

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

КІРОВОГРАДСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра сільськогосподарського машинобудування

**ТЕОРІЯ, КОНСТРУКЦІЯ ТА РОЗРАХУНОК МАШИН
ДЛЯ ТВАРИННИЦТВА**

Методичні вказівки до виконання практичних робіт
для студентів напрямів
“Машинобудування” та “Процеси, машини та обладнання
агропромислового виробництва”

Кіровоград

2009

Теорія, конструкція та розрахунок машин для тваринництва : Методичні вказівки до виконання практичних робіт для студентів напрямів “Машинобудування” та “Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва” / Укл. К.Д. Матвеев, В.В. Амосов .–Кіровоград : КНТУ, 2009.–74 с.

Укладачі: доц., канд. техн. наук К.Д. Матвеев (ПЗ №2–6,8,9,11),
канд. техн. наук В.В. Амосов (ПЗ №1,2,6,7,10–15)

Рецензент: канд. техн. наук, доцент Осипов І. М.

Розрахунок шнекової коренемийки ([6]; [7])

Для запобігання заклинюванню коренебульбоплодів між валом гвинта та кожухом діаметр шнека D (рис. 1.1) приймають не менше 0,3 м (табл. 1.1), а діаметра вала гвинта

$$d = (0,15 \dots 0,25)D. \quad (1.1)$$

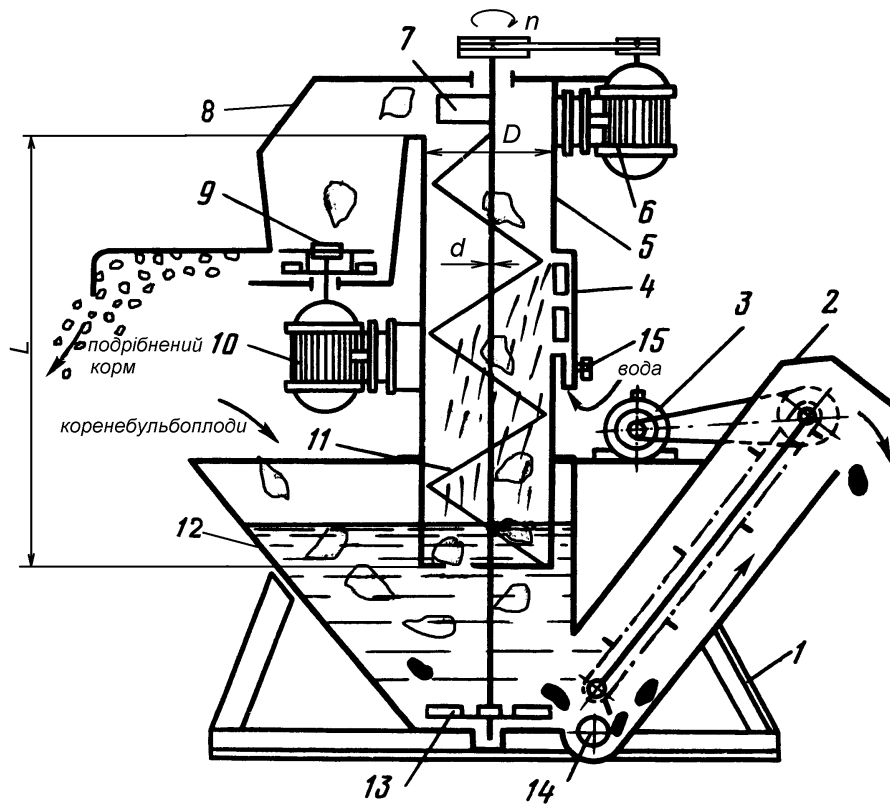


Рис.1.1. Функціональна схема шнекової коренемийки-подрібнювача:

1–рама; 2–транспортер; 3,6,10–електродвигуни; 4–гребінка підводу води; 5–кожух; 7–лопать-викидач; 8–кришка; 9–подрібнювач; 11–шнек; 12–ванна; 13–крилач; 14–люк; 15–вентиль.

З урахуванням розмірів коренебульбоплодів, крок шнека

$$S = \pi \cdot D \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (1.2)$$

де α – кут підйому гвинтової лінії ($\alpha = 10 \dots 20^\circ$).

Довжину шнека вибирають з урахуванням часу миття

$$L = n \cdot S \cdot \tau_m, \quad (1.3)$$

де n – частота обертання шнека, с^{-1} (табл. 1.1);

τ_m – час миття, с (табл. 1.1).

Подача шнекової коренемийки (кг/с)

$$Q = \pi(D^2 - d^2)Sn\rho\kappa_3\kappa_0 / 4, \quad (1.4)$$

де ρ – насипна щільність коренебульбоплодів, $\rho = 600 \dots 650 \text{ кг/м}^3$;

κ_3 – коефіцієнт заповнення робочого простору шнека продуктом, $\kappa_3 \approx 0,25 \dots 0,35$;

κ_0 – коефіцієнт, який враховує зменшення площі поперечного перерізу продукту внаслідок нахилу шнека до горизонту, коли вісь шнека перпендикулярна до горизонту, $\kappa_0 = 1$.

Маса коренеплодів, які перебувають у завантажувальній ванні

$$m_{зав} = Q \cdot \tau_{від}, \quad (1.5)$$

де $\tau_{від}$ – час відмокання, $\tau_{від} = 60 \dots 90 \text{ с}$.

Місткість ванни

$$V_{зав} = m_{зав} / \rho. \quad (1.6)$$

Потужність, необхідна для приводу шнекової коренемийки, витрачається на підйом продукту, подолання сил тертя продукту об внутрішню поверхню жолоба, сил тертя коренеплодів об гвинтову поверхню шнека, на перемішування та перетирання їх під час миття і на подолання сил тертя у підшипниках і передаточних механізмах

$$N = \frac{(N_1 + N_2)W_0}{\eta}, \quad (1.7)$$

де N_1 – потужність, яка витрачається на подолання тертя, Вт;

N_2 – потужність, яка витрачається на підйом продукту, Вт;

W_0 – коефіцієнт, який враховує переміщення та перетирання продукту, для коренеплодів, забруднених ґрунтом, $W_0 = 1,5 \dots 1,7$;

η – ККД підшипників вала шнека, для одного підшипника $\eta = 0,96$.

Потужність на подолання сил тертя

$$N_1 = F \cdot v, \quad (1.8)$$

де F – сила тертя, яка виникає при русі продукту по кожуху, Н;

v – абсолютна швидкість руху продукту в середині кожуха шнека, м/с.

Сила тертя продукту по кожуху

$$F = f(F_b + mg \cdot \cos \lambda \cdot \cos \psi), \quad (1.9)$$

де f – коефіцієнт тертя продукту по кожуху (табл. 1.1);

F_b – відцентрова сила, яка притискає продукт до кожуха, Н;

m – маса продукту, який знаходиться всередині шнека під час руху, кг

$$m = \pi(D^2 - d^2)L \cdot K_3 \cdot \rho / 4, \quad (1.10)$$

g – прискорення сили тяжіння, $g = 9,8 \cdot \text{м/с}^2$;

λ – кут нахилу шнека, $\lambda = 90^\circ$;

ψ – кут природного нахилу матеріалу у русі, для коренеплодів $\psi = 25^\circ$.

Абсолютна швидкість руху продукту всередині кожуха шнека

$$v = v_{oc} / \cos \varepsilon, \quad (1.11)$$

де v_{oc} – швидкість руху продукту вздовж осі шнека, м/с;

ε – кут нахилу абсолютної траєкторії часток продукту відносно осі шнека, $\varepsilon = 65^\circ$

$$v_{oc} = Q \cdot L / m, \quad (1.12)$$

Відцентрова сила, яка притискає продукт до кожуха

$$F_b = 2m \cdot v_K^2 / D, \quad (1.13)$$

де v_K – колова швидкість руху продукту по спинці кожуха, м/с.

$$v_K = v_{oc} \cdot tg \varepsilon. \quad (1.14)$$

Потужність на підйом продукту

$$N_2 = (P_n D_0 + P_{mp} D) \cdot (\omega - \omega_{np}), \quad (1.15)$$

де P_n – сила, необхідна для підйому продукту, Н;

D_0 – діаметр витка шнека по центру маси шару продукту, який лежить на ньому, м

$$D_0 = 0,8 \cdot D, \quad (1.16)$$

P_{mp} – сила, необхідна для подолання тертя продукту по кожуху, Н;

$$P_{mp} = F(\cos \varepsilon \cdot tg(\alpha + \varphi) + \sin \varepsilon), \quad (1.17)$$

ω і ω_{np} – кутові швидкості відповідно обертання шнека і переміщення матеріалу всередині кожуха, c^{-1}

$$\omega = 2\pi n, \quad (1.18)$$

$$\omega_{np} = 2v_K / D, \quad (1.19)$$

Сила, необхідна для підйому продукту,

$$P_n = mg[\sin \lambda \cdot tg(\alpha_1 + \varphi) + \cos \lambda \cdot \sin \psi], \quad (1.20)$$

де α_1 – кут підйому витків шнека по центру маси шару продукту, який лежить на ньому, град.

$$\alpha_1 = \arctg \frac{S}{\pi \cdot D_0}, \quad (1.21)$$

де φ – кут тертя продукту при русі по поверхні кожуха, град.

$$\varphi = \arctg f, \quad (1.22)$$

Таблиця 1.1

Вихідні дані для розрахунку шнекової коренемийки

№ варі- анту	D, мм	τ_m , с	n, c^{-1}	f	№ варі- анту	D, мм	τ_m , с	n, c^{-1}	f
1	300	8	1,5	0,25	17	300	10	2,0	0,25
2	300	8	1,5	0,35	18	300	10	2,0	0,35
3	300	8	1,5	0,30	19	300	10	2,0	0,30
4	300	8	1,5	0,40	20	300	10	2,0	0,40
5	300	8	2,0	0,25	21	300	10	2,5	0,25
6	300	8	2,0	0,35	22	300	10	2,5	0,35
7	300	8	2,0	0,30	23	300	10	2,5	0,30
8	300	8	2,0	0,40	24	300	10	2,5	0,40
9	300	8	2,5	0,25	25	400	8	1,5	0,25
10	300	8	2,5	0,35	26	400	8	1,5	0,35
11	300	8	2,5	0,30	27	400	8	1,5	0,30
12	300	8	2,5	0,40	28	400	8	1,5	0,40
13	300	10	1,5	0,25	29	400	8	2,0	0,25
14	300	10	1,5	0,35	30	400	8	2,0	0,35
15	300	10	1,5	0,30	31	400	8	2,0	0,30
16	300	10	1,5	0,40	32	400	8	2,0	0,40

Зміст звіту

1. Розрахувати параметри шнека d , S , L , подачу шнека Q , параметри ванни $m_{зав}$, $V_{зав}$, витрати потужності на привід коренемийки N .
2. Висновок (на основі аналізу результатів), на який процес витрачається більше енергії – підйом продукту чи подолання всіх сил тертя.

Розрахунок барабанного подрібнювального апарата ([1]; [3])

Ножі барабанного подрібнювального апарата розташовано на циліндричній поверхні. Вони можуть бути плоскими (лезо ножа паралельне до осі циліндра) або гвинтовими. Перші простіші у виготовленні, при регулюванні зазору між лезом і протирізальною пластиною та при заточуванні, не створюють осьові сили на підшипники, але здійснюють різання рубкою. Це призводить до різких ударних коливань навантаження на вал барабана і прискорення виходу з ладу ножів, підшипників та інших деталей привода. Тому більше розповсюдження набули барабанні подрібнювальні апарати з гвинтовими ножами, які забезпечують зменшення радіального зусилля на ніж за рахунок ковзного різання та стабільне навантаження на привід.

Вихідними даними при проектуванні барабанного подрібнювального апарата служать: продуктивність подрібнювального апарата Q , довжина різки l_p (за зоотехнічними вимогами $l_p = 3 \dots 50$ мм); щільність шару матеріалу, стиснутого вальцями, ρ (для соломи $\rho = 100 \dots 150$ кг/м³, для зеленої маси $\rho = 350 \dots 500$ кг/м³); товщина шару матеріалу h (рис. 2.1) (для підвищення якості подрібнення та зменшення витрат енергії рекомендують подавати ущільнений матеріал тоньким шаром $h = 40 \dots 70$ мм, але іноді для підвищення продуктивності подрібнювального апарата збільшують товщину шару до $h = 130 \dots 180$ мм).

Визначимо ширину завантажувальної горловини, яка у барабанного подрібнювального апарата дорівнює довжині барабана

$$b = \frac{Q}{0,16 \cdot h \cdot l_p \cdot z \cdot \rho \cdot \omega_{\sigma}}, \quad (2.1)$$

де Q – продуктивність, кг/с (табл. 2.1);

h – товщина шару матеріалу, м (табл. 2.1);

l_p – довжина різки, м (табл. 2.1);

z – кількість ножів (рекомендують вибирати парне число $z = 2 \dots 12$);

ρ – щільність шару матеріалу, кг/м^3 (табл. 2.1);

ω_{δ} – кутова швидкість обертання барабана, рад/с ($\omega_{\delta} = 40 \dots 60 \text{ рад/с}$).

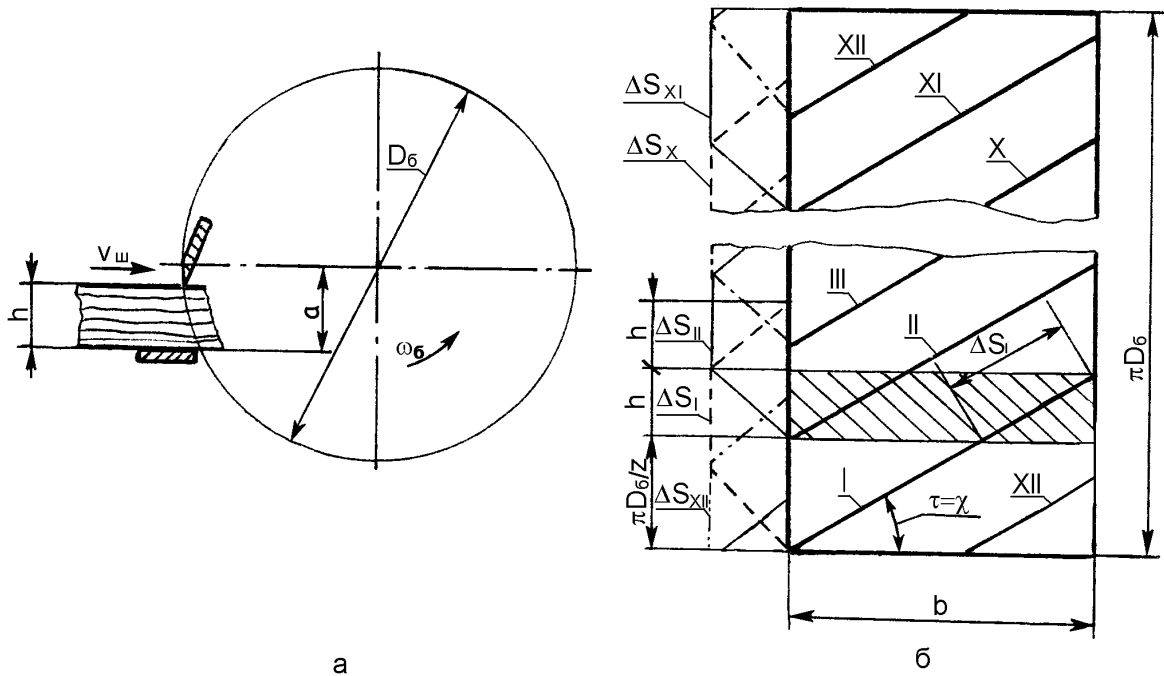


Рис. 2.1. Функціональна схема барабанного подрібнювального апарата (а) та розгортка ножового барабана (б)

Швидкість ущільненого шару матеріалу, який подають живильні вальці або транспортер з вальцем,

$$v_{ш} = \frac{l_p \cdot z \cdot \omega_{\delta}}{2 \cdot \pi}. \quad (2.2)$$

Для забезпечення рівномірного навантаження на вал ножі барабана розташовують з перекриттям, розмір якого має дорівнювати товщині шару матеріалу. З цією метою радіус барабана

$$R_{\delta} = \frac{z}{2 \cdot \pi} \cdot (b \cdot \text{tg} \tau - h), \quad (2.3)$$

де τ – кут нахилу ножа відносно протирізальної пластини (кут ковзання), ($\tau = 24 \dots 30^\circ$).

Лінійна швидкість леза барабана

$$v_{\delta} = \omega_{\delta} \cdot R_{\delta} . \quad (2.4)$$

Для якісного перерізання матеріалу має бути $v_{\delta} \geq 20 \dots 40$ м/с.

Завантажувальна горловина має бути розташована нижче осі барабана так, щоб при торканні леза ножа з верхньою точкою шару матеріалу горизонтальна складова його швидкості була спрямована у бік переміщення шару. Висота шару повинна бути менша половини радіуса барабана, щоб горизонтальна складова швидкості леза в нижній точці шару не була занадто великою і лезо не затягувало стебла в зазор між лезом і протирізальною пластиною. З цих міркувань висота розташування осі барабана відносно протирізальної пластини (рис. 2.1)

$$a = h + R_{\delta} \cdot v_{uu} / v_{\delta} . \quad (2.5)$$

Визначимо силові та енергетичні показники процесу подрібнення.

Момент різання

$$M_p = q \cdot \Delta S_{cp} \cdot R_{\delta} , \quad (2.6)$$

де q – нормальний питомий тиск, Н/м. Для кутів $\tau = 24 \dots 30^\circ$

$$q = (0,70 \dots 0,75) \cdot q_0 ,$$

де q_0 – питомий тиск, для соломи $q_0 = (5 \dots 12) \cdot 10^3$ Н/м, для трави

$$q_0 = (4 \dots 8) \cdot 10^3 \text{ Н/м};$$

ΔS_{cp} – середня довжина навантаженої частини леза, м.

Можна вважати для барабанного подрібнювача

$$\Delta S_{cp_{\max}} = h / \sin \tau , \quad (2.7)$$

$$\Delta S_{cp} = \frac{h}{\sin \tau} \cdot \left(1 + \frac{h \cdot z}{2 \cdot \pi \cdot R_{\delta}} \right) . \quad (2.8)$$

З урахуванням моментів опору, обумовлених опором механізму подачі та опором холостого ходу машини, обертальний момент

$$M_{o\delta} = 5 \cdot M_p / 3 . \quad (2.9)$$

Потужність двигуна

$$N_{\delta\delta} = M_{o\delta} \cdot \omega_{\delta} . \quad (2.10)$$

Зміст звіту

1. Розрахунок ширини завантажувальної горловини b , швидкості ущільненого шару матеріалу $v_{ш}$, радіуса R_{σ} та лінійної швидкості леза барабана v_{σ} , висоти осі барабана відносно протиріжучої пластини a , моменту різання M_p , обертового моменту $M_{об}$, потужності двигуна $N_{дв}$ згідно заданого варіанту (табл. 2.1).
2. Схема барабанного подрібнювального апарата та його розгортка за своїми розмірами (рис. 2.1) в масштабі 1:2, 1:4.
3. Висновок, чи забезпечить спроектований барабанний подрібнювальний апарат якісне перерізання шару матеріалу.

Таблиця 2.1

Вихідні дані для розрахунку барабанного подрібнювального апарата

№ варіанту	Q , кг/с	h , м	l_p , м	ρ , кг/м ³	№ варіанту	Q , кг/с	h , м	l_p , м	ρ , кг/м ³	№ варіанту	Q , кг/с	h , м	l_p , м	ρ , кг/м ³
1	2	0,04	0,01	350	11	2	0,04	0,02	450	21	4	0,05	0,02	350
2	2	0,04	0,01	400	12	2	0,04	0,02	500	22	4	0,05	0,02	400
3	2	0,04	0,01	450	13	2	0,04	0,02	350	23	4	0,05	0,02	450
4	2	0,04	0,01	500	14	2	0,04	0,02	400	24	4	0,05	0,02	500
5	2	0,04	0,01	350	15	4	0,04	0,04	450	25	6	0,05	0,03	350
6	2	0,04	0,01	400	16	4	0,04	0,04	500	26	6	0,05	0,03	400
7	2	0,04	0,01	450	17	3	0,04	0,01	350	27	6	0,05	0,03	450
8	2	0,04	0,01	500	18	3	0,04	0,01	400	28	6	0,05	0,03	500
9	2	0,04	0,01	350	19	3	0,04	0,01	450	29	7	0,05	0,04	350
10	2	0,04	0,01	400	20	3	0,04	0,01	500	30	7	0,05	0,04	400

Розрахунок витрат пари і палива на гідробаротермічну обробку соломи [9]

Гідробаротермічна обробка соломи дозволяє істотно підвищити її перетравність і поживність. Гідробаротермічна обробка соломи забезпечує повне розщеплення важкоперетравних вуглеводів до легкозасвоюваних форм простих цукрів. Вміст в соломі вуглеводів, які засвоюються тваринами, збільшується з 0,2...0,35 до 8...12%. Технологічний процес обробки соломи відбувається в такій послідовності (рис.3.1). Солому в тюках закладають в контейнери, які за допомогою кран-балки завантажують в ванну для

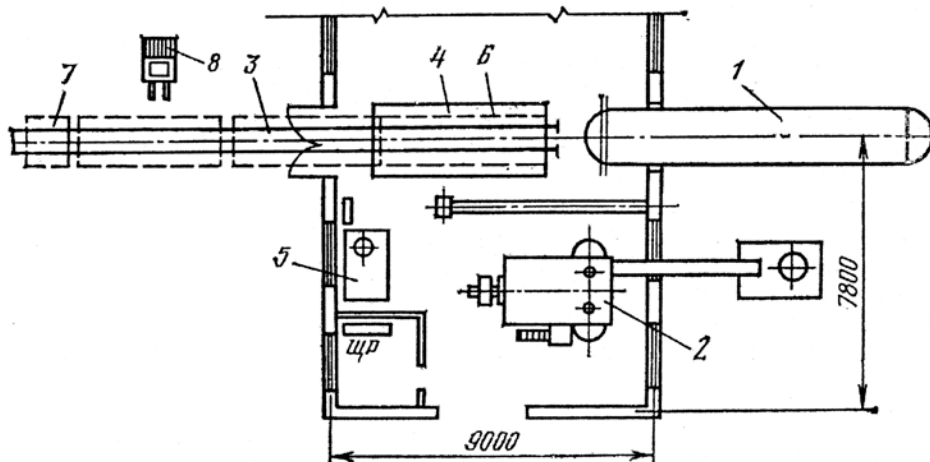


Рис.3.1. План кормоцеху для гідробаротермічної обробки соломи в автоклаві: 1 – автоклав; 2 – котел-пароутворювач Е 1/9; 3 – рейки для платформи; 4 – пересувна платформа; 5– резервуар для води; 6 – установка для зволоження тюків шприцюванням; 7 – платформа з електроприводом; 8– автозавантажувач.

зволоження (тривалість 8...10 год.). Контейнери зі зволоженою соломою до 70...75% встановлюють на платформні пересувні візки і перевозять в автоклави. На протязі однієї години в автоклав подають пару до тиску 0,6 МПа, піднімають температуру до 165°C. При такому робочому режимі виконується

процес гідролізу соломи на протязі 2,5 год., після чого тиск пари поступово знижують. Оброблену солому вивантажують на розвантажувальний майданчик, де вона охолоджується і транспортується в кормоцех для приготування вологих кормосумішей. Тривалість робочого процесу автоклава з завантаженням і вивантаженням триває 5,5...6 год.

Необхідні витрати пари і палива на гідробаротермічну обробку соломи визначають на підставі розрахунку витрат теплової енергії на технологічний процес.

Вихідні дані для розрахунку

Продуктивність цеха, кг/год.....	1000
Маса соломи в розрахунку на початкову вологість для завантаження в автоклав, кг/год.	3600
Вологість соломи початкова, %.....	20
Вологість соломи після зволоження, %	70
Параметри автоклава:	
- об'єм, м ³	54,5
- довжина, м.....	19
- діаметр, м.....	2
- маса, т.....	19
Параметри пари:	
- тиск, МПа	0,6
- температура, °С.....	165
Тривалість робочого циклу, год:	5,5
- завантаження автоклава	0,5
- розігрівання автоклава	1,0
- робочий режим.....	2,5
- зниження тиску в автоклаві перед вивантаженням соломи.....	1,0
- вивантаження соломи.....	0,5

Загальні витрати тепла (кДж) на процес визначаються з рівняння теплового балансу

$$Q_{\text{заг}}=Q_{\text{см}}+Q_{\text{кн}}+Q_{\text{ак}}+Q_{\text{нс}}+Q_{\text{тп}}+Q_{\text{па}}, \quad (3.1)$$

де $Q_{\text{см}}$ – витрати тепла на розігрівання солом'яної маси в автоклаві;

$Q_{\text{кн}}$ – витрати тепла на нагрівання контейнерів для завантаження соломи;

$Q_{\text{ак}}$ – витрати тепла на нагрівання автоклава;

$Q_{\text{нс}}$ – втрати тепла автоклавом в навколишнє середовище;

$Q_{\text{тп}}$ – втрати тепла паром при транспортуванні її до місця використання;

$Q_{\text{па}}$ – теплота пари, яка заповнює об'єм автоклава.

Витрати тепла на нагрівання соломи

$$Q_{\text{см}}=M_{\text{зс}} \cdot C_{\text{зс}}(t_{\text{к}}-t_{\text{п}}), \quad (3.2)$$

де $M_{\text{зс}}$ – маса зволоженої соломи, кг;

$C_{\text{зс}}$ – теплоємність зволоженої соломи, $C_{\text{зс}}=3,4$ кДж/кг·°С;

$t_{\text{к}}$ – кінцева температура соломи, $t_{\text{к}}=165$ °С;

$t_{\text{п}}$ – початкова температура соломи, $t_{\text{п}}=10$ °С.

Маса зволоженої соломи

$$M_{\text{зс}} = M_{\text{сн}} \left(1 + \frac{W_{\text{зс}} - W_{\text{нс}}}{100 - W_{\text{зс}}} \right), \quad (3.3)$$

де $M_{\text{сн}}$ – маса соломи до зволоження, кг;

$W_{\text{зс}}$ – вологість зволоженої маси, %;

$W_{\text{нс}}$ – вологість соломи до зволоження, %.

Теплоємність зволоженої соломи

$$C_{\text{зс}} = \frac{C_{\text{нс}} + C_{\text{в}} \left(\frac{W_{\text{зс}} - W_{\text{нс}}}{100 - W_{\text{зс}}} \right)}{1 + \frac{W_{\text{зс}} - W_{\text{нс}}}{100 - W_{\text{зс}}}}, \quad (3.4)$$

де $C_{\text{нс}}$ – теплоємність сухої соломи, $C_{\text{нс}}=2,1$ кДж/кг;

$C_{\text{в}}$ – теплоємність води, $C_{\text{в}}=4,2$ кДж/кг.

$$C_{\text{зс}} = \frac{2.1 + 4.2 \frac{70 - 20}{100 - 70}}{1 + \frac{70 - 20}{100 - 70}} = 3,4 \text{ кДж/кг} \cdot ^{\circ} \text{С}.$$

Обробка соломи проводиться в двох автоклавах.

Витрати тепла на нагрівання соломи

$$Q_{cm} = 2 \cdot \left[3600 \cdot \left(1 + \frac{70 - 20}{100 - 70} \right) \cdot 3.4 \cdot (165 - 10) \right] = 10093104 \text{ кДж}.$$

Витрати тепла на нагрівання контейнерів для завантаження соломи

$$Q_{kh} = 2 \cdot M_{kh} \cdot C_m \cdot (t_k - t_p), \quad (3.5)$$

де M_{kh} – маса контейнерів, кг;

C_m – теплоємність металу контейнерів, $C_m = 0,45 \text{ кДж/кг} \cdot \text{°C}$;

$$Q_{kh} = 2 \cdot 2000 \cdot 0,45 \cdot (165 - 10) = 279000 \text{ кДж}.$$

Витрати тепла на нагрівання автоклава

$$Q_{ak} = M_{ak} \cdot C_m \cdot (t_k - t_p), \quad (3.6)$$

де M_{ak} – маса автоклава, кг;

$$Q_{ak} = 2 \cdot 19000 \cdot 0,45 \cdot (165 - 10) = 26505500 \text{ кДж}.$$

Втрати в навколишнє середовище:

$$Q_{nc} = F \cdot \alpha \cdot (t_{пп} - t_{нс}) \cdot \tau, \quad (3.7)$$

де F – поверхня охолодження автоклава, м^2 ;

α – коефіцієнт тепловіддачі поверхні автоклава, $\alpha = 30 \text{ кДж/м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{°C}$;

$t_{пп}$ – середня температура зовнішньої поверхні автоклава, $t_{пп} = 40 \text{ °C}$;

$t_{нс}$ – температура зовнішнього середовища, $t_{нс} = 10 \text{ °C}$;

τ – тривалість технологічного процесу (розігрівання і обробка соломи), год.;

$$Q_{nc} = 2 \cdot 126 \cdot 30 \cdot (40 - 10) \cdot 3,5 = 793800 \text{ кДж}.$$

Теплота пари в автоклаві

$$Q_{па} = V_a \cdot K_{ao} \cdot d_p \cdot i_p, \quad (3.8)$$

де V_a – внутрішній об'єм автоклава, м^3 ;

K_{ao} – коефіцієнт заповнення об'єму автоклава парою, $K_{ao} = 0,8$;

d_p – питома маса пари, $d_p = 3,6 \text{ кг/м}^3$;

i_p – ентальпія пари, $i_p = 2700 \text{ кДж/кг}$.

$$Q_{па} = 2 \cdot 54,5 \cdot 3,6 \cdot 2700 = 1059480 \text{ кДж}.$$

Витрати тепла парою при транспортуванні її до місця використання

$$Q_{па} = L_r \cdot q_{тп} \cdot \tau_{тп}, \quad (3.9)$$

де L_T – довжина трубопроводу, м;

$q_{\text{тп}}$ – питомі тепловтрати пари в трубопроводі, кДж/м год;

$\tau_{\text{тп}}$ – тривалість періоду подачі пари, год.

Для розрахунків приймаємо орієнтовно довжину теплопроводу від котельні до кормоцеху 50 м, питомі тепловтрати пари в трубопроводі діаметром 100...150 мм, який має ізоляцію, $q_{\text{тп}}=2500$ кДж/м год.

$$Q_{\text{тп}}=50 \cdot 2500 \cdot 3,5 = 437500 \text{ кДж.}$$

Загальні витрати тепла на робочий цикл

$$Q_{\text{заг}}=10093604+279000+26505500+793800+1059480+437500=15313384 \text{ кДж.}$$

Загальні витрати пари за робочий цикл

$$D_{\text{тпц}}=Q_{\text{заг}}/i_{\text{п}}, \quad (3.10)$$
$$D_{\text{тпц}}=15313384/2730=5610 \text{ кг.}$$

Витрати палива за робочий цикл

$$B_{\text{тц}} = \frac{Q_{\text{заг}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \cdot \eta_{\text{ку}}}, \quad (3.11)$$

де $\eta_{\text{ку}}$ – ККД котельної установки, $\eta_{\text{ку}}=0,75$;

$Q_{\text{р}}^{\text{н}}$ – теплотворна здатність рідкого палива, $Q_{\text{р}}^{\text{н}}=42000$ кДж/кг.

$$B_{\text{тц}} = \frac{15313384}{4200 \cdot 0,75} = 486 \text{ кг}$$

Питомі витрати пари на обробку соломи

$$D_{\text{тпп}}=D_{\text{тпц}}/M_{\text{сн}}, \quad (3.12)$$
$$D_{\text{тпп}}=5610/(2 \cdot 3,6)=780 \text{ кг/т.}$$

Питомі витрати палива на обробку соломи:

$$B_{\text{тпп}}=B_{\text{тц}}/M_{\text{сн}}, \quad (3.13)$$
$$B_{\text{тпп}}=486/(2 \cdot 3,6)=68 \text{ кг/т.}$$

Енергомiсткiсть технологiчного процесу (витрати палива i пари) в значнiй мiрi залежить вiд ступеня зволоження соломи. Тому при виконаннi технологiчного процесу треба дотримуватись вимог зволоження соломи перед обробкою соломи в автоклавi. Зволоження соломи треба виконувати в басейнi з водою на протязi 8...12 год. до кiнцевої вологостi не вище 60...70%.

Змiст звiту

1. План кормоцеху для гiдробаротермiчної обробки соломи в автоклавi (рис.3.1).
2. Розрахунок загальних витрат тепла $Q_{\text{заг}}$, загальних витрати пари $D_{\text{тпц}}$, та палива за робочий цикл $B_{\text{тц}}$, питомих витрати пари $D_{\text{тпп}}$ i палива на обробку соломи $B_{\text{тпп}}$, з вiдповiдними формулами i поясненнями до них.

Визначення типорозміру та потреби сушильних агрегатів для приготування трав'яного борошна([7]; [10])

Одним з важливих напрямків заготівлі зелених кормів, які забезпечують максимальний збір поживних речовин з посівних площ і мінімальні їх втрати при збереженні, є заготівля трав'яних кормів методом штучного сушіння з застосуванням високотемпературних пневмобарабанних агрегатів для виготовлення трав'яного борошна вологістю 10...13%.

Сушильні агрегати використовують також для сушіння льону і гички цукрового буряка, гіллячкового корму та іншої кормової сировини.

Для скорочення втрат поживних речовин висушена маса повинна гранулюватися або брикетуватися і зберігатися в середовищі інертного газу або в спеціальних складських приміщеннях. Це дозволяє скоротити втрати поживних речовин у 2...3 рази у порівнянні з польовим висушуванням трав'яної маси і зберегти в трав'яному борошні до 90...92% поживних речовин, які знаходяться в вихідній сировині.

Технологія сушіння, типорозмір і конструкція сушильного обладнання залежить від кількості вологи, яку треба видалити з вихідної сировини.

Для приготування трав'яного борошна використовується трав'яна сировина вологістю 70... 82%. Продуктивність сушильних агрегатів в значній мірі залежить від їх випаровувальної здатності і початкової вологості матеріалу. Так, при початковій вологості сировини 78% і кінцевій вологості трав'яного борошна 12% водне співвідношення складає 3,0 одиниці, а при вологості 70% воно вже помітно знижується і дорівнює 1,9. Тому для зниження затрат на приготування трав'яного борошна доцільно перед сушінням попередньо проводити пров'ялювання зеленої маси у валках до 65...70% з метою збереження поживних речовин. У такому випадку втрати поживних речовин при пров'ялюванні трави відносно невеликі і в подальшому процес сушіння в барабанних високотемпературних сушарках протікає з достатньо високою

економічністю без зниження поживної цінності трав'яного борошна.

При проектуванні потокових технологічних ліній приготування трав'яного борошна кількість води (у тонах), яку потрібно випарувати для отримання 1 т трав'яного борошна, визначають за формулою

$$Q_{\text{в}} = \frac{W_{\text{п}} - W_{\text{к}}}{100 - W_{\text{п}}}, \quad (4.1)$$

де $W_{\text{п}}$, $W_{\text{к}}$ – початкова вологість трави і кінцева вологість трав'яного борошна, %.

З урахуванням вологості трави і трав'яного борошна визначають необхідну кількість вихідної сировини (у тонах), необхідної для приготування 1 т трав'яного борошна або висушеної маси

$$Q_{\text{сир}} = a \cdot b \cdot c \cdot \frac{100 - W_{\text{к}}}{100 - W_{\text{п}}}, \quad (4.2)$$

де a – коефіцієнт, який враховує вентиляційні втрати сухої маси з вихідними відпрацьованими газами при сушінні, $a=1,08...1,1$;

b – коефіцієнт, який враховує втрати сухої маси внаслідок відхилення температурного режиму сушіння від заданого, $b=1,04...1,05$;

c – коефіцієнт, який враховує втрати трав'яного борошна при затарюванні, $c=1,03...1,04$.

В залежності від проектної продуктивності потокової технологічної лінії приготування трав'яного борошна визначають розрахункову випаровувальну здатність сушильних агрегатів

$$Q_{\text{г.в}} = \frac{W_{\text{п}} - W_{\text{к}}}{100 - W_{\text{п}}} \cdot Q_{\text{г.б}}, \quad (4.3)$$

де $Q_{\text{г.б}}$ – проектна годинна продуктивність потокової технологічної лінії приготування трав'яного борошна, т/год.

Продуктивність сушильного агрегату (т/год) визначається в залежності від вологості сировини

$$Q_{\text{а}} = \frac{Q_{\text{вз}}}{Q_{\text{в}}}, \quad (4.4)$$

де $Q_{вз}$ – паспортна годинна випарувальна здатність сушильного агрегату, т/год;

$Q_{в}$ – кількість вологи, яку треба випарувати для отримання 1 т трав'яного борошна.

За запропонованою методикою проведені розрахунки продуктивності різних типорозмірів сушильних агрегатів, які можуть використовуватись для приготування трав'яного борошна з різною вихідною вологістю сировини індивідуально або у комплекті з обладнанням для гранулювання трав'яного борошна чи брикетування січки з засобами для накопичення гранул і брикетів (табл.4.1).

Кількість агрегатів у потоковій лінії

$$n = Q_{г.в} / Q_{п.в} , \quad (4.5)$$

де $Q_{п.в}$ – паспортна годинна випарувальна здатність агрегату, кг/год.

Витрати палива (у тонах) на сушіння 1 т трав'яного борошна:

$$B = \frac{a \cdot b \cdot c \cdot q_{п}}{k_1 \cdot k_2 \cdot Q_{п}^r} \left(\frac{W_{п} - W_{к}}{100 - W_{п}} \right), \quad (4.6)$$

де k_1 – коефіцієнт, який враховує залежність економічності процесу сушіння від початкової вологості трав'яної сировини;

W, %	65	67	70	73	75	78
k_1	1,3	1,25	1,2	1,15	1,1	1,0

k_2 – коефіцієнт, який враховує вплив виду трав'яної сировини на економічність процесу сушіння трави (люцерна–1,0; тимофіївка–0,85...0,9; конюшина–1,15; суміш–1,1);

$q_{п}$ – питомі втрати тепла на випаровування вологи з сировини при сушінні, $q_{п} = 3,8 \cdot 10^3$ кДж/кг;

$Q_{п}^r$ – теплотворна здатність палива ($Q_{п}^r = 29400$ кДж/кг для умовного палива, $Q_{п}^r = 42600$ кДж/кг – для рідкого палива), кДж/кг.

Годинні витрати палива при роботі однієї сушарки

$$B_{год} = B \cdot Q_{а}. \quad (4.7)$$

Таблиця 4.1

Технічна характеристика сушильних агрегатів

Параметри	Показники параметрів сушильних агрегатів			
	АВМ-0,65	АВМ-1,5А	АВМ-3,0	М801-1,5
Продуктивність Q , кг/год (приготування трав'яного борошна вологістю 10... 12%) при початковій вологості маси (в %):				
-50	2112	5250	10730	5000
-60	1352	3360	6864	3200
-70	845	2100	4290	2000
-75	650	1600	3100	1300
-80	483	1200	2451	1143
Випаровувальна здатність $Q_{вз}$, кг/год	1690	4200	8580	4000
Питомі витрати тепла на випаровування 1 кг води, кДж/кг	3320	3320	3320	3350
Встановлена потужність, кВт	105	230	430	235
Температура сушильного агента, °С	600...950			
Температура теплоносія на виході з барабана, °С	105...125			
Частота обертання барабана, об/хв	3...8			
Витрати палива:				
-рідкого, кг/год	160	450	675	400
-природного газу, м ³ /год	180	565	800	–

Таблиця 4.2

Вихідні дані для розрахунків

№ варіанту	W _п , %	W _к , %	Q _{г.б} , кг/год	k ₂	№ варіанту	W _п , %	W _к , %	Q _{г.б} , кг/год	k ₂
1	70	10	1600	1,00	17	75	10	1600	1,00
2	70	10	1600	1,15	18	75	10	1600	1,15
3	70	10	4000	1,00	19	75	10	4000	1,00
4	70	10	4000	1,15	20	75	10	4000	1,15
5	70	10	4200	1,00	21	75	10	4200	1,00
6	70	10	4200	1,15	22	75	10	4200	1,15
7	70	10	8580	1,00	23	75	10	8580	1,00
8	70	10	8580	1,15	24	75	10	8580	1,15
9	70	12	1600	1,00	25	75	12	1600	1,00
10	70	12	1600	1,15	26	75	12	1600	1,15
11	70	12	4000	1,00	27	75	12	4000	1,00
12	70	12	4000	1,15	28	75	12	4000	1,15
13	70	12	4200	1,00	29	75	12	4200	1,00
14	70	12	4200	1,15	30	75	12	4200	1,15
15	70	12	8580	1,00	31	75	12	8580	1,00
16	70	12	8580	1,15	32	75	12	8580	1,15

Зміст звіту

1. Опис методики та визначення розрахункової випаровувальної здатності сушильного агрегату згідно індивідуального варіанту (табл. 4.2).
2. Вибір необхідного сушильного агрегату за випаровувальною здатністю у табл. 4.1.
3. Розрахунок витрат палива на сушіння 1 т трав'яного борошна та годинних витрат палива.

Розрахунок конструктивних параметрів і режимів роботи тарілчастих мікродозаторів [1]

Тарілчасті мікродозатори застосовуються при збагачуванні кормових сумішей мікродобавками малими дозами (2...200 мг на 1 кг суміші), що має місце при виробництві преміксів сухим способом, а також в кормоцехах при дозуванні сухих сипких добавок.

Тарілчастий мікродозатор (рис.5.1, а) складається з бункера 1, диска 2, скидача 3 манжети 4, воронки 5, механізму регулювання висоти установки манжети 6, вала 7 і механізму привода 8. Матеріал під дією гравітаційних сил надходить з бункера на диск, з якого видаляється скидачем у лійку.

Товщина шару h регулюється висотою установки манжети і обмежується кутом відкосу φ і діаметром диска.

За кожний оберт диска з нього знімається порція матеріалу, яка розташована на диску в вигляді кільця трикутного перетину (рис. 5.1, б).

Масові витрати тарілчастого дозатора (кг/с) визначаються за формулою

$$Q = V_{\text{ш}} \rho n_{\text{ш}}, \quad (5.1)$$

де $V_{\text{ш}}$ – об'єм матеріалу, який знімається за один оберт тарілки, м^3 ;

ρ – щільність матеріалу, який дозується, $\text{кг}/\text{м}^3$ (табл. 5.2);

$n_{\text{ш}}$ – частота обертання тарілки ($n_{\text{ш}} = \omega / (2 \cdot \pi)$), с^{-1} .

Об'єм кільця трикутного перерізу

$$V_{\text{ш}} = 2\pi R_0 F_{\text{ш}}, \quad (5.2)$$

де R_0 – відстань від осі обертання тарілки до центру ваги перерізу, м;

$F_{\text{ш}}$ – площа поперечного перерізу кільцевого шару, м^3 .

При цьому

$$R_0 = R + h / (3 \cdot \text{tg } \varphi), \quad (5.3)$$

$$F_{\text{ш}} = h^2 / (2 \text{ tg } \varphi), \quad (5.4)$$

де h – висота установки манжети над тарілкою, м;

φ – кут відкосу мікродобавок при русі, град;

R – радіус нижньої частини бункера, м.

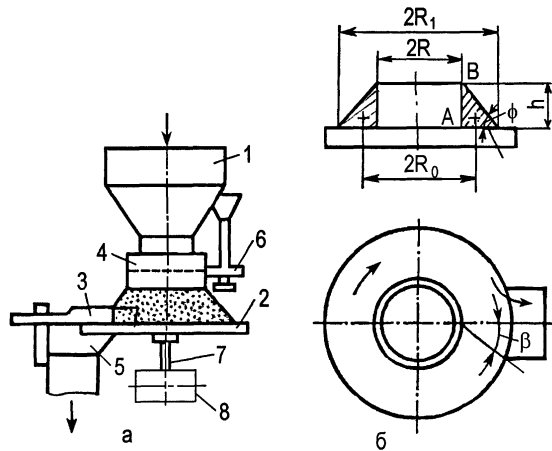


Рис.5.1. Тарілчастий мікродозатор:
а–функціональна схема; б–розрахункова схема.

Таблиця 5.1

Фізико-механічні властивості мікродобавок

Коефіцієнт тертя по сталі		Найменування матеріалу	Вологість, %	Об'ємна маса, т/м ³	Кут відкосу, град
статичний	динамічний				
0,37...0,40	0,49...0,53	Сіль поварена дрібна	8...12	1,0...1,3	30
0,40...0,55	0,45...0,56	Крейда подрібнена	2...12	0,98...1,4	40...50
0,38...0,41	0,48...0,52	Сіль кухонна	2...12	1,0...2,2	40...50
0,35...0,39	0,48...0,58	Діамоній фосфат	3...6	0,65...0,8	28
0,35...0,39	0,48...0,58	Дікальцій фосфат	3...6	0,65...0,8	28
0,36...0,38	0,45...0,52	М'ясокісткове борошно	8...10	0,7...0,85	40...50

Дозована норма видачі матеріалу (кг/с)

$$Q = h^2 \cdot \omega \cdot \rho \cdot (R + h / (3 \cdot \operatorname{tg} \varphi)) / (2 \cdot \operatorname{tg} \varphi) \quad (5.5)$$

Критична кутова швидкість обертання $\omega_{\text{кр}}$ тарілки визначається з умови, що відцентрова сила $I_{\text{в}}$ не перевищує сили тертя $F_{\text{тр}}$, тобто

$$I_{\text{в}} \leq F_{\text{тр}} \text{ або } mR_1 \omega_{\text{кр}}^2 \leq mgf. \quad (5.6)$$

Звідси

$$\omega_{\text{кр}} \leq \sqrt{fg/R_1},$$

де R_1 – найбільший радіус обертання часток, м;

f –коефіцієнт тертя руху матеріалу по тарілці.

Таблиця 5.2

Вихідні дані для розрахунку

№ варіанту	R, м	R ₁ , м	h, м		ω, с ⁻¹		ρ, т/м ³	φ, град	f
			min	max	min	max			
1	0,05	0,3	0,10	0,30	20	40	0,7	28	0,58
2	0,05	0,3	0,10	0,30	20	40	0,8	40	0,56
3	0,05	0,3	0,10	0,30	20	40	1,0	45	0,54
4	0,05	0,3	0,10	0,30	20	40	1,1	50	0,52
5	0,05	0,3	0,10	0,30	20	40	1,2	30	0,50
6	0,05	0,3	0,10	0,30	20	40	1,3	40	0,46
7	0,05	0,3	0,10	0,30	20	40	1,4	45	0,45
8	0,05	0,3	0,10	0,30	20	40	1,5	50	0,48
9	0,08	0,4	0,15	0,35	25	45	0,7	28	0,58
10	0,08	0,4	0,15	0,35	25	45	0,8	40	0,56
11	0,08	0,4	0,15	0,35	25	45	1,0	45	0,54
12	0,08	0,4	0,15	0,35	25	45	1,1	50	0,52
13	0,08	0,4	0,15	0,35	25	45	1,2	30	0,50
14	0,08	0,4	0,15	0,35	25	45	1,3	40	0,46
15	0,08	0,4	0,15	0,35	25	45	1,4	45	0,45
16	0,08	0,4	0,15	0,35	25	45	1,5	50	0,48
17	0,10	0,5	0,20	0,40	30	50	0,7	28	0,58
18	0,10	0,5	0,20	0,40	30	50	0,8	40	0,56
19	0,10	0,5	0,20	0,40	30	50	1,0	45	0,54
20	0,10	0,5	0,20	0,40	30	50	1,1	50	0,52
21	0,10	0,5	0,20	0,40	30	50	1,2	30	0,50
22	0,10	0,5	0,20	0,40	30	50	1,3	40	0,46
23	0,10	0,5	0,20	0,40	30	50	1,4	45	0,45
24	0,10	0,5	0,20	0,40	30	50	1,5	50	0,48
25	0,15	0,8	0,25	0,45	35	55	0,7	28	0,58
26	0,15	0,8	0,25	0,45	35	55	0,8	40	0,56
27	0,15	0,8	0,25	0,45	35	55	1,0	45	0,54
28	0,15	0,8	0,25	0,45	35	55	1,1	50	0,52
29	0,15	0,8	0,25	0,45	35	55	1,2	30	0,50
30	0,15	0,8	0,25	0,45	35	55	1,3	40	0,46
31	0,15	0,8	0,25	0,45	35	55	1,4	45	0,45
32	0,15	0,8	0,25	0,45	35	55	1,5	50	0,48

1. Тарілчастий мікродозатор (рис.5.1).
2. Розрахунок дозованої норми видачі матеріалу (з відповідними формулами і поясненнями до них) при п'яти значеннях висоти установки манжети над тарілкою у межах від h_{\min} до h_{\max} з кроком 0,05 м. Записати результати у формі таблиці.
3. Графік залежності $Q=\Phi(h)$.
4. Розрахунок критичної кутової швидкості обертання тарілки і порівняння її з ω_{\min} та ω_{\max} .

Розрахунок стаціонарного стрічкового кормороздавача ([3]; [7])

Схему роботи стаціонарного кормороздавача з пересувним стрічковим транспортером над годівницею показано на рис.6.1. За такою схемою працюють роздавачі РК-50 і ТРЛ-100. При її використанні годівницю розділено центральним проходом для прогону тварин на дві половини, що особливо важливо на великих фермах.

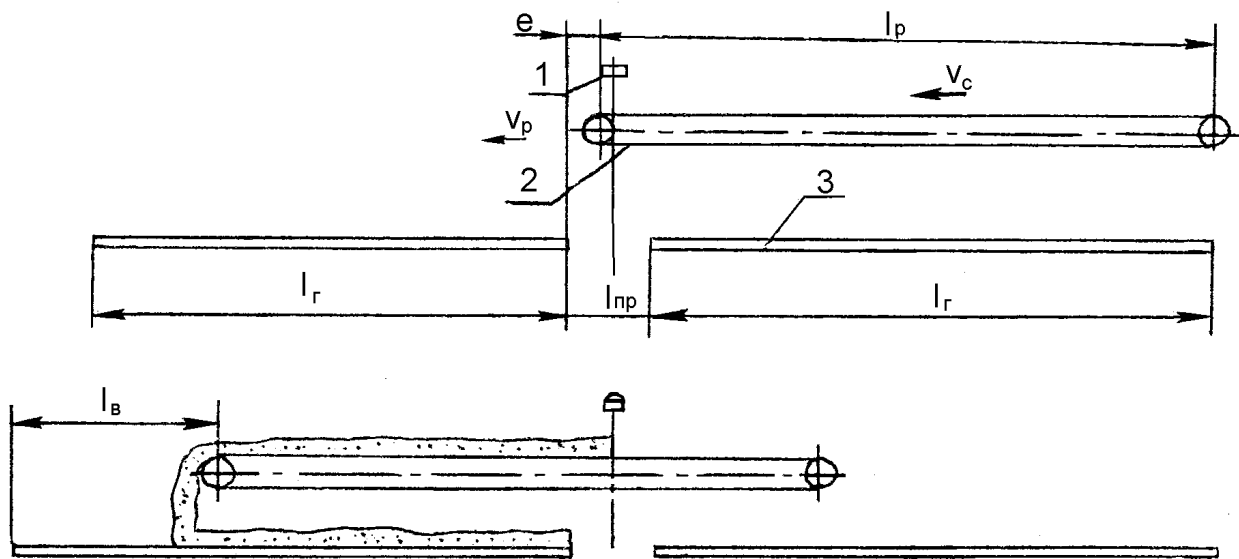


Рис. 6.1. Розрахункова схема стрічкового кормороздавача:

1–завантажувальний транспортер; 2–роздавальний транспортер, 3–годівниця.

Кількість корму, який завантажується на один метр довжини стрічки роздавального транспортера

$$q_c = \frac{Q_{зав}}{g_c + g_p}, \quad (6.1)$$

де $Q_{зав}$ – продуктивність завантажувального транспортера, кг/с;

g_c – швидкість руху стрічки роздавального транспортера, $g_c=1,3\text{м/с}$;

\mathcal{G}_p – швидкість переміщення роздавального транспортера, $\mathcal{G}_p = 0,13 - 0,24$ м/с.

Кількість корму, який фактично завантажується на один метр годівниці

$$q_z = \frac{Q_{зав}}{\mathcal{G}_p} \cdot \frac{\mathcal{G}_c}{\mathcal{G}_c + \mathcal{G}_p}. \quad (6.2)$$

Кількість корму, яку необхідно завантажити на 1 м годівниці у відповідності до норми видачі

$$q_z = \frac{m_\partial \cdot n_0}{f_z \cdot K_p}, \quad (6.3)$$

де m_∂ – норма видачі корму на одну голову на добу, кг;

n_0 – кількість голів на одне кормомісце (звичайно $n_0 = 1$);

f_z – фронт годівлі, м (табл. 6.1);

K_p – кратність роздачі кормів, $K_p = 2 - 3$.

Прирівнюючи праві частини (6.2) і (6.3), визначимо продуктивність завантажувального транспортера

$$Q_{зав} = \frac{m_\partial \cdot n_0}{f_z \cdot K_p} \cdot \frac{\mathcal{G}_p (\mathcal{G}_c + \mathcal{G}_p)}{\mathcal{G}_c}. \quad (6.4)$$

З іншого боку, ця продуктивність залежить від площі поперечного перерізу корму на стрічці завантажувального транспортера та швидкості стрічки

$$Q_{зав} = F_k \rho_k \mathcal{G}_z, \quad (6.5)$$

де F_k – площа поперечного перерізу шару корму на стрічці, м²;

ρ_k – об'ємна маса корму (або кормосуміші), кг/м³ (табл. 6.1);

\mathcal{G}_z – швидкість стрічки завантажувального транспортера, м/с (табл. 6.1).

Площа поперечного перерізу шару корму

$$F_k = \psi B^2 \operatorname{tg} \varphi, \quad (6.6)$$

де ψ – коефіцієнт (табл. 6.1). Для двороликової опори (рис. 6.2 а) $\psi = 0,32$,

для однороликової опори з бортами (рис. 6.2 б) $\psi = 0,25$,

для двороликової опори з бортами (рис. 6.2 в) $\psi = 0,5$.

B – ширина стрічки, м;

φ – кут нахилу насипного вантажу на стрічці при русі, $\varphi = 15 \dots 20^\circ$.

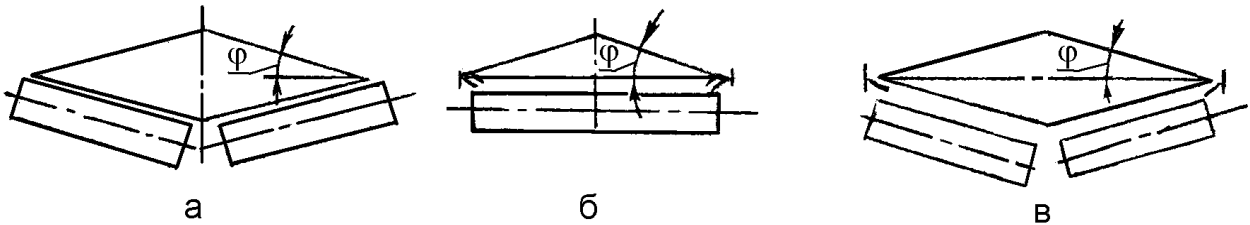


Рис. 6.2. Форми поперечного перерізу шару корму на стрічці транспортера:

а) при двороликовій опорі; б) при однороликовій опорі з бортами; в) при двороликовій опорі з бортами.

Підставимо формулу (6.5) до (6.6) і виразимо з неї ширину стрічки транспортера. Підставивши до цього виразу продуктивність транспортера з (6.4)

$$B = \sqrt{\frac{m_{\partial} n_0 \mathcal{G}_p (\mathcal{G}_c + \mathcal{G}_p)}{f_2 \cdot k_p \cdot \mathcal{G}_c \cdot \psi \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot \rho_k \cdot \mathcal{G}_3}}, \quad (6.7)$$

виберемо найближчу більшу ширину стрічки транспортера зі стандартного ряду: 0,3; 0,4; 0,5; 0,65; 0,8 м.

У вихідному положенні роздавальний транспортер має перебувати на відстані e від ближчої до центрального проходу точки годівниці

$$e = \frac{l_{np}}{2} \cdot \frac{\mathcal{G}_p}{\mathcal{G}_p + \mathcal{G}_c}, \quad (6.8)$$

де l_{np} – ширина центрального проходу, $l_{np} = 1,8$ м.

Для того, щоб на стрічці роздавального транспортера не утворився подвійний шар корму, треба зупинити його завантаження в момент, коли він буде перебувати на відстані l_B від найвіддаленішої від центрального проходу точки годівниці

$$l_e = (l_2 + l_{np} / 2) \frac{g_p}{g_p + g_c}, \quad (6.9)$$

де l_2 – довжина годівниці, $l_2=45$ м.

Довжина роздавального транспортера буде мати максимальне значення, якщо його крайнє положення відповідає вихідному положенню для роздачі у протилежну від центрального проходу годівницю

$$l_{p_{max}} = l_2 + l_{np} + e \quad (6.10)$$

Мінімально необхідна довжина роздавального транспортера

$$l_{p_{min}} = (l_2 + l_{np} / 2) \frac{g_c}{g_p + g_c}. \quad (6.11)$$

При мінімальній довжині роздавального транспортера після завершення роздачі кормів у одну годівницю він має переміститись у зворотньому напрямку (без завантаження кормом) на величину $(l_e + l_{np} / 2 - l)$, щоб установити роздавач у вихідному положенні для роздачі корму у протилежну годівницю.

Тривалість завантаження стрічки роздавального транспортера

$$t_{зав} = \frac{l_2}{g_p} \cdot \frac{g_c}{g_c + g_p}. \quad (6.12)$$

Зміст звіту

1. Розрахункова схема стрічкового кормороздавача (рис.6.1) і форма поперечного перерізу корму на стрічці (за своїм варіантом коефіцієнту ψ по рис.6.2).
2. Опис методики та визначення ширини стрічки транспортера B , відстані від ближчої до центрального проходу точки годівниці e , відстані l_e , мінімальної та максимальної необхідної довжини роздавального транспортера $l_{p_{min}}$, $l_{p_{max}}$, тривалості завантаження стрічки роздавального транспортера $t_{зав}$, згідно заданого варіанту. Вибрати B та l_p .

Таблиця 6.1

Вихідні дані для розрахунків стаціонарного стрічкового кормороздавача

№ варіанту	m_d , кг	f_z , м	ψ	ρ_K , кг/м ³	g_3 , м/с	№ варіанту	m_d , кг	f_z , м	ψ	ρ_K , кг/м ³	g_3 , м/с
1	40	0,8	0,5	200	1,2	17	20	0,4	0,32	200	0,8
2	40	0,8	0,5	200	1,4	18	20	0,4	0,32	200	1,0
3	40	0,8	0,5	250	1,2	19	20	0,4	0,32	250	0,8
4	40	0,8	0,5	250	1,4	20	20	0,4	0,32	250	1,0
5	40	0,8	0,32	200	1,2	21	20	0,4	0,32	200	0,8
6	40	0,8	0,32	200	1,4	22	20	0,4	0,32	200	1,0
7	40	0,8	0,32	250	1,2	23	20	0,4	0,32	250	0,8
8	40	0,8	0,32	250	1,4	24	20	0,4	0,32	250	1,0
9	30	0,8	0,5	200	1,2	25	15	0,4	0,32	200	0,8
10	30	0,8	0,5	200	1,4	26	15	0,4	0,32	200	1,0
11	30	0,8	0,5	250	1,2	27	15	0,4	0,32	250	0,8
12	30	0,8	0,5	250	1,4	28	15	0,4	0,32	250	1,0
13	30	0,8	0,32	200	1,2	29	15	0,4	0,25	200	0,8
14	30	0,8	0,32	200	1,4	30	15	0,4	0,25	200	1,0
15	30	0,8	0,32	250	1,2	31	15	0,4	0,25	250	0,8
16	30	0,8	0,32	250	1,4	32	15	0,4	0,25	250	1,0

Дослідження системи роздачі кормів мобільними кормороздавачами [5]

Завантажувачі кормів та мобільні кормороздавачі працюють у взаємозв'язку. На тривалість кожної технологічної операції та всього процесу завантаження і роздачі кормів діють випадкові фактори. Для визначення економічно доцільної кількості кормороздавачів, які обслуговують один завантажувач корму, використовують теорію масового обслуговування. Завантажувач і кормороздавачі (рис. 7.1) утворюють одноканальну систему масового обслуговування (СМО) з очікуванням.

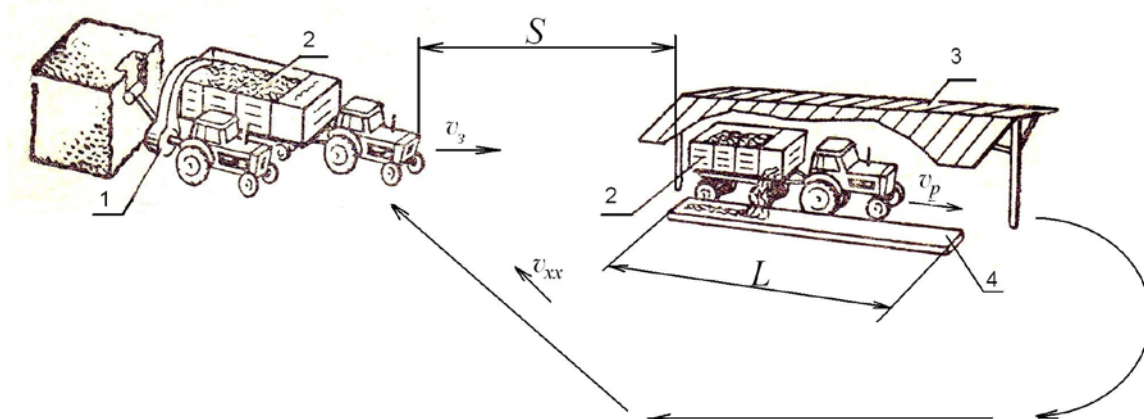


Рис. 7.1. Розрахункова схема системи роздачі кормів мобільними кормороздавачами: 1 – завантажувач кормів; 2 – кормороздавач; 3 – виробниче приміщення; 4 – годівниця.

На завантаження прибуває в середньому λ кормороздавачів за годину

$$\lambda = m/t_{ц} \quad (7.1)$$

де m – кількість кормороздавачів (її треба визначити у результаті дослідження);

$t_{ц}$ – середня тривалість циклу роботи кормороздавача, год

$$t_{ц} = t_{зав} + t_{р.з.} + t_{р} + t_{хх}, \quad (7.2)$$

де $t_{зав}$, $t_{р.з.}$, $t_{р}$, $t_{хх}$ – середній час відповідно завантаження, руху з кормом, роздачі корму і холостого ходу кормороздавача, год

$$t_{p.з.} = \frac{S}{g_3}, \quad (7.3)$$

де S – відстань від місця завантаження корму до місця роздачі, км (табл.7.1);

g_3 – швидкість руху агрегату з завантаженим кормороздавачем, $g_3=10$ км/год.

$$t_p = \frac{L}{g_p}, \quad (7.4)$$

де L – довжина годівниць, у які треба завантажити корм, км (табл. 7.1);

g_p – швидкість руху агрегату при роздачі корму, км/год (табл. 7.1).

$$t_{xx} = \frac{S}{g_{xx}}, \quad (7.5)$$

де g_{xx} – швидкість руху агрегату з порожнім кормороздавачем, $g_{xx}=15$ км/год.

Завантажувач може завантажити μ кормороздавачів за годину

$$\mu = \frac{1}{t_{зав}}. \quad (7.6)$$

Продуктивність системи масового обслуговування характеризується показником

$$\alpha = \frac{\lambda}{\mu} = m \cdot \frac{t_{зав}}{t_{ц}}. \quad (7.7)$$

Середня кількість кормороздавачів, які простоюють,

$$N_{np} = \frac{\alpha^2}{1-\alpha}. \quad (7.8)$$

Втрати коштів через простій кормороздавачів

$$B_{\kappa} = C_{\kappa} \frac{\alpha^2}{1-\alpha}, \quad (7.9)$$

де C_{κ} – втрати від однієї години простою кормороздавача, $C_{\kappa}=20$ грн.

Втрати коштів через простій завантажувача

$$B_3 = C_3(1-\alpha), \quad (7.10)$$

де C_3 – втрати від однієї години простою завантажувача кормів, $C_3=15$

грн.

Сумарні втрати коштів через простій кормороздавачів та завантажувача

$$B(\alpha) = C_k \frac{\alpha^2}{1-\alpha} + C_3(1-\alpha). \quad (7.11)$$

Оптимальну кількість кормороздавачів, яка забезпечить мінімальні втрати коштів, можливо визначити, взявши похідну від функції (7.11) по α , прирівнявши її до нуля і визначивши значення $\alpha_{opt} < 1$ (умова функціонування СМО з очікуванням). Ці перетворення можна виконати вручну або з використанням програми в системі Mathcad, яка наведена далі.

Оптимальна кількість кормороздавачів

$$m_{opt} = \alpha_{opt} \frac{t_{\psi}}{t_{зав}}. \quad (7.12)$$

Таблиця 7.1

Вихідні дані для дослідження системи завантаження та роздачі кормів мобільними кормороздавачами

№ варіанту	$t_{зав}$, год	S , км	L , км	\mathcal{G}_p , км/год	№ варіанту	$t_{зав}$, год	S , км	L , км	\mathcal{G}_p , км/год
1	0,3	1	0,1	1,0	17	0,5	1	0,1	1,4
2	0,3	1	0,1	1,2	18	0,5	1	0,1	1,6
3	0,3	1	0,12	1,0	19	0,5	1	0,12	1,4
4	0,3	1	0,12	1,2	20	0,5	1	0,12	1,6
5	0,3	0,8	0,1	1,0	21	0,5	0,8	0,1	1,4
6	0,3	0,8	0,1	1,2	22	0,5	0,8	0,1	1,6
7	0,3	0,8	0,12	1,0	23	0,5	0,8	0,12	1,4
8	0,3	0,8	0,12	1,2	24	0,5	0,8	0,12	1,6
9	0,4	1	0,1	1,0	25	0,2	0,6	0,08	1,7
10	0,4	1	0,1	1,2	26	0,2	0,6	0,08	1,9
11	0,4	1	0,12	1,0	27	0,2	0,6	0,1	1,7
12	0,4	1	0,12	1,2	28	0,2	0,6	0,1	1,9
13	0,4	0,8	0,1	1,0	29	0,2	0,8	0,08	1,7
14	0,4	0,8	0,1	1,2	30	0,2	0,8	0,08	1,9
15	0,4	0,8	0,12	1,0	31	0,2	0,8	0,1	1,7
16	0,4	0,8	0,12	1,2	32	0,2	0,8	0,1	1,9

Зміст звіту

1. Розрахунок часу циклу $t_{\text{ц}}$ згідно заданого варіанту.
2. Результати диференціювання функції (7.11) та розв'язку рівняння $\frac{dB(\alpha)}{d\alpha} = 0$ відносно α або роздрукування результатів обчислень за програмою.
3. Визначення оптимальної кількості кормороздавачів.
4. Визначення мінімальних втрат коштів через простій кормороздавачів та завантажувача.

Дослідження системи роздачі кормів мобільними кормороздавачами студента гр.МС98 Заінчковського

Вихідні дані:

$S := 0.5$	- відстань від сховища кормів до тваринницького приміщення, км
$t_{\text{зав}} := 0.8$	- середня тривалість завантаження кормороздавача, год
$L := 0.12$	- довжина годівниць, км
$C_{\text{зав}} := 20$	- втрати від простою завантажувача, грн/год
$C_{\text{к}} := 16$	- втрати від простою кормороздавача, грн/год
$V_{\text{м}} := 10$	- середня швидкість руху завантаженого кормороздавача, км/год
$V_{\text{р}} := 1.6$	- середня швидкість руху при роздачі кормів у годівниці, км/год
$V_{\text{хх}} := 15$	- середня швидкість руху розвантаженого кормороздавача, км/год

Тривалість циклу роботи кормороздавача

$$t_{\text{ц}} := \frac{S}{V_{\text{м}}} + \frac{L}{V_{\text{р}}} + \frac{S}{V_{\text{хх}}} + t_{\text{зав}} \quad t_{\text{ц}} = 0.958$$

Втрати коштів через простій завантажувача та кормороздавачів

$$C(\alpha) := \left[C_{\text{зав}} \cdot (1 - \alpha) + C_{\text{к}} \cdot \frac{\alpha^2}{1 - \alpha} \right]$$

Визначаємо оптимальне значення α

$$\frac{d}{d\alpha} C(\alpha) \rightarrow -20 + 32 \cdot \frac{\alpha}{1 - \alpha} + 16 \cdot \frac{\alpha^2}{(1 - \alpha)^2} \text{ solve, } \alpha \rightarrow \left(\frac{1}{3} \right)$$

Вибираємо значення $\alpha < 1$, яке відповідає умові роботи СМО з чеканням

$$\alpha := \frac{1}{3}$$

Визначаємо оптимальну кількість кормороздавачів

$$m := \alpha \cdot \frac{t_{\text{ц}}}{t_{\text{зав}}} \quad m = 0.399$$

Технологічний розрахунок конструктивних параметрів і режимів роботи бункерних кормороздавачів [7]

Універсальні бункерні тракторні кормороздавачі на фермах ВРХ призначені для транспортування і роздавання в годівниці (на одну або на дві сторони) подрібненої листостебельної маси кукурудзи, сіна, соломи, зелених кормів і вологих кормосумішей, завантажування стаціонарних кормороздавачів та внесення підстилки. Кормороздавачі використовують у типових приміщеннях з кормовим проходом шириною 2...2,4 м і висотою годівниць не більше 750мм.

Кормороздавач складається з кузова, ходової частини з причіпним пристроєм, ланцюгово-скребковим позовжнім транспортером, двох поперечних транспортерів, блока бітерів і механізму приводу від вала відбору потужності (ВВП) трактора (рис. 8.1).

Кормовий моноліт в бункері подається позовжнім транспортером до блока бітерів, які захвачують корм, розпушують і рівномірно подають його на поперечний транспортер і далі в годівниці. Норму видачі корму в годівниці

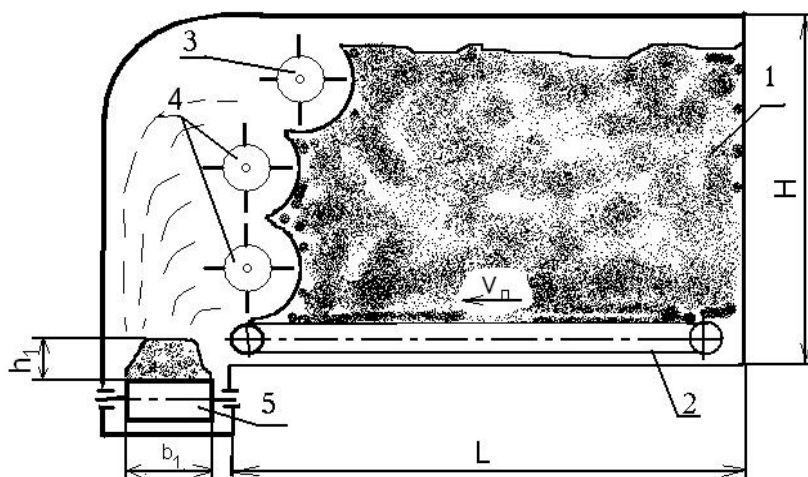


Рис. 8.1. Розрахунково-функціональна схема бункерного кормороздавача:

1–бункер; 2–поздовжній транспортер; 3–верхній зчісуючий бітер; 4–нижній і верхній бітери; 5–поперечний транспортер.

(6...72 кг/м) регулюють швидкістю руху поздовжнього транспортера за допомогою храпового механізму і робочою швидкістю руху трактора.

Необхідний об'єм бункера мобільного кормороздавача (м³)

$$V_{\text{б}}=q_{\text{ір}}m_{\text{јр}}n_{\text{р}}k_{\text{з}}/(\rho\cdot\varphi), \quad (8.1)$$

де $q_{\text{ір}}$ —разова дача корму, $q_{\text{ір}}=15\text{...}20$ кг;

$m_{\text{јр}}$ — кількість тварин в одному ряду, $m_{\text{јр}}=40\text{...}50$ гол.;

$n_{\text{р}}$ — кількість рядів, які обслуговує кормороздавач в одному приміщенні, $n_{\text{р}}=2$;

$k_{\text{з}}$ — коефіцієнт запасу корму, $k_{\text{з}}=1,05\text{...}1,1$;

ρ — щільність корму, $\rho=150\text{...}240$ кг/м³;

φ — коефіцієнт завантаження бункера, $\varphi=0,9\text{...}0,95$.

Секундна подача корму поздовжнім транспортером (кг/с)

$$q=q_{\text{м}}\cdot v_{\text{агр}}, \quad (8.2)$$

де $q_{\text{м}}$ —кількість корму, що вивантажується в годівниці кормороздавачем, $q_{\text{м}}=6\text{...}72$ кг/м;

$v_{\text{агр}}$ —швидкість руху кормороздавача, $v_{\text{агр}}=0,21\text{...}0,79$ м/с.

Швидкість руху поздовжнього транспортера

$$v_{\text{п}}=q_{\text{м}}v_{\text{агр}}k_{\text{б}}/(H\cdot B\cdot\rho\cdot k_{\text{о}}), \quad (8.3)$$

де $k_{\text{б}}$ —коефіцієнт буксування трактора, $k_{\text{б}}=0,95\text{...}0,99$;

H і B —відповідно ширина і висота бункера, $H=1,2$ м, $B=2,3$ м;

$k_{\text{о}}$ — коефіцієнт ковзання моноліту кормосуміші в бункері на планчастому транспортері, $k_{\text{о}}=0,94\text{...}0,96$.

Частота обертання ведучого вала поздовжнього транспортера

$$n_{\text{позд}}=30\cdot v_{\text{п}}/(\pi\cdot R), \quad (8.4)$$

де R —радіус ділительного кола веденої зірочки, $R=0,114$ м.

Швидкість руху поперечного транспортера

$$v_{\text{поп.тр}}=q_{\text{м}}v_{\text{агр}}k_{\text{б}}/(b_1h_1\rho\cdot k_{\text{ск}}k_{\text{к}}), \quad (8.5)$$

де $k_{\text{ск}}$ — коефіцієнт ковзання корму на стрічковому поперечному транспортері, $k_{\text{ск}}=0,8\text{...}0,87$;

$k_{\text{к}}$ — коефіцієнт, який враховує об'єм транспортера в жолобі, $k_{\text{к}}=0,95\text{...}0,98$;

b_1 і h_1 —ширина і висота моноліту корму на поперечному транспортері,

$b_1=0,5...0,6\text{ м}, h_1 =0,3...0,4\text{ м}.$

Частота обертання ведучого вала поперечного транспортера (об/хв)

$$n_{\text{поп}}=30v_{\text{поп.тр}}/(\pi \cdot R), \quad (8.6)$$

де R —радіус ділильного кола веденої зірочки, $R=0,12\text{ м}.$

Частота обертання дозуючих бітерів (об/хв), які розпушують і подають корм на поперечний транспортер

$$n_6=30q/[(\pi(D^2-d^2)/4)B \cdot \gamma \cdot k_3], \quad (8.7)$$

де q — секундна подача корма позовдвжнім транспортером, кг/с;

D, d —діаметри дозуючого бітера і вала, $D=0,42\text{ м}, d=0,05\text{ м};$

B – довжина бітера, $B= 1,94\text{ м};$

γ — щільність розрихленого корму, $\gamma=100...120\text{ кг/м}^3;$

k_3 — коефіцієнт заповнення бітера кормом, $k_3=0,25...0,35.$

Таблиця 8.1

Вихідні дані для розрахунку

№ варіанту	$q_{ip},$ кг	$q_m,$ кг/м	№ варіанту	$q_{ip},$ кг	$q_m,$ кг/м	№ варіанту	$q_{ip},$ кг	$q_m,$ кг/м	№ варіанту	$q_{ip},$ кг	$q_m,$ кг/м
1	15	6	7	15	25	13	15	40	19	15	55
2	16	6	8	16	25	14	16	40	20	16	55
3	17	6	9	17	25	15	17	40	21	17	55
4	18	6	10	18	25	16	18	40	22	18	55
5	19	6	11	19	25	17	19	40	23	19	55
6	20	6	12	20	25	18	20	40	24	20	55

Примітка: Всі інші вихідні дані для розрахунку обрати довільно в межах, які вказано у поясненнях до відповідних формул.

Зміст звіту

1. Розрахунково-функціональна схема бункерного кормороздавача (рис.8.1).
2. Розрахунок об'єму бункера кормороздавача V_6 , продуктивності q , швидкості руху v_n та частоти обертання ведучого вала $n_{\text{повзд}}$ позовдвжнього транспортера, швидкості руху $v_{\text{поп.тр}}$ та частоти обертання ведучого вала $n_{\text{поп}}$ поперечного транспортера, частоти обертання дозуючих бітерів n_6 , навівши відповідні формули і пояснення до них.

Методика проектування потокової технологічної лінії добування води та водозабезпечення на тваринницьких фермах [2]

На тваринницьких фермах витрачається велика кількість води не тільки для напування тварин чи птахів, але і для технологічного використання (приготування кормів, доїння корів, миття молочного посуду, видалення гною, тощо), підтримання санітарного стану ферми та інших господарських і протипожежних потреб.

Наявність води в достатній кількості, добування її з мінімальними витратами і своєчасна подача з застосуванням засобів механізації і автоматизації сприяє підвищенню продуктивності тварин і птахів, забезпеченню нормальних санітарних умов і дотримання правил пожежної безпеки на фермі.

До системи водопостачання і напування тварин належить сукупність машин, обладнання та інженерних споруд різних типів, які об'єднані у потокові технологічні лінії і призначені для водозабору із джерел відкритої водойми або підземного джерела за допомогою шахтових колодязів чи бурових свердловин, поліпшення її якості, транспортування (перекачування), нагромадження, зберігання та розподілу між споживачами.

Для забезпечення водою тваринницьких ферм автоматизують насосні станції, які працюють в схемі з водонапірними баштами.

Для проектування систем водопостачання і поточкових ліній напування тварин серед інших вихідних даних (топографічний план ділянки місцевості, який включає джерело і об'єкт водопостачання; дані про тип джерела водопостачання; кліматичні умови місцевості) необхідно мати план водозабезпечення об'єкта, дебіт джерела та розрахунки витрат води.

При проектуванні схеми водозабезпечення ферми слід керуватися будівельними нормами і правилами „Водозабезпечення. Зовнішні сітки і споруди” (СНіП–2.04.02–84), а також користуватися спеціальною навчально-методичною і технічною літературою.

При визначенні потреби води необхідно розрахувати середньодобові витрати води споживачами

$$Q_{\text{доб сер}} = \sum_{i=1}^n q_i \cdot n_i, \quad (9.1)$$

де q_i – добова норма витрат води одним споживачем, м^3 ;

n_i – кількість споживачів, які мають однакову норму витрат.

Проводять розрахунки максимальних добових, годинних і секундних витрат

$$Q_{\text{доб max}} = k_{\text{доб}} \cdot Q_{\text{доб сер}}, \quad (9.2)$$

де $k_{\text{доб}}$ – коефіцієнт нерівномірності добового споживання води, $k_{\text{доб}}=1,3$;

$$Q_{\text{год max}} = k_{\text{год}} \cdot Q_{\text{доб max}} / 24, \quad (9.3)$$

де $k_{\text{год}}$ – коефіцієнт нерівномірності годинного споживання води, $k_{\text{год}} = 2 \dots 2,5$;

$$Q_{\text{с max}} = Q_{\text{год max}} / 3600 \quad (9.4)$$

і зводять у таблицю 9.2.

Норми водоспоживання для тварин і птиці, $\text{дм}^3/\text{добу}$

Корови:

-молочні..... 100

-м'ясні 70

Бики і нетелі..... 50

Молодняк та ремтелиці ВРХ до двох років 30

Телята до 6 міс 20

Свиноматки з приплодом 60

Хряки, свиноматки 30

Молодняк і свині на відгодівлі 15

Вівці і кози 10

Кури, індики..... 1

Гуси, качки..... 1,25

Молодняк птиці 0,25

Норки, соболі, лисиці, песці 0,5...0,6

Витрати води на поливання зелених насаджень та шляхів, $\text{дм}^3/\text{м}^2$ 2...3

Примітка: в норми потреби води входять витрати на миття приміщень, кліток, посуду, приготування кормів, охолодження молока.

Добові потреби води (м³) для деяких тваринницьких комплексів за типовими проектами складають:

Ферми по вирощуванню і відгодівлі 108 тис. свиней	2953
Ферми по вирощуванню і відгодівлі 10 тис. голів молодняку ВРХ в рік	934,5
Ферми по виробництву молока:	
- на 200 корів	50
- на 400 корів	102
- на 600 корів	156
- на 1200 корів	459

Висоту водонапірної башти визначають з умови забезпечення необхідного напору найбільш віддаленого споживача

$$H_6 = H_c \pm H_r + \sum h', \quad (9.5)$$

де H_c – вільний напір найбільш віддаленого споживача, $H_c = 4 \dots 5$ м;

H_r – геометрична різниця фіксуючої точки і місця розташування водонапірної башти, якщо місцевість рівна, то $H_r = 0$ м;

$\sum h'$ – сума втрат напору у самого віддаленого споживача, м.

Вільний напір для одноповерхових будівель приймають 10 м, для двоповерхових – 14 м, для тваринницьких приміщень – 4...5 м, в протокових трубопроводах – не менше 2 м.

Місткість водонапірної башти визначають за формулою

$$V_6 = V_p + V_{II} + V_a, \quad (9.6)$$

де V_p – регулювальна місткість башти, м³;

V_{II} – витрати води на гасіння пожежі, м³;

V_a – аварійна місткість башти, м³.

$$V_p = \frac{Q_{\text{доб max}} (d_i + d_{II})}{100}, \quad (9.7)$$

де d_i – максимальна ордината між лінією водопостачання і лінією подачі при

надлишку, $d_i = 13\%$;

$d_{п}$ – те ж, при недостатності, $d_{п} = 5,5\%$

Витрати води на гасіння пожежі

$$V_{п} = 3 Q_{\text{год max}} \quad (9.8)$$

Аварійна місткість башти

$$V_a = 0,2 \cdot V_p \quad (9.9)$$

Діаметр труб на ділянках водопровідної мережі

$$d_p = 2 \sqrt{\frac{Q_p}{\pi \cdot v}} \quad (9.10)$$

де Q_p – розрахункові секундні витрати води на ділянках водопроводу, $\text{м}^3/\text{с}$;

v – швидкість руху води в трубі, $\text{м}/\text{с}$.

Для визначення діаметрів трубопроводів розрахункову швидкість руху води приймають для труб діаметром 50 мм – 0,4...0,5 $\text{м}/\text{с}$; 75...80 мм – 0,5...0,6; 100 мм – 0,65...0,7; 125мм – 0,7...0,75; 150мм – 0,75...0,85; 200мм – 0,85...1,0; 250мм – 1...1,1 $\text{м}/\text{с}$.

Тип водопідйомної установки залежить від режиму джерела, конструкції водозабірної споруди, розрахункових витрат і напору.

При рівномірній подачі насосної станції годинна подача водопідйомника

$$Q_{\text{год}} = \frac{Q_{\text{доб max}}}{T} \cdot \alpha, \quad (9.11)$$

де α – коефіцієнт, який враховує витрати води на промивання фільтрів ($\alpha = 1,08...1,1$);

T – тривалість роботи насосної станції за добу, год.

Час роботи насосної станції при цілодобовому забезпеченні електричною енергією приймають 14...16 год. за добу, при періодичній подачі – 10...14 год.

За розрахунками для глибокого залягання підземного джерела приймають відповідний типорозмір заглибних електронасосів типу ЕПН або ЕЦВ (табл.9.1).

Таблиця 9.1

Технічна характеристика заглибних електронасосів типа ЕПН і ЕЦВ

Марка	Діаметр обсадних труб свердловини, дюймів	Подача, м ³ /год	Тиск, МПа	Макси- мальний робочий рівень води, м	Потужність електродвигуна, кВт
ЕПН6-10-80	6	10	80	60	4,0
ЕПН-10-110	6	10	110	90	5,5
ЕПН 6-10-140	6	10	140	120	7,5
ЕПН 8-40-65	8	40	65	45	14
ЕПН 8-40-100	8	40	100	80	22
ЕПН 8-40-130	8	40	130	110	44
ЕЦВ 4-1,6-65	4	1,6	65	50	1,0
ЕЦВ 5-6,3-80	5	6,3	80	60	2,8
ЕЦВ 6-4-130	6	4,0	130	110	2,8
ЕЦВ 6-4-190	6	4,0	190	170	4,5
ЕЦВ 6-10-140	6	10,0	140	120	8,0
ЕЦВ 6-10-185	6	10,0	185	165	8,0
ЕЦВ 6-10-235	6	10,0	235	215	11,0
ЕЦВ 8-16-85	8	16,0	85	65	12,0
ЕЦВ 8-25-100	8	25,0	100	80	14,0

Таблиця 9.2

Вихідні дані для розрахунків

№ варіанту	Споживачі	Кількість споживачів	Добова норма витрат води, м ³	Добові витрати води, м ³	Максимальні добові витрати води, м ³	Максимальні годинні витрати води, м ³	Секундні витрати води, м ³
1	Ферма на 200 корів з утриманням молодняка до 6 місяців						
	Корови	200					
	Нетелі	20					
	Телята до 6-міс. віку	100					
2	Ферма на 800 корів з утриманням молодняка до 6 місяців						
	Корови	800					
	Нетелі	80					
	Телята до 6-міс. віку	400					
3	Ферма на 200 корів з замкненим циклом						
	Корови	200					
	Нетелі	20					
	Телята до 6-міс. віку	100					
	Молодняк на до-рощ. до 2 років	180					
Ремтелиці до 2 років	80						
Всього							

Зміст звіту

1. Розрахувати середньодобові $Q_{\text{доб.сер}}$, максимальні добові $Q_{\text{доб.мах}}$, годинні $Q_{\text{год.мах}}$ і секундні $Q_{\text{с.мах}}$ витрати води та місткість водонапірної башти V_6 , навівши відповідні формули та пояснення до них, і записати до таблиці 9.2.
2. Вибрати за таблицею 9.1 необхідну марку насоса.

Розрахунок ланцюгово-скребкового транспортера для видалення гною [1]

Ланцюгово-скребковий транспортер ТСН-3,0Б призначений для механізованого прибирання гною з тваринницьких приміщень з вантаженням його в транспортні засоби, в яких гній відвозять в гноєсховище або в поле. Транспортер (рис. 10.1) є установкою, яка складається з двох самостійних транспортерів – горизонтального I і похилого II, працюючих незалежно один від одного. Кожний з них має свій привідний пристрій і механізм включення.

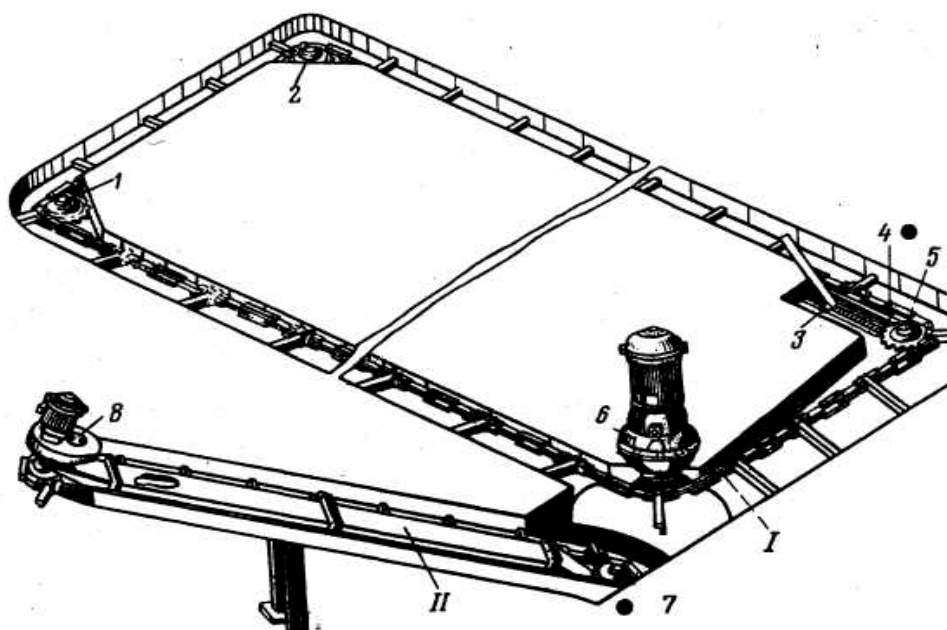


Рис. 10.1. Ланцюгово-скребковий транспортер ТСН-3,0Б:

I – горизонтальний транспортер; II – похилий транспортер; 1 і 2 – поворотний пристрій; 3 – натягач; 4 – гвинт натягача; 5, 7 – поворотна зірочка; 6 – привідний пристрій горизонтального транспортера; 8 – привідний пристрій похилого транспортера.

Розрахунок ланцюгово-скребкового транспортера для видалення гною проводять у наступній послідовності.

1. Продуктивність транспортера за формулою

$$Q = h \cdot b \cdot \rho \cdot v \cdot k, \quad (10.1)$$

де h – висота шару гною біля скребка, $h = 0,005$ м;

b – ширина гнойової канавки, $b=0,32\text{м}$;

ρ – щільність гною, кг/м^3 (табл. 10.1);

v – швидкість ланцюга транспортера, $v=0,15\dots0,2\text{м/с}$;

k – коефіцієнт подачі:

$$k=k_1 k_2 k_3 k_4 k_5, \quad (10.2)$$

де k_1 – коефіцієнт заповнення канавки, $k_1 =0,5$;

k_2 – коефіцієнт, який враховує ущільнення гною при його переміщенні скребком, $k_2 =1,13$;

k_3 – швидкісний коефіцієнт, $k_3 =0,9\dots0,95$;

k_4 – коефіцієнт, який враховує об'єм канавки, заповнений ланцюгом та скребками, $k_4 = 0,97$;

k_5 – коефіцієнт, який враховує кут підйому похилого транспортера, $k_5=0,8\dots1$.

2. Тяговий опір руху транспортера за формулою

$$P=P_1+P_2+P_3+P_4+P_5, \quad (10.3)$$

де P_1 – опір від тертя гною по канавці, Н.

$$P_1=h \cdot b \cdot l \cdot \rho \cdot g \cdot f \cdot \cos\beta, \quad (10.4)$$

де l –довжина шляху переміщення гною, $l=160\text{м}$;

f – коефіцієнт тертя гною по жолобу (табл. 10.1);

β – кут встановлення похилого транспортера.

P_2 – опір тертя гною по боковим стінкам, Н

$$P_2=h^2 l \rho g f \xi \cos\beta, \quad (10.5)$$

де ξ – коефіцієнт бокового тиску

$$\xi = \psi(1 + f_{\text{вн}}^2) - \sqrt{(1 - f_{\text{вн}}^2)(f_{\text{вн}} - f^2)} - f_{\text{вн}} \sqrt{(1 - f_{\text{вн}}^2)(f_{\text{вн}}^2 - f^2)}, \quad (10.6)$$

де ψ – динамічний коефіцієнт (табл. 10.1);

$f_{\text{вн}}$ – коефіцієнт внутрішнього тертя гною, $f_{\text{вн}} =0,8\dots0,9$;

P_3 – опір від підйому гною похилим транспортером, Н

$$P_3=h \cdot b \cdot l \cdot \rho \cdot g \cdot f \cdot \sin\beta=0 \quad (10.7)$$

оскільки $\beta=0^\circ$

$$P_4 = 2q_{ц}L_1 \cos\beta, \quad (10.8)$$

де $q_{ц}$ – питома сила тяжіння 1 м ланцюга зі скребками, $q_{ц} = 20 \text{ Н/м}$;

L_1 – відстань між осями зірочок, $L_1 = 50 \text{ м}$;

P_5 – опір від переміщення гною в напрямку натяжної зірочки, Н

$$P_5 = 0,25 P_4 \quad (10.9)$$

3. Потужність двигуна

$$N_{дв} = k \cdot P \cdot v / (102 \eta_T), \quad (10.10)$$

де k – коефіцієнт, який враховує опір від натягіння на ведучій зірочці,

$k = 1,1$;

η_T – ККД привода транспортера, $\eta_T = 0,75 \dots 0,85$.

Для забезпечення нормальних умов роботи скребка необхідно, щоб ковзання гною вздовж скребка було відсутнє

$$\alpha < \phi, \quad (10.11)$$

де α – кут відхилення скребка від нормалі до стінки канавки;

ϕ – кут тертя гною по скребку, $\phi = \arctg f$.

4. Мінімальна необхідна попередня натяжка ланцюга (рис. 10.2):

$$P_{\min} = P_0 v_c / (t_{ц} (\tg \alpha_{\max} - f \tg^2 \alpha_{\max})) - P_0 / (2(1 - f \tg \alpha_{\max})), \quad (10.12)$$

де P_0 – опір руху скребка при розташуванні його по нормалі до стінки канавки, Н

$$P_0 = P(1 - f_1 \tg \alpha), \quad (10.13)$$

де α_{\max} – максимально допустимий кут відхилення скребка від нормалі до стінки канавки, $\alpha_{\max} = 15^\circ$;

v_c – відстань точки прикладання сили P до ланцюга

$$v_c = 0,5v + c, \quad (10.14)$$

де $c = 0,01 \dots 0,02 \text{ м}$;

$t_{ц}$ – крок ланцюга, $t_{ц} = 0,115 \text{ м}$.

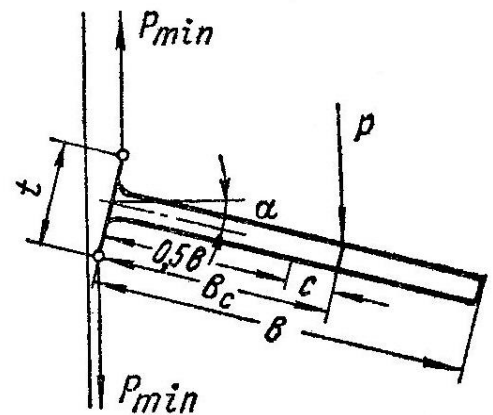


Рис. 10.2. Схема дії сил на скребок транспортера

Зміст звіту

1. Схема дії сил на скребок транспортера (рис. 10.2).
2. Опис методики та визначення продуктивності транспортера, тягового опору руху транспортера, потужності електродвигуна, мінімальної необхідної попередньої натяжки ланцюга.

Таблиця 10.1

Вихідні дані для розрахунку скребкового транспортера

№ варіанту	ρ , кг/м ³	f	ψ
1	600	0,7	1,5
2	600	0,7	1,8
3	600	0,8	1,5
4	600	0,8	1,8
5	600	0,9	1,5
6	600	0,9	1,8
7	600	0,7	1,6
8	600	0,8	1,7
9	700	0,7	1,5
10	700	0,7	1,8
11	700	0,8	1,5
12	700	0,8	1,8
13	700	0,9	1,5
14	700	0,9	1,8
15	700	0,7	1,6
16	700	0,8	1,7
17	800	0,7	1,5
18	800	0,7	1,8
19	800	0,8	1,5
20	800	0,8	1,8
21	800	0,9	1,5
22	800	0,9	1,8
23	800	0,7	1,6
24	800	0,8	1,7
25	900	0,7	1,5
26	900	0,7	1,8
27	900	0,8	1,5
28	900	0,8	1,8
29	900	0,9	1,5
30	900	0,9	1,8
31	900	0,7	1,6
32	900	0,8	1,7
33	600	0,8	1,7

Технологічний розрахунок потокової лінії видалення рідкого гною [2]

Для технологічного розрахунку потокової лінії складається розрахункова схема для визначення геометричних і технологічних параметрів системи гноєвидалення (рис.11.1).

1. Вихід рідкого гною (кал, сеча і технологічна вода) визначається за формулою

$$Q = \frac{\sum m_i (q_{vi} + q_{to})}{86400 \cdot \gamma}, \quad (11.1)$$

де m_i – кількість тварин i -ї групи (табл.9.2);

q_{vi} – норма добового виходу кала і сечі від тварин i -ї групи, кг/(доб·гол);

q_{to} – норма добових витрат технологічної води, яка необхідна для видалення гною з каналу, $q_{to}=1 \dots 3$ кг/(доб·гол);

γ – об'ємна маса рідкого гною, $\gamma=1020 \dots 1070$ кг/м³.

2. Довжина каналу

$$L_k = m_i f_{ki} + \Delta, \quad (11.2)$$

де m_i – кількість тварин i -ї групи в ряду;

f_{ki} – фронтальне місце на одну тварину, $f_{ki}=0,8$ м/гол;

Δ – довжина каналу на його початку, яка перекрита суцільною плитою,

$\Delta = 0,5 \dots 1$ м.

3. Глибина потоку рідкого гною з урахуванням граничного напруження зсуву

$$h_0 = \sqrt{\frac{2\tau_0 L}{\gamma}}, \quad (11.3)$$

де τ_0 – граничне напруження зсуву, гній, вода $\tau_0=10 \dots 20$ Па

4. Початкова глибина каналу

$$H_n = \Delta h + h_0 + h_{ш} + h_{зап}, \quad (11.4)$$

де Δh – перевищення висоти поріжка, $\Delta h=0,1$ м;

$h_{ш}$ – товщина шару гнойової маси, яка накопичується в зоні поріжка, $h_{ш}=0,1\text{ м}$;

$h_{зап}$ – запас глибини каналу, $h_{зап}=0,1\text{ м}$.

5. Кінцева глибина каналу

$$H_k = h_{пор} + h_0 + h_{ш} + h_{зап} , \quad (11.5)$$

де $h_{пор}$ – висота поріжка, $h_{пор}=0,3\text{ м}$.

Зміст звіту

1. Розрахункова схема самопливної системи видалення гною (рис.11.1).
2. Опис методики та визначення виходу рідкого гною, довжини, початкової і кінцевої глибини каналу.

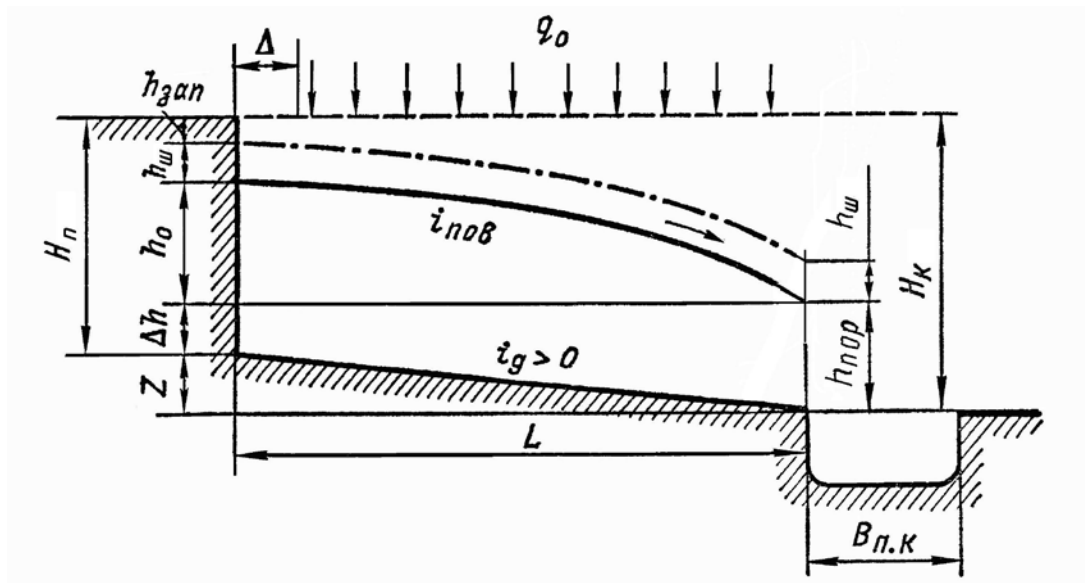


Рис.11.1. Розрахункова схема самопливної системи видалення гною

Розрахунок ротаційного лопатевого вакуумного насоса [1]

Ротаційний лопатевий вакуумний насос служить джерелом вакууму доїльної машини. Він складається з корпусу 1 (рис.12.1) з циліндричною камерою, яка має гладко шліфовані поверхні, по яким ковзають вкладиші пластин 7; бічної камери 8, сполученої з трубою впускання і двома рядами бічних прорізів 3; верхньої камери 4, сполученої з випускною трубою 5. Випускна камера призначена для зменшення швидкості повітря, що виходить під тиском з циліндра через прорізи, і звільнення його від дрібних крапель масла, які він захоплює з циліндра.

Ротор, відлитий з чавуну, має чотири пази, в яких розміщуються пластини. Довжина робочих частин ротора, пластин і вкладишів дещо менше ширини корпусу вакуумного насоса, що забезпечує необхідні монтажні зазори і виключає заїдання поверхонь, що труться, під час роботи.

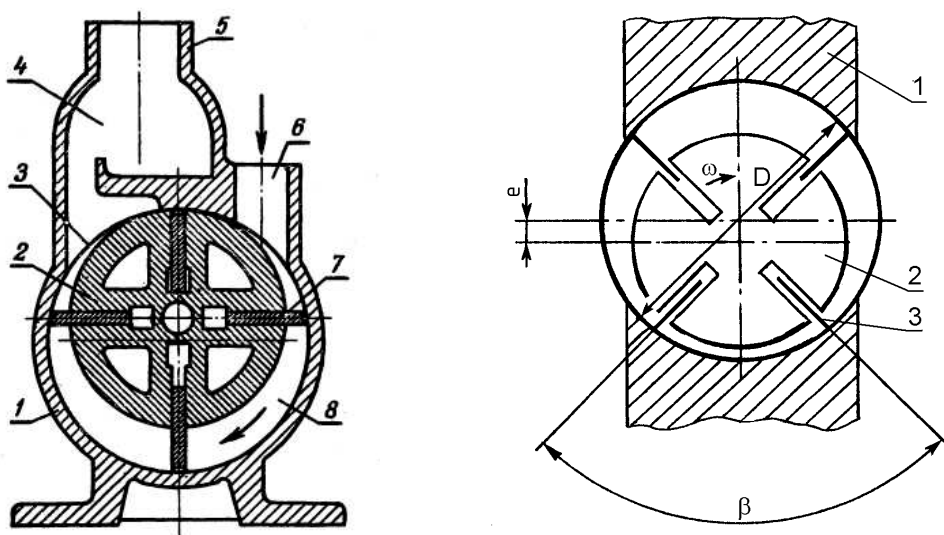


Рис.12.1. Схема ротаційного лопатевого вакуумного насоса: 1 – корпус; 2 – ротор; 3 – бічні прорізи; 4 – верхня камера; 5 – випускна труба; 6 – впускна труба; 7 – пластини; 8 – бічна камера.

Всмоктування відбувається завдяки ексцентричному розташуванню осі ротора відносно осі камери корпусу.

Розраховуємо дійсну подачу, крутний момент та потужність, необхідні для привода 4-лопатевого вакуумного насоса.

Визначаємо корисний об'єм камери всмоктування

$$V_{ec} = 2eDL \sin(\beta/2), \quad (12.1)$$

де e – величина ексцентриситету (табл. 12.1);

D – діаметр статора, м (табл. 12.1);

L – довжина ротора, м (табл. 12.1);

β – кут між сусідніми лопатями, $\beta=360^\circ/z$.

Подача лопатевого насоса

$$Q = V_{ec} z \omega / (2\pi), \quad (12.2)$$

де z – кількість лопатей, $z=4$;

ω – кутова швидкість обертання ротора, с^{-1} (табл. 12.1).

Для 4-лопатевого насосів

$$Q = 0,98eDL\omega \quad (12.3)$$

Дійсна подача:

$$Q_d = 0,98eDL\omega \eta_m \varphi_n, \quad (12.4)$$

де η_m – манометричний коефіцієнт

$$\eta_m = (P_\sigma - h) / P_\sigma, \quad (12.5)$$

де P_σ – атмосферний тиск, $P_\sigma = 100$ кПа;

h – вакуум у трубопроводі, $h = 66$ кПа;

φ_n – ступінь наповнення вакуумної камери у залежності від її конструктивного оформлення (табл. 12.1).

Потужність, яка необхідна для привода вакуумного насоса:

$$N = M_{max} \omega / \eta, \quad (12.6)$$

де η – ККД привода, $\eta = 0,75 \dots 0,85$;

M_{max} – максимальний крутний момент, обумовлений опором всмоктування.

Для ротаційного насоса з парною кількістю лопатей:

$$M_{max} = heDL, \quad (12.7)$$

Зміст звіту

1. Схема ротаційного лопатевого вакуумного насоса (рис.12.1).
2. Опис методики та визначення дійсної подачі лопатевого насоса, потужності, яка необхідна для привода вакуумного насоса.

Таблиця 12.1

Вихідні дані для розрахунку ротаційного лопатевого вакуумного насоса

№ варіанту	e , м	D , м	L , м	ω , c^{-1}	φ_H	№ варіанту	e , м	D , м	L , м	ω , c^{-1}	φ_H
1	0,01	0,3	0,4	30	0,3	17	0,02	0,3	0,4	30	0,3
2	0,01	0,3	0,4	30	0,4	18	0,02	0,3	0,4	30	0,4
3	0,01	0,3	0,4	40	0,3	19	0,02	0,3	0,4	40	0,3
4	0,01	0,3	0,4	40	0,4	20	0,02	0,3	0,4	40	0,4
5	0,01	0,3	0,5	30	0,3	21	0,02	0,3	0,5	30	0,3
6	0,01	0,3	0,5	30	0,4	22	0,02	0,3	0,5	30	0,4
7	0,01	0,3	0,5	40	0,3	23	0,02	0,3	0,5	40	0,3
8	0,01	0,3	0,5	40	0,4	24	0,02	0,3	0,5	40	0,4
9	0,01	0,4	0,4	30	0,3	25	0,02	0,4	0,4	30	0,3
10	0,01	0,4	0,4	30	0,4	26	0,02	0,4	0,4	30	0,4
11	0,01	0,4	0,4	40	0,3	27	0,02	0,4	0,4	40	0,3
12	0,01	0,4	0,4	40	0,4	28	0,02	0,4	0,4	40	0,4
13	0,01	0,4	0,5	30	0,3	29	0,02	0,4	0,5	30	0,3
14	0,01	0,4	0,5	30	0,4	30	0,02	0,4	0,5	30	0,4
15	0,01	0,4	0,5	40	0,3	31	0,02	0,4	0,5	40	0,3
16	0,01	0,4	0,5	40	0,4	32	0,02	0,4	0,5	40	0,4

Розрахунок сепаратора-молокоочисника [11]

Технологічно відцентрове очищення молока вельми ефективно. Його застосовують для видалення з молока механічних домішок, які не тільки забруднюють продукт, але створюють сприятливі умови для розвитку мікробів і навіть захищають їх від загибелі при пастеризації. Тому молоко перед пастеризацією очищають, причому звичайно апарат для очищення складає частину установки пастеризації.

Для очищення молока в поточних технологічних лініях тваринницьких ферм широке застосування отримав сепаратор-молокоочисник очисно-охолоджувальної установки ОМ-1 (рис. 13.1), який складається з приймально-вивідного пристрою, барабана 7, приводного механізму 2, електродвигуна і станини 1.

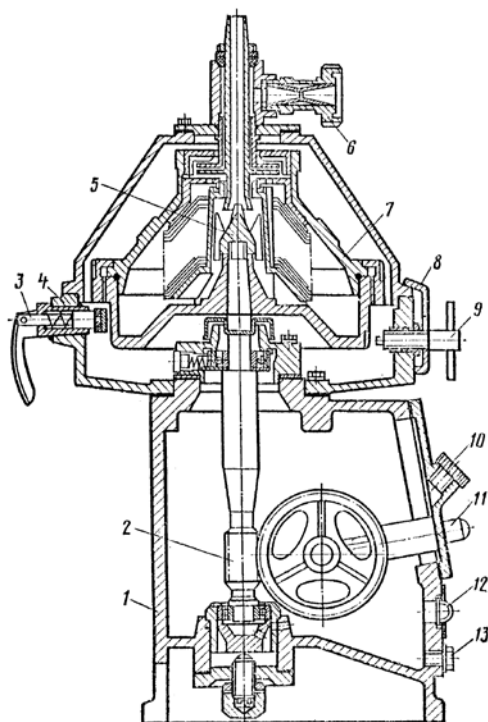


Рис. 13.1. Сепаратор-молокоочисник очисно-охолоджувальної установки ОМ-1:

1 – станина; 2 – приводний механізм; 3 – гальмо; 4 – чаша станини; 5 – гайка кріплення барабана; 6 – патрубок виводу молока; 7 – барабан; 8 – зажим; 9 – стопор; 10 – пробка для заливання масла; 11 – пульсатор; 12 – показчик рівня масла; 13 – пробка зливу масла.

В чаші приводного механізму укріплено два гальма 3 для зупинки барабана після виключення електродвигуна, два стопори 9, утримуючі барабан від довільного обертання при складанні і розбиранні. Приводний механізм розміщений в станині, він складається з горизонтального вала з фрикційно-відцентровою муфтою, вертикального вала і пульсатора 11. Барабан на веретені

закріплений гайкою 5.

Важливе значення в практиці використання сепараторів-молокоочисників має тривалість їх безперервної роботи

$$T=100V_6/(P \cdot L), \quad (13.1)$$

де T – тривалість роботи, год;

P – забруднення молока, середнє $P=0,04\%$;

L – продуктивність сепаратора, $\text{м}^3/\text{год}$;

V_6 – об'єм камери для бруду, дм^3 (табл. 13.1);

Продуктивність сепаратора

$$L=22,9 \cdot 10^7 \beta \cdot Z \cdot V \cdot n^2 \cdot t \cdot r^2, \quad (13.2)$$

де β – технологічний ККД сепаратора, $\beta = 0,5$;

Z – кількість тарілок у барабані (табл. 13.1);

V – розрахунковий об'єм барабана, м^3 ;

n – частота обертання барабана, $n=120$ об/с;

t – температура молока, $^\circ\text{C}$ (рекомендують сепарувати парне молоко при $t=(30\dots35)^\circ\text{C}$)

r – розрахунковий радіус частки, яка виділяється, $r=0,7 \cdot 10^{-6}$ м.

Розрахунковий об'єм барабана

$$V=\pi(D^2+d \cdot D+d^2)H/6, \quad (13.3)$$

де d – менший діаметр тарілки, м (табл.

13.1) (рис. 13.2);

H – висота тарілки, м (табл. 13.1);

D – більший діаметр тарілки, м (табл. 13.1).

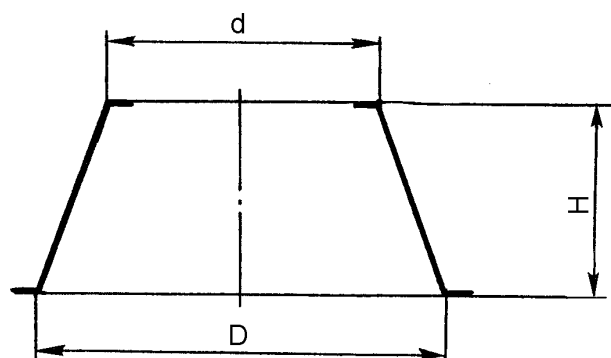


Рис. 13.2. Схема тарілки сепаратора-молокоочисника

Зміст звіту

1. Схема тарілки сепаратора-молокоочисника (рис.13.2).
2. Опис методики та визначення розрахункового об'єму барабана, подільності молока, продуктивності та тривалості безперервної роботи сепаратора.

Таблиця 13.1

Вихідні дані для розрахунку сепаратора-молокоочисника

№ варіанту	$V_6, \text{см}^3$	Z	D, см	d, см	H, см	№ варіанту	$V_6, \text{см}^3$	Z	D, см	d, см	H, см
1	100	30	12	4	5	17	800	50	17	6	6
2	100	30	12	4	6	18	800	50	17	6	7
3	100	30	12	5	5	19	800	50	17	7	6
4	100	30	12	5	6	20	800	50	17	7	7
5	110	30	13	5	5	21	820	50	18	6	6
6	110	30	13	5	6	22	820	50	18	6	7
7	110	30	13	4	5	23	820	50	18	7	6
8	110	30	13	4	6	24	820	50	18	7	7
9	210	40	15	6	6	25	1600	70	21	7	11
10	210	40	15	6	7	26	1600	70	21	7	12
11	210	40	15	5	6	27	1600	70	21	8	11
12	210	40	15	5	7	28	1600	70	21	8	12
13	220	40	16	5	6	29	1700	70	22	7	11
14	220	40	16	5	7	30	1700	70	22	7	12
15	220	40	16	6	6	31	1700	70	22	8	11
16	220	40	16	6	7	32	1700	70	22	8	12

Розрахунок пластинчастого пастеризатора молока [11]

Пластинчаті теплообмінні апарати завдяки своїм достоїнствам і універсальності зайняли головне місце серед устаткування для теплової обробки молока на фермах. Їх використовують для негайного охолодження молока після доїння при отриманні його від здорових корів і пастеризації з подальшим охолодженням при отриманні від хворих корів.

Пластинчаті теплообмінні апарати – один з найпрогресивніших типів теплообмінників безперервної дії. Вони дозволяють розмістити в невеликому просторі значну поверхню теплообміну. Відносно компактності, продуктивності і інтенсивності теплопередачі пластинчаті охолоджувачі і комбіновані пастеризаційно-охолоджувальні теплообмінні апарати не мають собі рівних. Те ж можна сказати і про умови очищення робочих поверхонь від пригару і відкладень.

Розглянемо схему роботи найпростішого пластинчастого теплообмінного апарату, що складається з однієї секції (рис. 14.1). Апарат має пакет теплообмінних пластин 7, 11, нанизаних на горизонтальні штанги 1, своїми кінцями закладені в стійки 3 і 8. В зібраному положенні пластини стиснуті в один пакет за допомогою натискної плити 2, стягнутої гвинтом 4. Пластинчаті апарати складаються з великого числа пластин (на рисунку видні тільки п'ять теплообмінних пластин у розімкненому положенні) і часто з декількох теплообмінних секцій. Зазори між пластинами залежать від товщини гумових прокладок 5 і 10 і звичайно складають 1...6 мм. Тонкі теплообмінні пластини апарату виготовлені штампуванням з листової неіржавіючої сталі завтовшки 0,5...2,0 мм і забезпечують достатньо високий теплообмін між сусідніми потоками рідин.

На представленій схемі (рис. 14.1) шлях молока позначений суцільною лінією, а шлях теплоносіїв – штриховою. Через патрубок і кутовий отвір 9 молоко поступає в апарат, потрапляє в подовжній його канал, який створюється при стисненні пластин кутовими отворами, і рухається по ньому до граничної пластини 11, має глухий кут (без отвору). При цьому молоко розподіляється по непарних зазорах між пластинами,

утвореним відповідним розташуванням кільцевих прокладок 10, які не дають можливості молоку потрапляти в парні зазори. Рухаючись вниз, молоко обтікає гофровані поверхні, що обігріваються з другого боку теплоносієм. Внизу воно виходить із зазорів в нижній подовжній канал, утворений кутовими отворами 6, і витікає з апарату через патрубок.

Теплоносій в апараті рухається назустріч молоку: поступає через патрубок, проходить по нижньому подовжньому каналу; розподіляється по парних каналах між пластинами і прямує по них вгору, а потім через верхній подовжній канал і патрубок витікає з апарату.

Теплообмін між молоком і теплоносієм відбувається через тонкі гофровані стінки пластин, і таким чином молоко нагрівається або охолоджується до необхідної температури.

1. Площа робочої поверхні пастеризатора молока розраховується, виходячи з об'єднаного рівняння теплового балансу та теплопередачі

$$F = M \cdot C_M (T_{KM} - T_{PM}) / (K_P \Delta T_{CP}), \quad (14.1)$$

де M – продуктивність пастеризатора, кг/с (табл. 14.1);

C_M – питома теплоємність молока, $C_M = 3,92$ кДж/(кг·К);

T_{PM} – початкова температура молока, К (табл. 14.1);

T_{KM} – кінцева температура молока, $T_{KM} = 365$ К;

K_P – загальний коефіцієнт теплопередачі, $K_P = 1730$ Вт/(м²К);

ΔT_{CP} – середня логарифмічна різниця температур, К;

$$\Delta T_{CP} = ((T_P - T_{PM}) - (T_P - T_{KM})) / \ln((T_P - T_{PM}) / (T_P - T_{KM})), \quad (14.2)$$

де T_P – температура пари, $T_P = 380$ К;

2. Кількість паралельних каналів у пакеті

$$m = M / (\rho_M v_M b \cdot h), \quad (14.3)$$

де v_M – швидкість руху молока по каналам, $v_M = 0,25$ м/с;

ρ_M – щільність молока, $\rho_M = 1023$ кг/м³;

b і h – розміри каналу, м (табл. 14.1).

3. Кількість пластин у секції

$$Z_{ПЛ} = F / f, \quad (14.4)$$

де f – площа поверхні однієї пластини, m^2

$$f=a \cdot b, \quad (14.5)$$

де a –довжина пластини, m (табл. 14.1).

4. Кількість пакетів у секції

$$Z_{\text{п}}=Z_{\text{пл}}/(2m) \quad (14.6)$$

Зміст звіту

Опис методики та визначення кількості пакетів у секції пластинчастого пастеризатора.

Таблиця 14.1

Вихідні дані для розрахунку пластинчастого пастеризатора

№ варіанту	M , кг/год	$T_{\text{пм}}$, К	a , мм	b , мм	h , мм	№ варіанту	M , кг/год	$T_{\text{пм}}$, К	a , мм	b , мм	h , мм
1	800	308	640	70	1,1	17	2000	308	800	185	4,4
2	800	308	640	70	1,4	18	2000	308	800	185	4,5
3	800	308	640	60	1,1	19	2000	308	800	190	4,4
4	800	308	640	60	1,4	20	2000	308	800	190	4,5
5	800	352	640	70	1,1	21	2000	352	800	185	4,4
6	800	352	640	70	1,4	22	2000	352	800	185	4,5
7	800	352	640	60	1,1	23	2000	352	800	190	4,4
8	800	352	640	60	1,4	24	2000	352	800	190	4,5
9	1000	308	650	70	1,1	25	3000	308	880	220	3,4
10	1000	308	650	70	1,4	26	3000	308	880	220	3,5
11	1000	308	650	80	1,1	27	3000	308	880	230	3,4
12	1000	308	650	80	1,4	28	3000	308	880	230	3,5
13	1000	352	650	70	1,1	29	3000	352	880	220	3,4
14	1000	352	650	70	1,4	30	3000	352	880	220	3,5
15	1000	352	650	80	1,1	31	3000	352	880	230	3,4
16	1000	352	650	80	1,4	32	3000	352	880	230	3,5

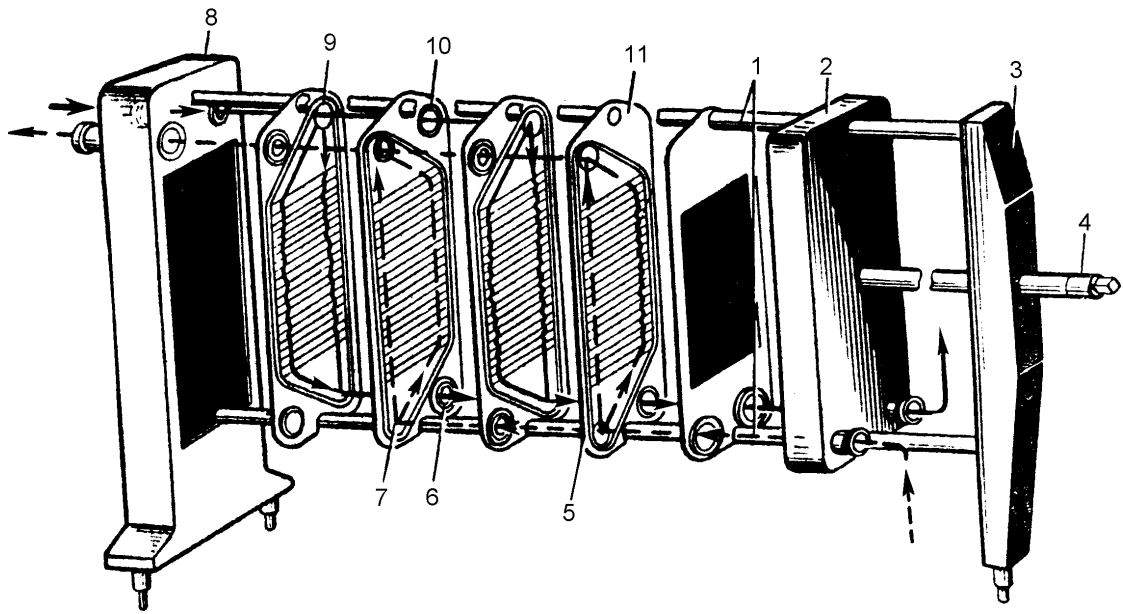


Рис. 14.1. Схема секції пластинчастого пастеризатора:

1 – штанги; 2 – натискна плита; 3 – задня стійка; 4 – гвинт; 5, 10 – прокладки;
6, 9 – отвори; 7 – теплообмінна пластина; 8 – передня стійка.

Кінематичний аналіз різального апарата стригальної машинки

Високочастотна стригальна машинка МСУ-200В (рис. 15.1) складається зі стригальної головки, електродвигуна 2 та шнура живлення. Стригальна головка включає корпус 1, різальний апарат, ексцентриковий та натискний механізми.

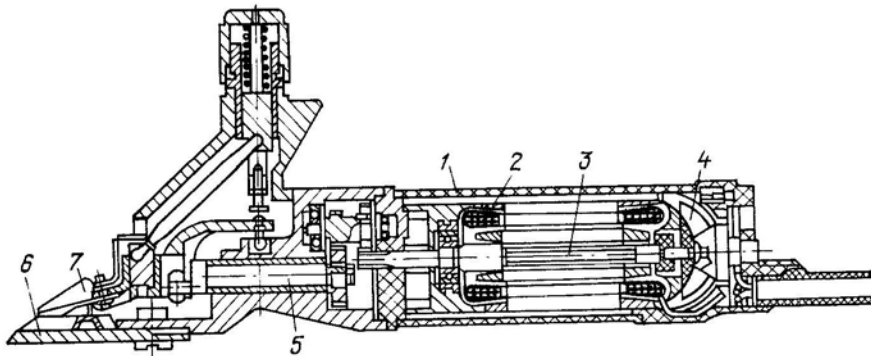


Рис. 15.1. Високочастотна стригальна машинка МСУ-200В:

1 – корпус; 2 – електродвигун; 3 – вал; 4 – крильчатка; 5 – вал; 6 – гребінка; 7 – ніж.

Принцип дії різального апарата стригальної машинки (рис. 15.2) аналогічний до принципу дії сегментно-пальцевих різальних апаратів машин для збирання кормових і зернових культур. Суттєвою відмінністю є обертальний коливальний рух ножа. З метою досягнення рівномірного зрізу вовни стригальні машинки мають апарати низького різання, які значно зменшують її поперечний відгин. У вітчизняних машинках прийнято таке співвідношення ходу ножа S , кроку ножа t і гребінки t_0 : $S=t=3t_0$ при $t_0 = 6,4$ мм.

Обертальний рух кривошипа передається важелю з ножем через ролик, який вільно переміщується вздовж вертикального паза у важелі.

Кутова амплітуда коливань важеля з ножем маленька, тому можна вважати, що ніж здійснює прямолінійний гармонійний коливальний рух. Його рівняння

$$x_N = \frac{r \cdot \rho \cdot \cos \alpha}{R}, \quad (15.1)$$

де r – радіус кривошипа, у стригальній машинці МСУ-200 $r=0,0038\text{м}$;

ρ – відстань від довільної точки ножа до центра обертання важеля, для внутрішньої точки леза ножа $\rho_1 = 0,0723\text{м}$, для зовнішньої – $\rho_2 = 0,0875\text{м}$;

α – кут повороту кривошипа, град.;

R – відстань від осі кривошипа до центра обертання важеля, $R=0,031\text{м}$.

Стригаль надає різальному апарату рівномірний поступальний рух зі швидкістю v_M , рівняння якого

$$y_N = v_M \cdot t, \quad (15.2)$$

де v_M – швидкість поступального руху ножа, м/с (табл. 15.1).

Важливим фактором, який впливає на якість стрижки, є подача h_N , під якою розуміють шлях, що проходить машинка при поступальному русі за час одного ходу ножа

$$h_N = v_M / (2 \cdot n_C), \quad (15.3)$$

де n_C – частота обертання кривошипа, об/с (табл.15.1).

Кривошип обертається рівномірно, тому кут його повороту

$$\alpha = \omega \cdot t, \quad (15.4)$$

де ω – кутова швидкість обертання кривошипа, рад/с

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n_C \quad (15.5)$$

Підставляючи (15.5) до (15.4), а також до (15.1), отримаємо разом з (15.2) систему параметричних рівнянь траєкторії довільної точки леза ножа

$$\begin{cases} x_N = r \cdot \rho \cdot \cos(2\pi \cdot n_C \cdot t) / R \\ y_N = v_M \cdot t \end{cases} \quad (15.6)$$

Користуючись нею, побудуємо траєкторії двох крайніх точок (внутрішньої і зовнішньої) леза ножа за час одного оберту кривошипа. При $0 \leq t \leq 1/(2 \cdot n_C)$

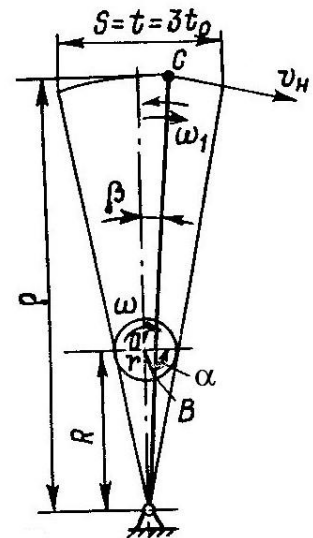


Рис. 15.2. Схема різального апарата стригальної машинки

побудувати траєкторію руху лівого леза ножа АВ, а при $1/(2 \cdot n_C) \leq t \leq 1/n_C$ – траєкторію руху правого леза CD, розбивши кожну частину кривої на 10 відрізків, на міліметровому папері у масштабі 5:1. Для зручності побудови записати результати розрахунків до табл. 15.2.

$$x_{NA} = r \cdot \rho_1 \cdot \cos(2\pi \cdot n_C \cdot t) / R,$$

$$y_{NA} = v_M \cdot t,$$

$$x_{NB} = x_{NA} + b / 2,$$

де b – ширина основи ножа, $b=0,0048$ м

$$y_{NB} = y_{NA} + h_L,$$

де h_L – висота ріжучої частини ножа, $h_L=0,0152$ м

$$x_{NC} = r \cdot \rho_1 \cdot \cos(2\pi \cdot n_C(t + 1/(2n_C))) / R + b$$

$$y_{NC} = h_N + v_M \cdot t$$

$$x_{ND} = x_{NC} - b / 2$$

$$y_{ND} = y_{NC} + h_L$$

Таблиця 15.1

Вихідні дані для розрахунків різального апарата стригальної машинки

№ варіанту	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$n_c, об/с$	28								33			
$v_M, м/с$	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,5	0,55	0,6	0,65
№ варіанту	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
$n_c, об/с$	33					38						
$v_M, м/с$	0,7	0,75	0,8	0,85	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85
№ варіанту	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36
$n_c, об/с$	43								48			
$v_M, м/с$	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,5	0,55	0,6	0,65

Зміст звіту

1. Схема різального апарата стригальної машинки (рис. 15.1).
2. Опис методики та розрахунок подачі h_N .
3. Координати траєкторій руху лез ножа (таблиця 15.2).
4. Траєкторії руху лівого леза ножа АВ і правого леза CD. Аналіз траєкторій з висновком, чи буде пропуск вовни, або її подвійний переріз.

Таблиця 15.2

Параметри траєкторії	№№ точок									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
t										
x_{NA}										
y_{NA}										
x_{NB}										
y_{NB}										
t										
x_{NC}										
y_{NC}										
x_{ND}										
y_{ND}										

Διχαλιωμένη οδός εοιδ³ δόδο έαζ ίαα ñòèääëúíζ àòèíèè

$$t_0 := 6.4 \cdot 10^{-3} \quad b := 0.0048 \quad h_u := 0.0152$$

$$S := 3 \cdot t_0 \quad S = 0.019 \quad S := t$$

$$r := 0.0038 \quad p := 0.0723 \quad R := 0.031$$

$$n_c := 33$$

$$v_m := 0.85$$

$$h_n := \frac{v_m}{2 \cdot n_c} \quad h_n = 0.013$$

$$m := 0..10$$

$$X_{na_m} := r \cdot p \cdot \frac{\cos\left(\pi \cdot \frac{m}{10}\right)}{R}$$

$$Y_{na_m} := v_m \cdot \frac{m}{20 \cdot n_c}$$

$$X_{nb_m} := X_{na_m} + \frac{b}{2}$$

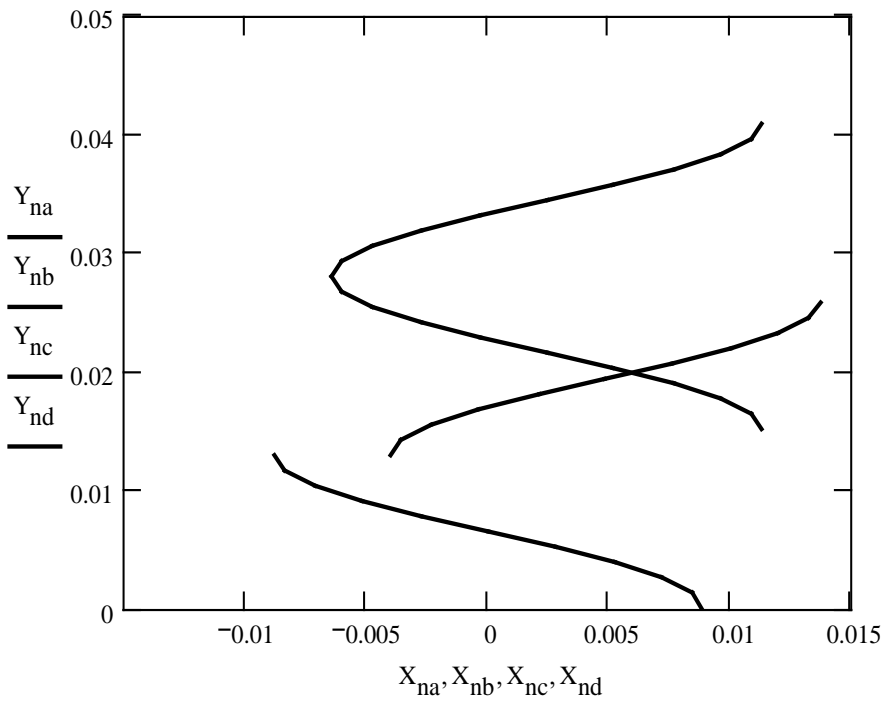
$$Y_{nb_m} := Y_{na_m} + h_u$$

$$X_{nc_m} := \frac{r}{R} \cdot p \cdot \cos\left(\pi + \pi \cdot \frac{m}{10}\right)$$

$$Y_{nc_m} := h_n + v_m \cdot \frac{m}{20 \cdot n_c}$$

$$X_{nd_m} := X_{nc_m} - \frac{b}{2}$$

$$Y_{nd_m} := Y_{nc_m} + h_u$$



ЛІТЕРАТУРА

1. Машини та обладнання для тваринництва : Підручник / І.І. Ревенко, М.В. Брагінець, В.І. Ребенко. Київ: Кондор, 2009. 731с.
2. Теорія та розрахунок машин для тваринництва / Б.П. Шабельник, М.М. Троянов, І.Г. Бойко та ін.; За ред. І.Г. Бойка. Харків: ХДТУСГ, 2002. 216 с.
3. Машини та обладнання для тваринництва / О.А. Науменко, І.Г. Бойко, О.В. Нанка та ін. (за редакцією І.Г. Бойко). – Харків, ХНТУСГ, 2006. – 225 с.
4. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т. 2 (Ч. 1). Машини для заготівлі кормів. Харків : Око, 2003. 360 с.
5. Машини та обладнання для тваринництва : Підручник / І.І. Ревенко, М.В. Брагінець, В.С. Хмельовський та ін. Київ : ЦП «Компринт», 2018. 567 с.
6. Машини для тваринництва та птахівництва: Посібник / За ред. Кравчука В.І., Мельника Ю.Ф. – Дослідницьке: УкрНЖПВТ ім. Л.Погорілого, 2009. – 207 с.
7. Шабельник Б. П. та ін. Теорія та розрахунок машин для тваринництва. – Харків: ХДТУСГ, 2002
8. Проектування технологій і технічних засобів для тваринництва. / За ред. Скорика О.П., Полупанова В.М. – Харків: ХНТУСГ, 2009.- 429с.
9. Машинне доїння корів і первинна обробка молока /А.І. Фененко, С.П. Москаленко, В.Д. Роговий, К.Ф. Слободяник; За ред. А.І. Фененка. - К.: Урожай, 1990.-216 с.

Студентові про кредитно-модульну систему навчання та курс «Теорія, конструкція і розрахунок машин для тваринництва» в розрізі КМС

Задля впровадження наведеної моделі стандартизованого додатка до диплома у вищій школі України впроваджена **кредит но-модульна сист ема** (КМС) організації навчального процесу та система об'єктивного педагогічного контролю знань.

Підставами для впровадження кредитно-модульної системи організації навчального процесу в Україні є:

- інтеграція до Європейського простору вищої освіти;
- входження до Болонського процесу;
- вступ до Світової організації торгівлі;
- реалізація дистанційної форми вищої освіти.

Метою впровадження модульно-кредитної системи у вищій школі України є:

- досягнення відповідності стандартам європейської системи освіти, яка виходить із знань, умінь та навичок, що є надбанням випускника;
- затребування українських освітянських кваліфікацій європейським ринком праці;
- затвердження загальноприйнятої та порівнянної системи освітньо-кваліфікаційних ступенів;
- впровадження стандартизованого додатка до диплома, модель якого розроблена Європейською Комісією, Радою Європи та UNESCO/CEPES і який містить детальну інформацію про результати навчання випускника;
- стимулювання викладачів і студентів вищих навчальних закладів до вдосконалення системи об'єктивної оцінки якості знань;
- забезпечення «прозорості» системи вищої освіти та академічного і професійного визнання кваліфікацій (дипломів, ступенів, посвідчень та ін).

Основними формами організації навчального процесу в умовах КМС є: лекційні, практичні, семінарські, лабораторні та індивідуальні заняття, усі види практик та консультацій, виконання самостійних завдань студентів та інші форми і види навчальної і науково-дослідної діяльності студентів.

Лекція (ЛК) – основна форма проведення навчальних занять у вищому навчальному закладі, призначених для засвоєння теоретичного матеріалу. Як правило, вона є елементом курсу лекцій, який охоплює основний теоретичний матеріал окремо або кількох тем навчальної дисципліни. Тематика курсу лекцій визначається робочою навчальною програмою.

Лаборат орне занят т я (ЛР) – форма навчального заняття, при якому студент під керівництвом викладача особисто проводить експерименти чи досліди з метою практичного підтвердження окремих теоретичних положень даної

навчальної дисципліни, набуває практичних навичок роботи з лабораторним устаткуванням, обладнанням, обчислювальною технікою та ін.

Практичне заняття (ПЗ) – форма навчального заняття, при якій викладач організує детальний розгляд студентами окремих теоретичних положень навчальної дисципліни та формує вміння і навички їх практичного застосування шляхом індивідуального виконання студентом відповідно сформульованих завдань.

Практичні заняття проводяться в аудиторіях або навчальних лабораторіях, оснащених необхідними технічними засобами навчання та обчислювальною технікою.

Семінарське заняття (СЗ) – форма навчального заняття, при якій викладач організує дискусію навколо попередньо вивчених тем, до яких студенти готують тези виступів на підставі індивідуально виконаних завдань.

Консультація – форма навчального заняття, при якій студент отримує відповіді від викладача на конкретні запитання або пояснення певних теоретичних положень чи аспектів їх практичного застосування.

В умовах КМС особливої ваги набуває індивідуальна та самостійна робота студентів, технологія проведення якої має бути детально розкрита в робочій навчальній програмі. Індивідуальна та самостійна робота повинна мати конкретні змістові характеристики, контролюватися, перевірятися та оцінюватися.

Вона передбачає:

Індивідуальна робота (ІР)

- ✓ виконання індивідуальних завдань (презентація тощо);
- ✓ робота в лабораторіях, кабінетах;
- ✓ індивідуальні заняття зі студентами з метою підвищення рівня їх підготовки.

Самостійна робота (СРС)

- ✓ самостійне опрацювання тем чи окремих питань, винесених на самостійне вивчення;
- ✓ виконання розрахункових робіт;
- ✓ написання рефератів, курсових робіт;
- ✓ підготовка виступів, доповідей, проведення досліджень;
- ✓ розробка проектів тощо.

Навчальна дисципліна являє собою сукупність модулів, кожний з яких охоплює одну одиницю навчального матеріалу і завершується контролем.

Форми модульних конт ролів:

- ✓ тести;
- ✓ письмові завдання;
- ✓ контрольні роботи;
- ✓ співбесіда;
- ✓ захист курсової роботи

Контрольні заходи

Поточний контроль – поточне оцінювання рівня засвоєння навчального матеріалу під час проведення аудиторного заняття: лекції, лабораторної роботи, практичного заняття, семінару тощо.

Модульний контроль – оцінювання рівня засвоєння матеріалу залікового модуля. Здійснюється як окремий контрольний захід з урахуванням результатів поточного контролю.

Семестровий контроль – комплексне оцінювання якості засвоєння навчального матеріалу дисципліни у вигляді диференційованого заліку на підставі результатів всіх модульних контролів, що передбачені навчальним планом за семестр.

Підсумковий контроль – комплексне оцінювання якості засвоєння навчального матеріалу дисципліни у вигляді диференційованого заліку на підставі результатів всіх модульних контролів, що передбачені навчальним планом за весь термін викладання.

Шкала оцінювання ECTS

FX- означає: “Незадовільно” – необхідно виконати певну додаткову роботу для успішного складання.

F – означає: “Незадовільно” – необхідна значна подальша робота . Державна атестація студентів проводиться відповідно до чинної законодавчої бази.

За шкалою ECTS	За національною шкалою	За шкалою навчального закладу
A	5 (відмінно)	90-100
BC	4 (добре)	74-89
DE	3 (задовільно)	60-73
FX	2 (незадовільно) із можливістю повторного складання	35-59
F	2 (незадовільно) з обов'язковим повторним курсом	1-34

Мета викладання дисципліни.

Навчити студентів формувати проектні та конструкторські задачі у відповідності з технічним завданням, аналізувати існуючі конструкції сільськогосподарських машин і робочих органів, розробляти алгоритми їх проектування.

Задачі вивчення дисципліни.

Використовувати отримані знання для розв'язку таких практичних задач:

аналіз умов роботи машини, яка проектується;

доцільність проектування спеціальних, універсальних та комбінованих машин;

моделювання робочих процесів, які виконуються робочими органами з урахуванням технологічних властивостей матеріалів, які переробляються;

вибір технічного рішення робочого органа.

У результаті вивчення дисципліни **студенти повинні знати:** теоретичні основи проектування та розрахунків сучасних сільськогосподарських машин, правила побудови функціональної та конструктивної схеми, основи вибору і обґрунтування раціональних та оптимальних параметрів робочих органів для забезпечення ефективного і безпечного функціонування машини відповідно технічному завданню з найкращими техніко-економічними показниками, методи визначення потужності привода робочих органів машин і забезпечення міцності та надійності роботи елементів їх конструкцій.

Студенти повинні вміти:

- виконувати проектно-конструкторські та розрахункові роботи як при створенні нових, так і при вдосконаленні існуючих вузлів, механізмів та агрегатів сільськогосподарських машин;
- визначати діючі під час роботи агрегату чи машини зусилля та на їх основі виконувати розрахунки на міцність, які б гарантували надійність їх роботи;
- на основі техніко-економічного аналізу різних варіантів технічних рішень обґрунтовано вибирати найбільш ефективні з них для реалізації в конструкцію машини що розробляється.

У дев'ятому навчальному семестрі дисципліна «Теорія конструкція і розрахунок машин для тваринництва» складається з двох модулів – «Модуль №1» і «Модуль №2». Загальний зміст дисципліни «Теорія конструкція і розрахунок машин для тваринництва» наведено нижче.

№№ теми	Назва теми та її зміст
	<i>Модуль №1</i>
1.1	Класифікація машин для тваринництва.
1.2	<p>Машини для подрібнення кормів. Способи подрібнення. Оцінка якості подрібнення. Ступінь подрібнення. Способи різання. Види різання. Практичне визначення якості подрібнення. Основний закон подрібнення. Визначення геометричних та кінематичних параметрів барабанного подрібнювача. Молоткові дробарки: класифікація, агротехнічні вимоги, види роторів, види молотків, їх розташування та визначення параметрів.</p>
1.3	<p>Дозатори кормів. Класифікація дозаторів. Оцінка точності дозування. Розрахунок продуктивності шнекового дозатора. Будова та розрахунок барабанного дозатора. Будова та розрахунок тарілчастого (дискового) дозатора.</p>
1.4	<p>Змішувачі кормів. Змішування. Оцінка однорідності суміші. Класифікація змішувачів. Розрахунок продуктивності шнекового змішувача. Продуктивність змішувача порційної дії. Розрахунок лопатевого змішувача.</p>
1.5	<p>Машини для ущільнення кормів Суть ущільнення та пресування кормів. Види пресованих кормів. Математична модель процесу пресування. Класифікація машин для ущільнення кормів. Розрахунок вальцевого преса з кільцевою матрицею.</p>
	<i>Модуль №2</i>
2.1	<p>Засоби зберігання, навантаження та роздавання кормів. Способи зберігання кормів. Вибір споруд для зберігання кормів. Завантаження та вивантаження кормів зі сховищ. Класифікація роздавачів кормів. Розрахунок мобільного бункерного кормороздавача. Розрахунок лінії роздачі кормів зі стрічковими кормороздавачами.</p>
2.2	<p>Засоби водопостачання. Розрахунок системи водопостачання ферми. Вибір місткості резервуара для зберігання запасу води.</p>
2.3	<p>Системи вентиляції тваринницьких ферм. Розрахунок системи вентиляції тваринницької ферми.</p>

	Розрахунок природної системи вентиляції.
2.4	Системи та машини для видалення та утилізації гною. Класифікація машин для видалення гною. Розрахунок самопливної системи видалення гною. Розрахунок механічної системи видалення гною. Зберігання гною. Утилізація гною.
2.5	Доїльні машини. Зоотехнічні вимоги до доїльних машин. Розрахунок доїльної установки. Продуктивність пневматичної частини доїльної установки. Розрахунок вакуум-регулятора з вантажним клапаном.
2.6	Машини для первинної обробки молока. Способи первинної обробки молока. Режими пастеризації. Пастеризатори. Розрахунок пластинчастого пастеризатора. Класифікація молочних сепараторів. Розрахунок сепаратора-очищувача.
2.7	Машини для стрижки овець та первинної обробки вовни. Розрахунок приводу стригальної машини.
2.8	Обладнання для механізації птахоферм. Технологічний розрахунок лінії для сортування і пакування яєць.

Розподіл навчального часу по семестрах і модулях

№ модуля	ЛК (год.)	ПЗ (год.)	СРС (год.)	Форма семестрового контролю
Модуль 1	36	36	36	Іспит
Модуль 2	36	36	36	

Розподіл балів оцінювання знань студентів за видами робіт

Розподіл балів оцінювання знань студентів під час проведення аудиторної роботи здійснюється за наступною шкалою:

Захист практичних робіт:

1 – «задовільно», 2 – «добре», 3 – «відмінно».

Самостійна робота:

1 – «володіє питанням»; 2 – «добре володіє питанням».

При виконанні і захисті лабораторних та практичних робіт після встановленого терміну, одержані бали перераховуються з коефіцієнтом: для лабораторної або практичної роботи – 0,7; для самостійної роботи студента – 0,3.

Встановленим терміном захисту лабораторних та практичних робіт вважається період між днем виконання роботи в аудиторії та часом виконання

наступної роботи.

Розподіл максимальної кількості балів оцінювання знань студентів за видами робіт

Модуль	Кількість балів за видами робіт						Кількість балів за модуль	Сума балів за семестр
	ЛК	ПЗ	ЛР	ІР	СРС	Модульний контроль		
1	–	15	–	–	9	20	44	100
2	–	30	–	–	6	20	56	

Приміт ка.

Максимальну кількість балів студент може одержати у випадку відвідування всіх лекцій, практичних та лабораторних занять, виконання і захисту самостійних робіт у встановлений термін та проходження модульного контролю.

ЗМІСТ

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 1. Розрахунок шнекової коренемийки	3
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №2. Розрахунок барабанного подрібнювального апарата	8
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 3. Розрахунок витрат пари і палива на гідробаротермічну обробку соломи	12
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 4. Визначення типорозміру та потреби сушильних агрегатів для приготування трав'яного борошна	17
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №5. Розрахунок конструктивних параметрів і режимів роботи тарілчастих мікродозаторів	22
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 6. Розрахунок стаціонарного стрічкового кормороздавача	26
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 7. Дослідження системи роздачі кормів мобільними кормороздавачами	31
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №8. Технологічний розрахунок конструктивних параметрів і режимів роботи бункерних кормороздавачів	35
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 9. Методика проектування потокової технологічної лінії добування води та водозабезпечення на тваринницьких фермах	38
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №10. Розрахунок ланцюгово-скребкового транспортера для видалення гною	44
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №11. Технологічний розрахунок потокової лінії видалення рідкого гною	48
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №12. Розрахунок ротаційного лопатевого вакуумного насоса	50
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №13. Розрахунок сепаратора-молокоочисника	53
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №14. Розрахунок пластинчастого пастеризатора молока	56
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №15. Кінематичний аналіз різального апарата стригальної машинки	60

ТЕОРІЯ, КОНСТРУКЦІЯ ТА РОЗРАХУНОК МАШИН ДЛЯ ТВАРИННИЦТВА

Методичні вказівки до виконання практичних робіт
для студентів напрямів
“Машинобудування” та “Процеси, машини та обладнання
агропромислового виробництва”

Укладачі: К.Д. Матвеев
В.В. Амосов

Тиражування на різнографі: Ю. М. Рубан

Здано до тиражування . Підписано до друку
Формат 60x84 1/16. Папір газетний. Гарнітура Times. Ум. друк. арк. .
Тираж 75 прим. Зам. № /2009.
© РВЛ КНТУ, м. Кіровоград, просп. Університетський, 8.
Тел. 390-541, 390-551