \omega r \sqrt{1 - \left(\frac{g \cos \alpha_0}{\omega^2 r \sin \alpha_{\text{від}}} \right)^2}, \quad (4.12)$$

Час польоту вороху при одному підкиданні дорівнює:

$$t = \frac{2\omega r \sin(\alpha_{\text{від}} - \alpha_0)}{g \cos \alpha_0} \sqrt{1 - \left(\frac{g \cos \alpha_0}{\omega^2 r \sin \alpha_{\text{від}}} \right)^2}, \quad (4.13)$$

Для побудови траєкторії польоту соломи відкладаємо від точки О (початку координат) кут α_0 . Вісь x (рис. 4.2) направляємо вздовж клавіш.

Щоб знайти точки 0, 1, 2,..., n необхідно час польоту вороху t поділити на n частин $\Delta t = t/n$ та розрахувати значення по вісі x та y . Отримані результати зводимо в табл. 4.2.

Таблиця 4.2

Дані для побудови траєкторії польоту вороху

Вісі	Інтервали часу					
	$t_0 = 0$	$t_1 = \Delta t$	$t_2 = 2\Delta t$	$t_3 = 3\Delta t$...	$t_n = n\Delta t$
x						
y						

На графіку відкладаються точки 0, 1, 2,..., n . З'єднавши послідовно ці точки плавною кривою отримаємо траєкторію польоту вороху.

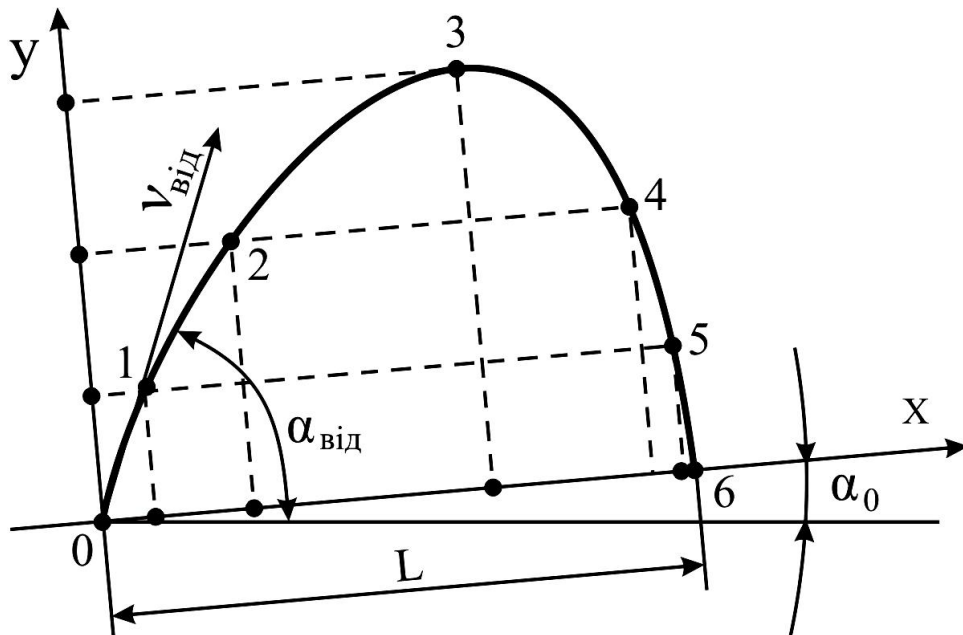


Рис. 4.2. Траєкторія польоту вороху при одному підкиданні

Середня швидкість переміщення вороху по соломотрясу визначається за рівнянням:

$$v_{cp} = \frac{L \cdot \omega}{2\pi}, \text{ м/с} \quad (4.14)$$

де L – дальність польоту вороху при одному підкиданні, м. Значення L береться безпосередньо з побудованої траєкторії польоту вороху.

3. Визначення довжини соломотряса

Теоретичну довжину соломотряса можна визначити виходячи з умов, що він повинен забезпечити прохід через переріз соломистої решітки 99,75 % зерна від загальної подачі його на соломотряс. При цій умові кількість зерна, що залишилась в соломі при сході її з соломотряса дорівнюватиме:

$$q_{cx} = q_z \cdot e^{-\mu L}, \quad (4.15)$$

де q_z – кількість зерна, що надходить на соломотряс. q_z приймається за 100 %;

e – основа натурального логарифма. $e = 2,73$;

μ – коефіцієнт сепарації, м^{-1} ;

L – теоретична довжина соломотряса, м.

Допускається, що разом із соломою сходить 0,25 % зерна.

Вирішуючи рівняння (4.15) отримаємо

$$L_T = \frac{6}{\mu}. \quad (4.16)$$

Коефіцієнт сепарації дорівнює:

$$\mu = \frac{\mu_1 \cdot \delta}{\delta_c}, \quad (4.17)$$

де μ_1 – коефіцієнт сепарації рівний $1,8 \text{ м}^{-1}$ при товщині шару вороху на соломотрясі $\delta = 0,2 \text{ м}$;

δ_c – товщина шару вороху на соломотрясі для кожного конкретного випадку, м.

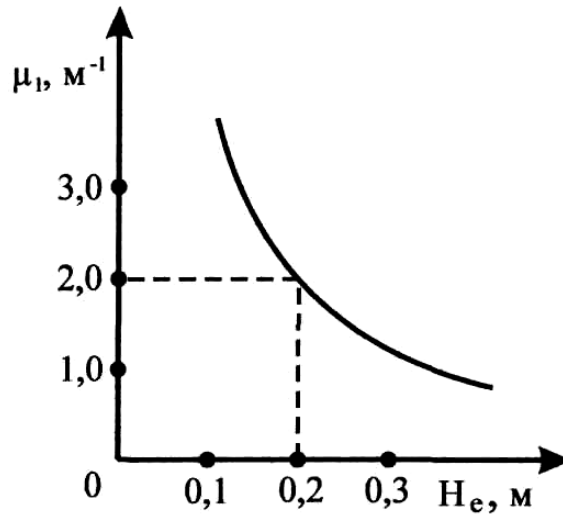


Рис. 4.3. Залежність коефіцієнта сепарації від товщини шару вороху на соломотрясі

Об'єм вороху, що безперервно знаходиться на соломотрясі під час його роботи, залежить від його геометричних параметрів, тобто

$$V = L_k \cdot B_c \cdot \delta, \text{ м}^3 \quad (4.18)$$

де L_k – довжина клавіші соломотряса, м;
 B_c – ширина соломотряса, м.

Об'єм вороху, що знаходиться на соломотрясі за одиницю часу дорівнюватиме:

$$V' = \frac{0,75 q_c}{\gamma}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (4.19)$$

де γ – об'ємна маса соломи. $\gamma = 15 \dots 20 \text{ кг/м}^3$.

Час t перебування вороху на соломотрясі дорівнює:

$$t = \frac{L_k}{v_{cp}}, \text{ с.} \quad (4.20)$$

Тоді об'єм вороху, що безпосередньо знаходиться на соломотрясі, можна представити у вигляді:

$$V = V' \cdot t = \frac{0,75 q_c \cdot L_k}{\gamma \cdot v_{cp}}, \text{ м}^3. \quad (4.21)$$

Прирівнявши залежності 4.18 та 4.19 отримаємо:

$$L_{\kappa} \cdot B_c \cdot \delta = \frac{0,75 q_c \cdot L_{\kappa}}{\gamma \cdot v_{cp}}. \quad (4.22)$$

Тобто товщина шару вороху на соломотрясі буде визначатися з рівняння:

$$\delta_c = \frac{0,75 q_c}{B_c \cdot v_{cp} \cdot \gamma}, \text{ м.} \quad (4.23)$$

Ширина соломотряса визначається з залежності:

$$B_c \geq 1,1 L_{\bar{o}}, \text{ м} \quad (4.24)$$

де $L_{\bar{o}}$ – довжина молотильного барабана, м.

4. Визначення потужності для приводу соломотряса

Потужність для приводу соломотряса складається з потужності на подолання тертя в підшипниках колінчастих валів N_m та потужності на виконання технологічного процесу сепарації вороху N_e :

$$N = N_m + N_e, \text{ Вт.} \quad (4.25)$$

Потужність, необхідна для подолання тертя в підшипниках колінчастих валів, становить:

- для 4-х клавійного соломотрясу:

$$N_m = \frac{f \cdot n_c}{306} [2 \cdot G_c \cdot (d_{ш} + d_{\bar{o}}) + d_{\bar{o}} \cdot G_{\bar{o}}]; \quad (4.26)$$

- для 5-ти клавійного соломотрясу:

$$N_m = \frac{f \cdot n_c}{306} [G_c \cdot (d_{ш} + d_{\bar{o}}) + 0,4 d_{\bar{o}} \cdot G_{\bar{o}}], \quad (4.27)$$

де f – коефіцієнт тертя в підшипниках. $f = 0,01$;

n – частота обертання колінчастого валу соломотряса, об/хв;

$d_{ш}$ – діаметр шийки колінчастого валу. $d_{ш} = 0,035$ м;

$d_{\bar{o}}$ – діаметр колінчастого валу в опорах. $d_{\bar{o}} = 0,03$ м;

G_e – вага колінчастого валу ($G_e = 14$ кг для 4-х клавішного соломотрясу; $G_e = 18$ кг для 5-ти клавішного соломотрясу).

Потужність, необхідна для сепарації вороху, дорівнює:

- для 4-х клавішного соломотрясу:

$$N_c = \frac{\lambda_4 \cdot K \cdot M_e}{204\pi}; \quad (4.28)$$

- для 5-ти клавішного соломотрясу:

$$N_c = \frac{\lambda_5 \cdot K \cdot M_e}{102\pi}, \quad (4.29)$$

де λ_4 та λ_5 – показники, що враховують розміри та співвідношення швидкостей клавіш і вороху в момент їхнього зіткнення ($\lambda_4 = 2,0$; $\lambda_5 = 1,5$);

M_e – маса вороху на соломотрясі, кг.

$$M_e = M_z + M_c, \quad (4.30)$$

де M_z – маса зерна на соломотрясі, кг;

M_c – маса соломи на соломотрясі, кг.

$$M_z = m_c \cdot M_c, \quad (4.31)$$

де m_c – середнє співвідношення ваги зерна до ваги соломи ($m = 0,02...0,05$).

Маса соломи на соломотрясі визначається за рівнянням:

$$M_c = (1 - m) \cdot q_m \frac{L}{v_{cp}}, \quad (4.32)$$

де q_m – подача хлібної маси до молотильного апарату, кг/с;

m – відношення маси зерна до загальної маси врожаю.

$$m = \frac{1}{1 + \beta}, \quad (4.33)$$

де β – частка соломи, за масою, відносно врожайності зерна (значення β береться з вихідних даних лабораторної роботи № 3).

Лабораторна робота № 5

Час: 2 години

Тема: Розрахунок основних параметрів грохоту зернозбирального комбайну.

Мета роботи: Визначення конструктивних та технологічних параметрів грохоту згідно умов його роботи та вихідних даних

ЗМІСТ РОБОТИ

За вихідними даними варіанту (табл. 5.1):

1. Визначити продуктивність грохоту.
2. Визначити показник кінематичного режиму роботи грохоту.
3. Побудувати графіки зміни швидкості та прискорення грохоту.
4. Визначити відносне переміщення вороху по грохоту.
5. Визначити основні параметри грохоту.

Графічна частина роботи, загальний вид якої представлений на рис. 5.3, виконується на міліметровому папері формату А3 у вибраному масштабі.

Пояснювальна записка повинна мати вихідні дані, порядок побудови та необхідні аналітичні розрахунки. Об'єм пояснювальної записки повинен складати 5...7 сторінок формату А4.

Таблиця 5.1

Вихідні дані

№ варіанту	Кут нахилу робочої поверхні грохоту до горизонталі α , град.	Кут нахилу до горизонту лінії коливань β , град.	Радіус колінчатого валу r , м	Частота обертання колінчатого валу n , об/хв	Кут тертя по поверхні грохоту при його русі	
					По напрямку повітряного потoku φ_1 , град	Проти напрямку повітряного потoku φ_2 , град
1	2	3	4	5	6	7
1	5	7	0,025	320	24	41
2	6	4	0,029	330	14	47
3	6	9	0,030	340	22	41
4	3	9	0,022	260	24	46
5	6	6	0,039	310	16	44
6	2	4	0,024	250	28	50
7	6	10	0,038	270	20	38
8	4	3	0,031	320	24	44
9	3	5	0,023	300	20	39

Продовження табл. 5.1

1	2	3	4	5	6	7
10	5	3	0,024	280	28	48
11	4	7	0,030	280	28	38
12	6	7	0,024	280	22	42
13	2	8	0,023	330	14	44
14	4	3	0,029	240	14	45
15	3	9	0,024	340	16	45
16	2	7	0,040	320	18	45
17	6	4	0,025	290	30	49
18	5	5	0,034	260	30	45
19	3	3	0,036	280	28	41
20	3	4	0,040	290	24	40
21	5	6	0,040	350	18	43
22	5	8	0,033	250	22	38
23	5	8	0,029	330	20	40
24	2	6	0,034	350	30	47
25	3	8	0,020	330	20	46
26	3	3	0,032	240	26	43
27	3	9	0,026	300	26	44
28	5	9	0,035	300	26	38
29	6	6	0,035	270	14	46
30	6	9	0,032	300	14	40
31	5	10	0,020	270	14	49
32	5	9	0,037	260	18	50
33	4	10	0,023	270	26	47
34	5	6	0,021	310	28	42
35	5	10	0,022	350	24	48
36	4	6	0,026	270	14	39
37	4	4	0,037	290	30	42
38	2	9	0,029	300	20	42
39	3	7	0,035	240	14	48
40	5	3	0,026	240	20	47
41	2	5	0,028	260	24	49
42	3	3	0,034	320	18	42
43	4	5	0,022	260	18	40
44	6	6	0,037	350	24	45
45	3	8	0,039	250	28	47
46	3	6	0,031	350	18	49

Продовження табл. 5.1

1	2	3	4	5	6	7
47	4	4	0,035	330	20	43
48	3	6	0,027	310	16	38
49	6	3	0,021	280	16	50
50	3	4	0,038	330	14	41
51	6	8	0,028	290	18	41
52	3	7	0,033	280	22	49
53	6	5	0,033	340	28	46
54	2	9	0,027	340	28	43
55	6	5	0,031	260	18	47
56	6	9	0,034	260	24	39
57	2	10	0,033	310	16	41
58	4	9	0,040	260	30	48
59	6	8	0,026	330	26	42
60	5	3	0,028	320	30	46
61	2	10	0,031	350	24	42
62	5	5	0,038	300	14	43
63	4	10	0,025	350	18	46
64	2	6	0,032	270	20	48
65	4	8	0,034	290	24	50
66	5	8	0,031	290	30	39
67	4	7	0,028	320	18	39
68	2	10	0,035	270	26	40
69	6	7	0,022	320	30	43
70	4	4	0,033	250	28	44
71	2	3	0,020	240	14	38
72	3	6	0,029	270	26	50
73	4	7	0,032	240	20	50
74	2	8	0,021	250	22	45
75	4	9	0,021	340	22	47
76	5	7	0,027	280	16	40
77	6	7	0,020	240	20	44
78	2	5	0,026	300	14	50
79	2	5	0,030	340	16	48
80	3	10	0,030	310	22	43
81	5	5	0,036	340	22	44
82	4	6	0,024	310	22	40
83	6	3	0,023	240	26	49

1	2	3	4	5	6	7
84	2	3	0,039	280	22	39
85	2	7	0,038	240	26	46
86	4	10	0,027	310	28	45
87	4	5	0,020	300	26	41
88	5	4	0,030	250	16	46
89	6	4	0,027	250	22	48
90	6	10	0,036	310	28	39
91	5	4	0,032	330	26	45
92	4	5	0,039	340	16	42
93	5	6	0,023	270	20	41
94	4	8	0,036	250	16	49
95	2	4	0,022	290	18	38
96	3	4	0,021	250	16	39
97	2	3	0,037	320	30	40
98	3	5	0,025	260	30	38
99	2	8	0,025	290	24	43
100	3	10	0,028	350	30	44

ДОДАТКОВА ІНФОРМАЦІЯ

Ворох, що надходить із молотильного апарату та соломотряса, різний за своїм складом. Він містить 55...80 % зерна і 45...20 % полови, збоїн недомолочених колосків, неорганічних та інших домішок. Такий ворох називають дрібним.

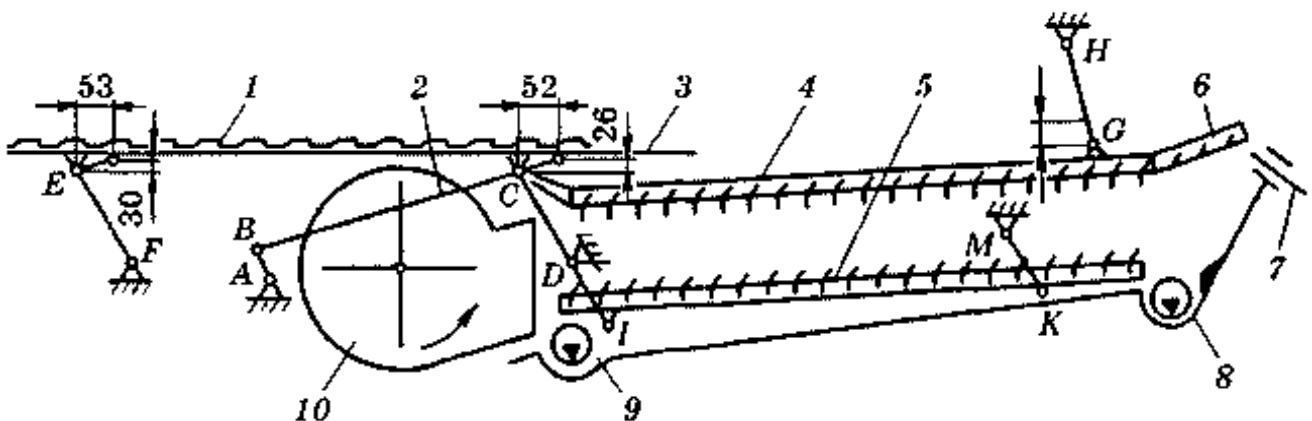


Рис. 5.1. Схема очистки зернозбирального комбайну КЗС-9-1:

1 – стрясна дошка; 2 – механізм приводу; 3 – пальцева решітка;

4 – верхнє решето; 5 – нижнє решето; 6 – подовжувач верхнього

решета; 7 – рухомий щиток; 8 – колосовий шнек; 9 – зерновий шнек;

10 – вентилятор

Очисник призначений для відокремлення із дрібного вороху зерна при допустимих втратах вимолоченого зерна в полові не більше ніж 0,3 %. При цьому чистота зерна в бункері має бути: для хлібних злаків не нижче ніж 97 %, круп'яних, бобових культур і насіння трав – 95 %.

Система очистки будь-якої молотарки має, як правило, складові елементи, які показано на рис. 5.1.

Грохот очистки зернозбирального комбайну складається і страсної дошки 1, пальцевої решітки 3, верхнього решета 4 та його подовжувача 6.

Стрясна дошка приводиться в коливальний рух з частотою $4,2...4,5 \text{ с}^{-1}$ механізмами ABCDEF. Точки дошки рухаються по криволінійних траєкторіях (горизонтальна амплітуда $A_{\Gamma} = 52...57 \text{ мм}$ і вертикальна $A_{\text{В}} = 23...30 \text{ мм}$). Робоча поверхня дошки ступінчаста. Це дає можливість вороху переміщуватися в напрямку до решіт та розшаровуватися на два потоки: внизу потоку скупчується основна маса зерна, а вгорі – збоїни і полова.

Решета 4 і 5 та вентилятор 10 розділяють ворох за розмірами і аеродинамічними властивостями. В очисниках комбайнів для збирання колосових культур застосовують жалюзійні решета з регульованим кутом нахилу жалюзі. В кінці верхнього решета, як правило, встановлюють подовжувач, поверхня якого також жалюзійна і регульована. Подовжувач уловлює недомолочені колоски і зерно, не відокремлені верхнім решетом.

Застосування жалюзійних решіт зумовлюється необхідністю транспортування вороху і розшарування його на дві складові, як і стрясна дошка, а також їх високою продуктивністю.

Кінематична схема грохоту представлена на рис. 5.2.

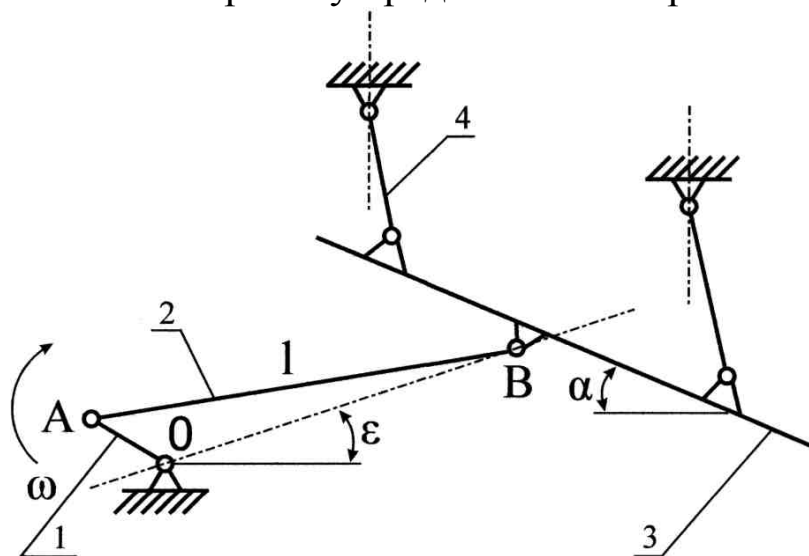


Рис. 5.2. Кінематична схема грохоту:

1 – колінчатий вал; 2 – шатун грохоту; 3 – грохот; 4 – підвіска грохоту

ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Визначення основних параметрів грохоту

Подача вороху на очисник визначається за рівнянням:

$$q_v = q_m(1 - m \cdot R_0), \text{ кг/с} \quad (5.1)$$

де q_m – подача хлібної маси в молотильний апарат, кг/с (значення q_m розраховується за рівнянням (3.1) або береться з лабораторної роботи № 3);

R_0 – коефіцієнт, що характеризує роботу молотильного апарата та соломотрясу. $R_0 = 0,6 \dots 0,9$;

m – коефіцієнт місткості зерна в хлібній масі.

$$m = \frac{1}{1 + \beta}, \quad (5.2)$$

де β – частка соломи, за масою, відносно врожайності зерна (значення β береться вихідних даних лабораторної роботи № 3).

Площа решета грохоту дорівнює:

$$S = \frac{q_v}{q_F}, \text{ м}^2 \quad (5.3)$$

де q_F – питоме навантаження на решето грохоту. $q_F = 1,5 \dots 2,5 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$;

Ширина грохоту приймається рівною:

$$B_{gp} = 0,9 \cdot B_c, \quad (5.4)$$

де B_c – ширина соломотряса, м (значення B_c розраховується за рівнянням (4.24) або береться з лабораторної роботи № 4).

Довжина грохоту визначається за рівнянням:

$$L_{gp} = \frac{S}{B_{gp}}, \text{ м}. \quad (5.5)$$

Довжина подовжувача грохоту дорівнює:

$$L_n = (0,14 \dots 0,2) \cdot L_{gp}. \quad (5.6)$$

Товщина шару вороху, який рухається по грохоту визначається за рівнянням:

$$\delta = \frac{q_{\text{зр}}}{\gamma_v \cdot B_{\text{зр}} \cdot v_{\text{ср}}}, \quad (5.7)$$

де γ_v – об’ємна маса вороху. $\gamma_v = 150 \text{ кг/м}^3$;
 $v_{\text{ср}}$ – середня швидкість руху вороху по грохоту, м/с.

$$v_{\text{ср}} = \frac{L \cdot n}{60}, \quad (5.8)$$

де n – частота обертання колінчатого вала, об/хв.

2. Визначення показнику кінематичної роботи грохоту

Показник кінематичної роботи грохоту визначається за рівнянням:

$$K_r = \frac{\omega^2 \cdot r}{g}, \quad (5.9)$$

де ω – кутова швидкість колінчатого валу грохота, с^{-1} ;
 r – радіус колінчатого валу грохоту, м;
 g – прискорення вільного падіння. $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad (5.10)$$

3. Побудова графіків зміни швидкості та прискорення грохоту

Для побудови графіків зміни швидкостей та прискорень руху грохоту необхідно розрахувати час повороту колінчатого вала, швидкість та прискорення грохоту при повороті колінчатого вала на кутах його повороту в 0° , 30° , 45° , 60° , 75° , 90° .

Швидкість грохоту при різних кутах повороту колінчатого валу визначаємо за рівнянням:

$$V_x = \omega \cdot r \cdot \sin \omega t, \quad (5.11)$$

а прискорення грохоту визначається за рівнянням:

$$a_x = \omega^2 \cdot r \cdot \cos \omega t. \quad (5.12)$$

Найбільше значення швидкості руху грохоту $v_{max} = \omega r$ виразимо відрізком $l_1 = 40$ мм. Тоді масштаб швидкостей буде дорівнювати:

$$\mu_v = \frac{\omega \cdot r}{l_1} = \frac{\omega \cdot r}{40}. \quad (5.13)$$

Найбільше значення прискорення руху грохоту $a_{max} = \omega^2 r$ виразимо відрізком $l_2 = 40$ мм. Тоді масштаб прискорень буде дорівнювати:

$$\mu_a = \frac{\omega^2 \cdot r}{l_2} = \frac{\omega^2 \cdot r}{40}. \quad (5.14)$$

Отримані значення необхідно занести до табл. 5.2.

Таблиця 5.2

Данні до побудови графіків зміни швидкості та прискорення грохоту

Кут повороту колінчатого валу грохоту (ωt) , град	Час повороту колінчатого валу грохоту t , с	Довжина відрізка l_i , мм	Швидкість грохоту, м/с	Довжина відрізка l_1 , мм	Прискорення грохоту, м/с ²	Довжина відрізка l_2 , мм
0						
30						
45						
60						
75						
90						

Побудуємо два суміщених графіки зміни швидкості та прискорення площини та матеріальної частки (вороху), щоб наочно визначити інтервали, коли ворох буде рухатись по грохоту, а коли разом з ним.

Проведемо на відстані 20 мм від лівого краю листа вертикальну лінію вісі ординат (рис. 5.3). На відстані 55 мм від верхнього краю листа проведемо вертикальну вісь абсцис для графіку зміни швидкості, а на відстані 95 мм від неї вниз – вертикальну вісь абсцис для графіку

зміни прискорень. Перетин ординат та абсцис для обох графіків позначимо точками O_b та O_a .

По осі абсцис, від точок O_b та O_a відкладаємо час t відповідно кутам повороту колінчатого валу грохоту $\pi\omega/6$, $\pi\omega/4$, $\pi\omega/3$, $\pi\omega/2$, $\pi\omega$ і т.д. (1,5 обороту колінчатого валу або $0,5T$, тобто 540°). Період коливань $T = 2\pi/\omega$ відкладемо відрізком $l = 180$ мм. Тоді масштаб часу дорівнюватиме:

$$\mu_t = \frac{2\pi}{\omega \cdot l}. \quad (5.15)$$

Графік швидкості буде являти собою синусоїду, а графік прискорення – косинусоїду.

На графіку прискорення проводимо дві горизонтальні паралельні лінії (М-М та N-N) на відстані від осі абсцис відповідно a_{BH} та a_{BB} , які визначаються за рівняннями:

$$\begin{aligned} a_{BH} &= 1,1g \cdot \operatorname{tg}(\varphi_1 - \alpha), \\ a_{BB} &= 1,1g \cdot \operatorname{tg}(\varphi_1 + \alpha), \end{aligned} \quad (5.16)$$

де φ_1 – кут тертя вороху по поверхні грохоту при русі його за напрямом повітряного потоку, град;
 φ_2 – кут тертя вороху по поверхні грохоту при русі його проти напрямку повітряного потоку, град;
 α – кут нахилу робочої поверхні грохоту до горизонталі, град;
 g – прискорення вільного падіння, м/с^2 .

Прискорення a_{BH} та a_{BB} – це прискорення при яких починається відносне переміщення вороху по поверхні грохоту і їх прийнято називати критичними.

Точку перетину K_1 критичного прискорення грохоту (косинусоїди) спроектуємо на графік переносної швидкості грохоту (синусоїду) в точку К. До цієї точки грохот та ворох, що лежить на ньому мають однакову швидкість руху. В точці К ворох відривається від поверхні грохоту і починає самостійний рівномірно-уповільнений рух. Після цієї точки швидкість руху грохоту продовжує змінюватися за законом синусоїди, а швидкість вороху – за законом прямої лінії, дотичної до синусоїди в точці К. Для полегшення проведення дотичної, потрібно визначити час t_l , за який швидкість руху грохоту знизиться зі швидкості v_n до нульового рівня.

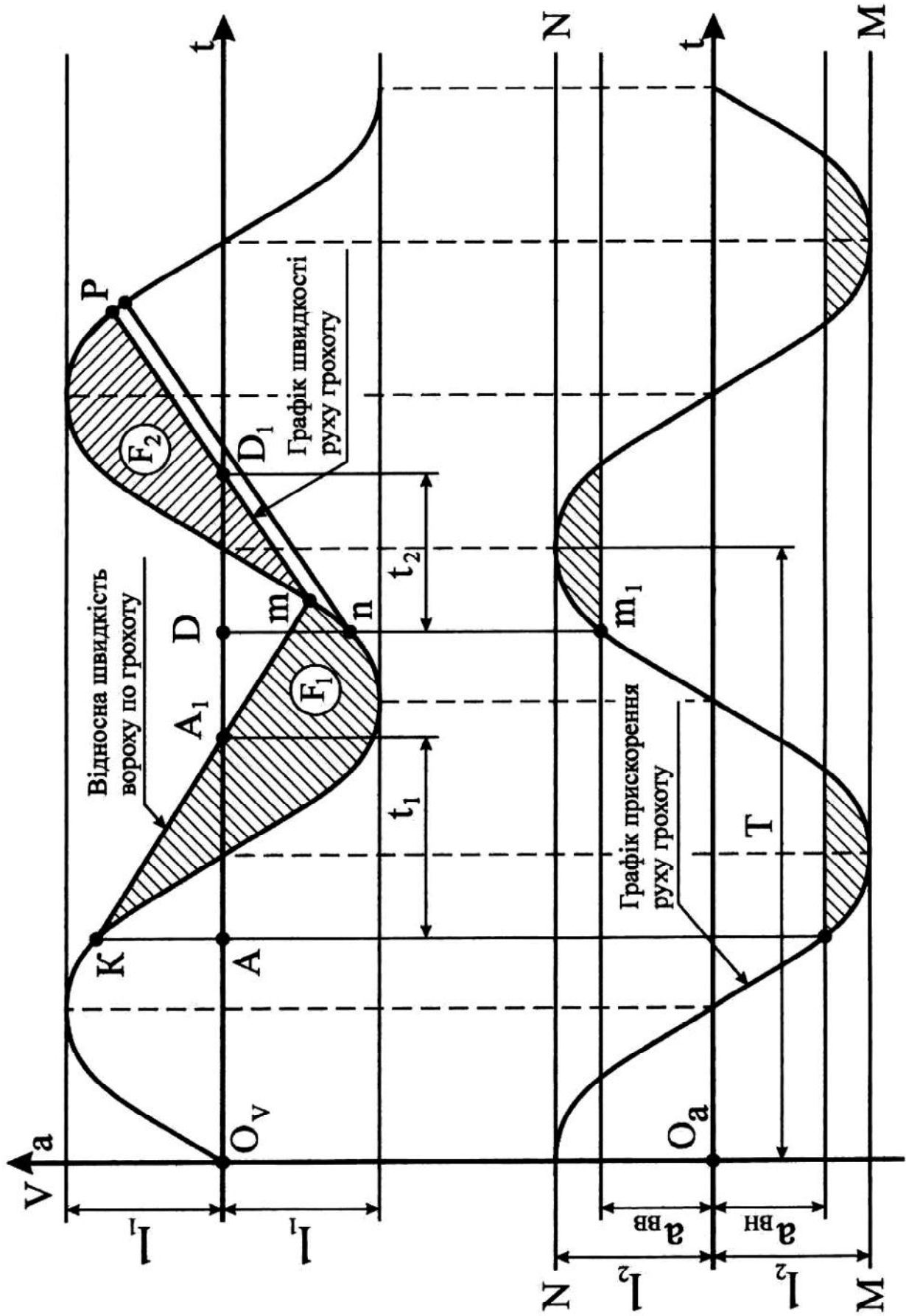


Рис. 5.3. Графік зміни швидкості та прискорення руху грохоту

Це дасть можливість знайти на вісі абсцис другу точку прямої:

$$t_1 = \frac{v_n}{a_{BH}}, \quad (5.17)$$

де v_n – початкова швидкість переміщення вороху вниз по грохоту.

Значення часу t_1 відкладають у масштабі по осі абсцис від точки А. В результаті отримаємо точку A_1 .

За час AA_1 грохот рухається вперед, а ворох, що відірвався від поверхні грохоту, продовжує рух вперед і зупиняється в точці A_1 , де його швидкість рівна нулю (швидкість точки, яка лежить на вісі абсцис t дорівнює нулю). З цього моменту, як видно з графіку, грохот буде рухатись назад і захоплювати з собою вверх ворох, повідомляючи йому рівномірно-прискорений рух назад (нижче вісі абсцис). Швидкість вороху буде змінюватись за законом тієї ж прямої лінії. Значення швидкості вороху буде з позначкою “-”, так як рух відбувається в зворотньому напрямку. В точці n , де пряма перетинає синусоїду, швидкість вороху та грохоту будуть однакові.

Точку m_1 , перетину критичного прискорення a_{BB} з переносним прискоренням грохоту, спроекуємо на графік переносної швидкості грохоту і отримаємо точку m .

З точки m починається відносне переміщення вороху по горизонталі вгору. Швидкість руху грохоту буде змінюватись за законом синусоїди, а відносна швидкість вороху – по прямій лінії, дотичної до синусоїди в точці m . Для зручності проведення дотичної визначаємо місце положення точки D_1 (аналогічно визначенню точки n) прямої на вісі абсцис, за законом якої змінюється швидкість вороху по грохоту при русі його вгору.

$$t_2 = \frac{v_m}{a_{BB}}, \quad (5.18)$$

де v_m – початкова швидкість руху вороху вгору по грохоту.

Значення часу t_2 відкладають у масштабі по вісі абсцис від точки D , в результаті отримаємо точку D_1 . Через точку m та D_1 проводимо пряму до перетину її з синусоїдою.

Якщо точка m лежить на синусоїді нижче точки n , то це не сталий режим роботи грохоту.

Для зручності подальших розрахунків слід провести з точки n лінію, паралельну лінії mD_1 .

Таким чином швидкість вороху по грохоту донизу – це пряма Kn , а вгору – пряма nP .

4. Визначення відносного переміщення вороху по грохоту

Повне переміщення вороху по грохоту дорівнює:

$$L = L_{BH} - L_{BB}, \quad (5.19)$$

де L_{BH} – початкове відносне переміщення вороху по грохоту донизу;
 L_{BB} – початкове відносне переміщення вороху по грохоту вгору.

Відносні переміщення по грохоту вороху донизу та вгору визначаються за рівняннями:

$$\begin{aligned} L_{BH} &= F_1 \cdot \mu_v \cdot \mu_t; \\ L_{BB} &= F_2 \cdot \mu_v \cdot \mu_t, \end{aligned} \quad (5.20)$$

де F_1 – площа, обмежена графіком швидкості вороху по грохоту вниз (пряма Kn) та синусоїдою, мм^2 ;
 F_2 – площа, обмежена графіком швидкості вороху по грохоту вгору (пряма Pn) та синусоїдою, мм^2 ;

Площі F_1 та F_2 визначаються з побудованого графіку зміни швидкості руху грохоту шляхом рахування кількості квадратних міліметрів, що знаходяться в заштрихованих зонах.

Лабораторна робота №6

Час: 2 години

Тема: Розрахунок параметрів вентилятора очистки зернозбирального комбайну

Мета роботи: Визначення конструктивних та технологічних параметрів вентилятора системи очистки згідно умов його роботи та вихідних даних

ЗМІСТ РОБОТИ

1. Визначити втрати повітря на очистку зерна та робочу швидкість повітря у вихідному каналі.
2. Визначити теоретичний напір вентилятора.
3. Визначити основні розміри вентилятора.
4. Визначити потужність на привід вентилятора.
5. Побудувати корпус вентилятора.

Графічна частина роботи, загальний вид якої представлений на рис. 6.3, виконується на міліметровому папері формату А3 у вибраному масштабі.

Пояснювальна записка повинна мати вихідні дані, порядок побудови та необхідні аналітичні розрахунки. Об'єм пояснювальної записки повинен складати 3...4 сторінки формату А4.

ДОДОДАТКОВА ІНФОРМАЦІЯ

Вентилятор нагнітає повітряний потік на решета очистки. Найширше застосування знайшли відцентрові вентилятори, а також осьові та діаметральні.

Для пшеничного дрібного вороху швидкість повітряного потоку над задніми та середніми частинами решіт має бути 3,8 м/с, а над передньою – 5,8 м/с.

Характерною ознакою комбайнів є велика (до 1,6 м) ширина площі решіт, що обдуваються повітряним потоком. Внаслідок цього виникають певні труднощі щодо вирівнювання потоку за шириною. В окремих комбайнах, зокрема в комбайні “Лан”, рівномірність повітряного потоку досягають застосуванням секційних вентиляторів (рис. 6.1). Такі вентилятори, крім рівномірності, мають ще й вищу продуктивність.

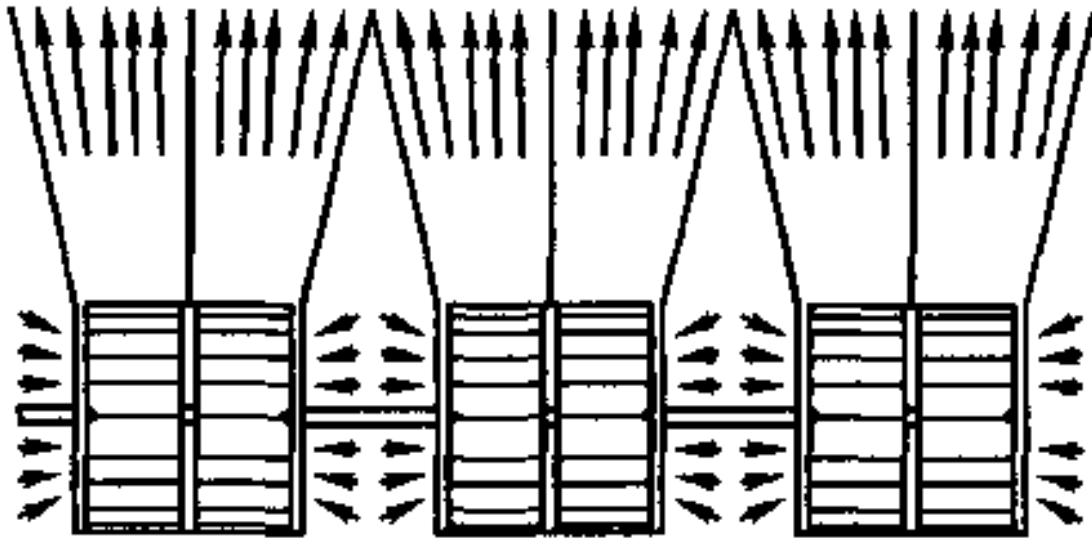


Рис. 6.1. Схема шестисекційного вентилятора очистки зернозбирального комбайну "Лан"

ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Визначення витрати повітря на очистку зерна та робочу швидкість повітря у вихідному каналі

$$Q_B = k_{nm} \cdot P_B \cdot q_{zp}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (6.1)$$

де k_{nm} – коефіцієнт, що показує кількість полови та м'якіни, яку необхідно усунути повітряним потоком при очищенні зерна. $k_{nm} = 0,20 \dots 0,25$;

P_B – кількість повітря що подається на очищення зерна на грохоті.
 $P_B = 1,6 \dots 2,2 \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{кг})$;

q_{zp} – подача вороху на грохот, кг/с (значення q_{zp} розраховується за рівнянням (5.1) або береться з лабораторної роботи № 5).

Робоча швидкість руху повітряного потоку в вихідному каналі вентилятора:

$$v_{вих} = (1,25 \dots 1,5) \cdot v_{кр.зб} < v_{кр.з}, \quad (6.2)$$

де $v_{кр.зб}$ – критична швидкість збоїни (в середньому рівна $5 \dots 6 \text{ м/с}$);

$v_{кр.з}$ – критична швидкість руху зерна (значення $v_{кр.з}$ вибирається з таблиці 6.1).

Швидкість $v_{вих}$ не повинна перевищувати критичної швидкості руху зерна.

Таблиця 1.6

Критичні швидкості руху елементів вороху

№ варіанту	Зернова культура та не зернові домішки	Критична швидкість руху, м/с
1...25	Пшениця	8,9...11,5
26...50	Жито	8,4...10,0
51...75	Овес	8,0...9,0
76...100	Ячмінь	8,4...10,8

2. Визначення теоретичного напору вентилятора

$$H_{\partial} = \frac{\gamma_v \cdot v_{вих}^2}{2g}, \text{ Па} \quad (6.3)$$

де γ_v – об'ємна маса повітря. При 20° С $\gamma_v = 11,26 \text{ Н/м}^3$;
 g – прискорення вільного падіння, м/с^2 .

Статичний напір повітря в вихідному каналі вентилятора:

$$H_c = (2...5) \cdot H_{\partial}, \text{ Па.} \quad (6.4)$$

Повний напір, створений вентилятором:

$$H = H_c + H_{\partial}, \text{ Па} \quad (6.5)$$

Теоретичний напір визначається за виразом:

$$H_t = \frac{H}{\eta_{мон}}, \text{ Па} \quad (6.6)$$

де $\eta_{мон}$ – монометричний КПД вентилятора. $\eta_{мон} = 0,7$.

3. Визначення основних розмірів вентилятора

Площа вихідного каналу прямокутного перерізу визначається за рівнянням:

$$F = a \cdot b = \frac{Q_v}{v_{вих}}, \text{ м}^2 \quad (6.7)$$

де a та b – відповідно висота та ширина вихідного каналу. Ширина b приймається рівна ширині грохоту $b = B_{gp}$. Висота a визначається за залежністю:

$$a = \frac{Q_{\text{в}}}{v_{\text{вих}} \cdot B_{gp}}, \text{ м} \quad (6.8)$$

де B_{gp} – ширина грохоту, м (значення B_{gp} розраховується за рівнянням (5.4) або береться з лабораторної роботи № 5).

Діаметр вхідного отвору визначається з умови рівності подачі та витрати повітря:

$$D_{\text{во}} = 2,57 \cdot \sqrt[3]{\frac{k_{\text{во}} \cdot Q_{\text{в}}}{k_n(1 - k'_n) \cdot n_{\text{в}}}}, \text{ м} \quad (6.9)$$

де $k_{\text{во}}$ – коефіцієнт використання вхідного отвору. $k_{\text{во}} = 0,6 \dots 0,8$;
 k_n – коефіцієнт підтискання повітряного потоку. $k_n = 0,8 \dots 0,9$;
 k'_n – коефіцієнт попереднього закручування повітряного потоку.
 $k'_n = 0,42 \dots 0,46$;
 $n_{\text{в}}$ – частота обертання валу вентилятора. $n_{\text{в}} = 450 \dots 1000$ об/хв.

Зовнішній діаметр лопатевого колеса визначається за рівнянням:

$$D_2 = \frac{2}{n_{\text{в}}} \cdot \sqrt{\frac{H_m \cdot g}{\psi \cdot \gamma_{\text{в}}}}, \text{ м} \quad (6.10)$$

де ψ – коефіцієнт, що залежить від розмірів та форми лопаток.

$$\psi = \frac{\pi^2}{900} \cdot \left| \frac{1}{1 + \tan \alpha_2 \cdot \tan \gamma_2} - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \cdot \frac{1}{1 + \tan \alpha_1 \cdot \tan \gamma_1} \right|, \quad (6.11)$$

де α_1 та α_2 – кути між дотичною до лопаті колеса та його радіусом відповідно на вході та виході з лопаті. Зазвичай кути $\alpha_1 = 12^\circ$, $\alpha_2 = 6^\circ$;

γ_1 та γ_2 – кути між перпендикуляром до радіусу та напрямом швидкості повітря відповідно на внутрішньому та зовнішньому кінцях лопаті. Зазвичай $\gamma_1 = 20 \dots 30^\circ$, $\gamma_2 = 2 \dots 3^\circ$;

D_1 – внутрішній діаметр лопатевого колеса, м;

D_2 – зовнішній діаметр лопатевого колеса, м.

Відношення внутрішнього та зовнішнього діаметру лопатевого колеса звичайно приймають $D_1/D_2 = 0,5$.

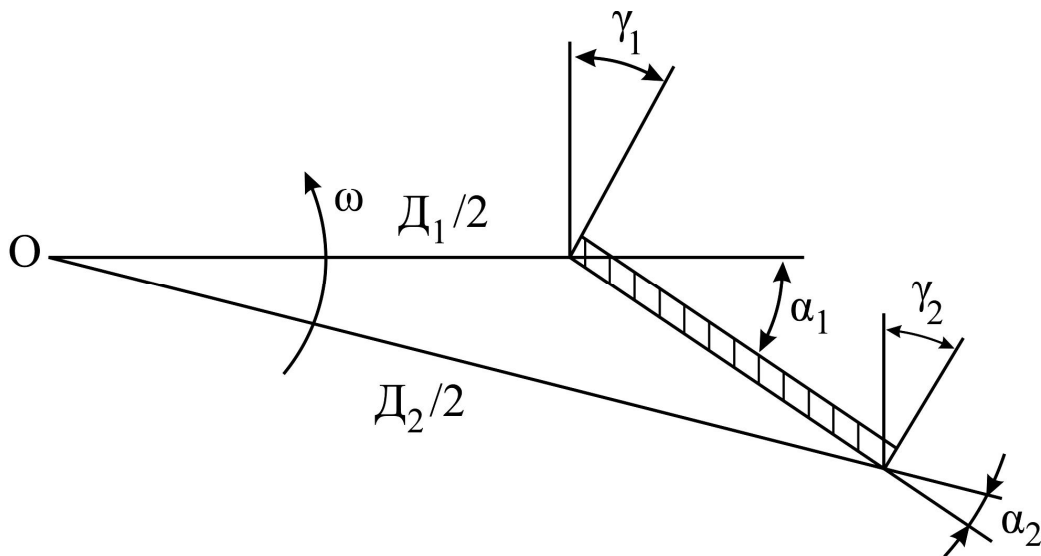


Рис. 6.2. До визначення діаметрів лопатевого колеса вентилятора

4. Визначення потужності на привід вентилятора

Потужність, необхідна для приводу вентилятора визначається за виразом:

$$N = \frac{Q_v \cdot H_m}{\eta_{\text{мех}}}, \text{ Вт} \quad (6.12)$$

де $\eta_{\text{мех}}$ – КПД механічної передачі, знаходиться в межах 0,95...0,98.

5. Побудова корпусу вентилятора

Відносно лопатевого колеса корпус вентилятора (рис. 6.3) розташовується за логарифмічною або архімедовою спіраллю, що забезпечує мінімальні втрати напору повітря. Спіральний корпус будується радіусами кіл, центри яких знаходяться на кутах так званого конструктивного квадрату, сторона якого приймається рівною $a_k = 0,05D_2$, або $a_k \approx 0,2a$.

Розміри конструктивного квадрату a_k необхідно округлити до найближчого значення з табл. 6.2, за якою і вибираємо розміри спірального корпусу вентилятора.

Оскільки швидкість повітряного потоку залежить від властивостей вороху збираємої культури, його вологості і т.п., то в

конструкції вентилятора або його приводі необхідно передбачати пристрій, що дозволяє регулювати швидкість повітряного потоку. Найбільш довершеним способом регулювання є зміни частоти обертання вентилятора. При цьому продуктивність вентилятора, а, отже, і швидкість повітряного потоку на його виході, змінюються пропорційно частоті обертання.

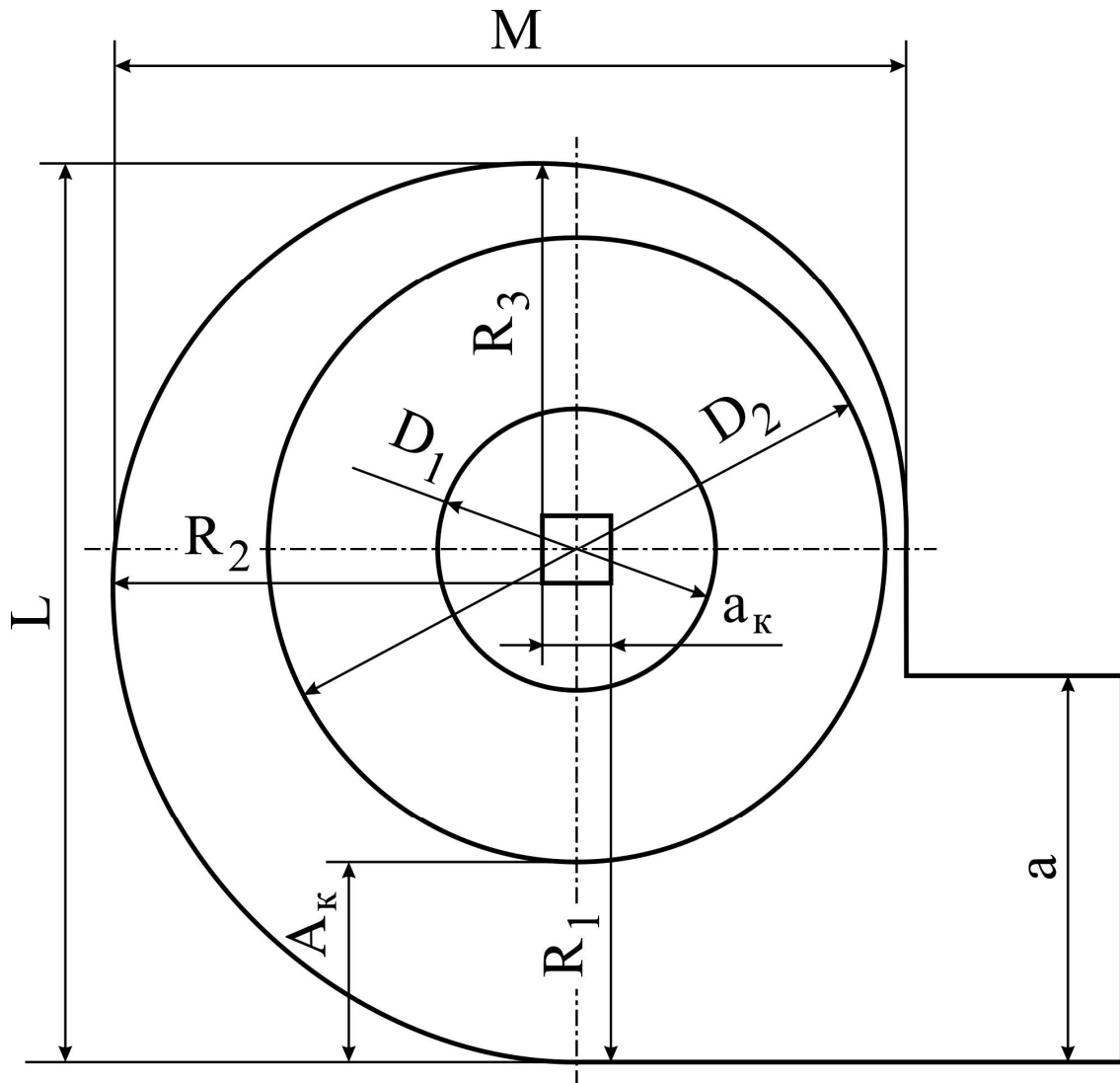


Рис. 6.3. Побудова корпусу вентилятора

Таблиця 6.2

Розміри спіральних кожухів вентиляторів

Розміри, % від D_2						
A_k	a_k	R_1	R_2	R_3	L	M
20	5,0	67,50	62,50	57,50	145	120
30	7,5	76,25	68,75	61,25	150	130
40	10,0	85,00	75,00	65,00	160	140
50	12,5	93,75	81,25	68,75	175	150

Рейтингова система балів по дисципліні “Сільськогосподарські та меліоративні машини”

Оцінювання знань студентів здійснюється за рейтинговою системою балів. Для забезпечення конкретної оцінки всіх видів роботи студента максимальна кількість залікових балів за кожний модуль приймається 100 з наступним перерахунком в загальну оцінку через коефіцієнт вагомості модуля. Оцінка виставляється у відповідності із приведеною шкалою.

Шкала оцінок

За шкалою ECTS	За національною шкалою	За шкалою навчального закладу (як приклад)
A	5 (відмінно)	90 – 100
BC	4 (добре)	75 – 89
DE	3 (задовільно)	60 – 74
FX	2 (незадовільно) з можливістю повторного складання	35 – 59
F	2 (незадовільно) з обов'язковим повторним курсом	1 – 34

Шкала оцінювання Модулю 6

Розрахунково-графічна робота №	Кількість балів
1	0 – 6
2	0 – 6
3	0 – 6
4	0 – 6
5	0 – 6
6	0 – 6
Разом	0 – 36

Література

1. Войтюк Д. Г. Сільськогосподарські машини / Д. Г. Войтюк, Г. Р. Гаврилюк. – К. : Урожай, 1994. – 448 с.
2. Гапоненко В. С. Сільськогосподарські машини / В. С. Гапоненко, Д. Г. Войтюк. – К. : Урожай, 1992. – 448 с.
3. Гольцяпин В. Я. Современные самоходные зерноуборочные комбайны / В. Я. Гольцяпин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1997. – № 3. – С. 35 - 40.
4. Карпенко А. Н. Сельскохозяйственные машины / А. Н. Карпенко, В. М. Халанский. – М. : Колос, 1989. – 526 с.
5. Кленин Н. И. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / Н. И. Кленин, В. А. Саун. – М. : Колос, 1994. 642 с.
6. Оксин Б. С. Машины для послеуборочной обработки зерна / Б. С. Оксин, И. В. Горбачов. А. А. Терехин. – М. : Агропромиздат, 1987. – 238 с.
7. Погорілець О. М. Зернозбиральні комбайни / О. М. Погорілець, Г. І. Живолуп. – К. : Урожай. 1994. – 232 с.
8. Погорілий Л. В. Напрямки розвитку технології збирання врожаю зернових і переоснащення сільського господарства новою зернозбиральною технікою. – в 10 т. – Т. 7.: Збірник наукових праць Національного аграрного університету «Механізація сільськогосподарського виробництва» / Л. В. Погорілий, С. М. Коваль, М. І. Грицишин. – К. : НАУ, 2000. – С. 5 – 7.
9. Погорілий Л. В. Напрямки розвитку конструкцій і узагальнені технологічні показники зернозбиральних комбайнів. – в 12 т. – Т. 7.: Науковий вісник Національного аграрного університету / Л. В. Погорілий, С. М. Коваль. – К. , 1998. – С. 107 – 117.
10. Листопад Г. Е. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / Г. Е. Листопад, Г. К. Демидов, Б. Д. Зонов – М. : Агропромиздат, 1986. – 688 с.
11. Комаристов В. Ю. Сільськогосподарські машини / В. Ю. Комаристов, М. М. Петренко, М. М. Косінов. – К. : Урожай, 1996. – 240 с.
12. Сидоренко А. М. Меліоративні машини / А. М. Сидоренко, Ю. І. Михайленко. – К. : Урожай, 1989. – 280 с.

ЗМІСТ

	стор.
1. Передмова	3
2. Розрахунково-графічна робота №1	4
Розрахунок параметрів планчатого мотовила зернозбирального комбайну	
3. Розрахунково-графічна робота №2	17
Технологічний розрахунок сегментно-пальцевого різального апарату	
4. Розрахунково-графічна робота №3	36
Розрахунок основних параметрів бильного молотильного апарату зернозбирального комбайну	
5. Розрахунково-графічна робота №4	46
Розрахунок основних параметрів клавішного соломотряса зернозбирального комбайну	
6. Розрахунково-графічна робота №5	57
Розрахунок основних параметрів грохоту зернозбирального комбайну	
Розрахунково-графічна робота №6	69
Розрахунок параметрів вентилятора очистки зернозбирального комбайну	
5. Шкала оцінок	75
6. Література	76
7. Зміст	77

Навчальне видання

МАШИНИ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ АПВ

Методичні рекомендації

Укладачі:

Галєєва Антоніна Петрівна

Грубань Василь Анатолійович

Шатохін Максим Юрійович

Формат 60x84 1/16. Ум. друк. арк. ____.

Тираж ____ прим. Зам. № ____

Надруковано у видавничому відділі

Миколаївського національного аграрного університету

54020, м. Миколаїв, вул. Георгія Гонгадзе, 9

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК №4490 від 20.02.2013 р.