



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Проектирование и технический сервис ТТС»

Практикум
по дисциплине

**«Математическое
моделирование
сельскохозяйственных
процессов»**

Авторы

Игнатенко И.В.

Ростов-на-Дону, 2017

Аннотация

Практикум представляет практический материал, необходимый студентам для получения компетенций «Уметь». Приведены задачи и тестовые примеры для компьютерного моделирования расчётов конструктивно-технологических параметров в среде «EXCEL» и решения дифференциальных уравнений в среде в среде Simulink MatLab. Приведены типовые задачи. Дан список необходимой литературы.

Книга рекомендована в качестве учебного пособия для студентов вузов дневного и заочного отделений направления 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства» при изучении дисциплины «Математическое моделирование сельскохозяйственных процессов».

Авторы

Д.т.н., профессор кафедры «Проектирование и технический сервис ТТС»
Игнатенко И.В.



Оглавление

Часть 1. Задачи для компьютерного моделирования расчётов в среде «EXCEL» [1]	4
Задача 1	4
Задача №2	5
Задача №4	9
Задача №5	10
Задача №6	11
Задача №7	12
Задача №8	13
Задача 9	15
Часть 2. Тестовые примеры решения задач в среде «EXCEL» [2].	18
1. Режущие аппараты	18
3.2. Питающий шнек пресс-подборщика	39
5. Зерноуборочные машины	42
5.1. Мотовило	42
5.2 Молотильный аппарат.....	43
Задача 5.3. Клавишный соломотряс.....	50
Часть 3. Решение задач в среде Simulink MatLab	61
3.1. Общая характеристика пакета SimuLink Matlab [3]..	61
Задача № 1	63
3.Математическая модель ЦБО.	64
Задача 2	66
Задача №3	70
Задача 4	70
Литература.....	75

ЧАСТЬ 1. ЗАДАЧИ ДЛЯ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ РАСЧЁТОВ В СРЕДЕ «EXCEL» [1]

Задача 1

Определить, на проектной стадии число корпусов n и ширину B захвата прицепного плуга к колесному трактору с заданными техническими характеристиками, для основной обработки (вспашки) поля.

Исходные данные: удельная металлоемкость плуга $d_m=350$ кг/м; ширина захвата одного корпуса $b = 30$ см; коэффициент сцепления колес трактора по полю $f = 0,1$; коэффициент сцепления колес трактора $v = 0,8$; коэффициент использования тягового усилия трактора $t = 0,9$. Другие исходные данные для расчета приведены в табл.1,

Таблица Дополнительные исходные данные к задаче №1

№ вар нан та	Технические характеристики трактора			Угол наклона поля α , град.	Удельное сопротивление почвы k , кПа	Глубина вспашки a , см
	вес трактора, G_m , кг	Колесная база, L , м	Расстояние ЦМ, A , м			
1	3200	3,1	1,4	5	20	70
2	3200	3,1	1,4	8	25	25
3	3200	3,1	1,4	0	20	20
4	3200	3,1	1,4	3	30	25
5	3200	3,1	1,4	2	20	20
6	3800	3,5	1,5	5	20	25
7	3800	3,5	1,5	8	20	20
8	3800	3,5	1,5	0	40	25
9	3800	3,5	1,5	3	30	20
10	3800	3,5	1,5	5	25	25
11	4300	3,7	1,6	4	40	20
12	4300	3,7	1,6	2	35	25
13	4300	3,7	1,6	3	30	20
14	4300	3,7	1,6	2	40	25
15	4300	3,7	1,6	5	30	20
16	5030	3,9	1,7	4	60	20
17	5030	3,9	1,7	5	65	25
18	5030	3,9	1,7	3	40	20
19	5030	3,9	1,7	2	35	20
20	5030	3,9	1,7	5	50	25
21	6600	4,2	1,8	4	40	20
22	6600	4,2	1,8	5	30	25
23	6600	4,2	1,8	3	40	20
24	6600	4,2	1,8	2	30	25
25	6600	4,2	1,8	5	30	20

Математическое описание процесса к задаче 1

Движущая сила трактора : на стадии проектирования примем равной силе F сцепления ведущих колес трактора с почвой [1].

$$F = G_k * \varphi * \cos \alpha$$

Где G_k - нагрузка на ведущие колёса трактора; φ - коэффициент сцепления колес траектории с почвой; α - угол наклона поля к горизонту.

$$G_k = G_t (L - A) / L \quad (2)$$

При равномерном, прямолинейном движении агрегата (трактор и плуг) сила тяги трактора на $\rho_{кр}$ будет равна суммарному сопротивлению ρ_p от перемещения плуга, выполняющего операцию вспашки поля

$$\rho_p = F - G_t (f_m + \sin \alpha) \quad (3)$$

$$\rho_p = n(k * a * b) + G_n \sin \alpha \quad (4)$$

где n - число корпусов плуга; a и b - глубина и ширина вспашки почвы одним корпусом плуга; G_n - вес плуга. На стадии проектирования можно принять [2]

$$G_n = q_n V = q_n b n \quad (5)$$

Число n корпусов плуга и его ширину захват b определим из условия

$$\eta \rho_{кр} \geq \rho_p \quad (6)$$

$$[F \eta - G_t (f_m + \sin \alpha)] = n (k a b + q_n b \sin \alpha)$$

$$n \leq (\rho_{кр} * \eta) / b (k a + q_n \sin \alpha) = G_t [\eta (1 - A/L) \varphi \cos \alpha - (f_m + \sin \alpha)] / b (k a + q_n \sin \alpha) \quad (7)$$

принимая n - целое число $V = n b$

Задача №2

Оценить на стадии проектирования изменение тягового сопротивление n -корпусного прицепного плуга общего назначения от изменения его средней скорости при пахоте на горизонтальном поле.

Исходные данные: ширина захвата одного корпуса плуга $b = 1,30$ м; коэффициент сопротивления передвижению плуга в борозде $f = 0,5$; средняя величина коэффициента, зависящая от формы рабочей поверхности отвала и свойств почвы $\varepsilon = 150$ кг-с²/м⁴ Дополнительные исходные данные для расчета приведены в табл.2.

Таблица 2

Дополнительные исходные данные к задаче. №2

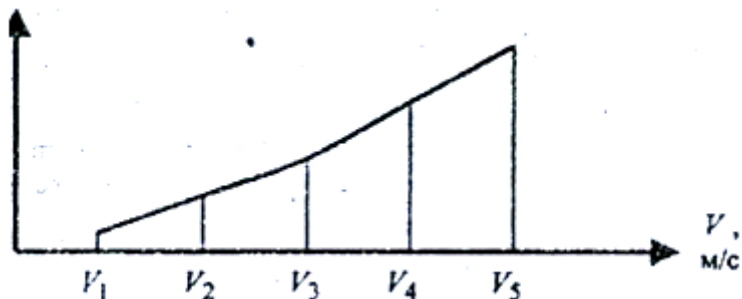
№ варианта	Характеристика плуга		Глубина вспашки, а, см	Удельное сопротивление почвы, к, Па	Средняя рабочая скорость плуга, V, м/с
	вес плуга, G, кг	Число корпусов, n, шт.			
1	320	3	25	2,0*10 ⁴	1,2 - 1,7
2	320	3	20	2,2*10 ⁴	1 - 1,6
3	320	3	28	2,4*10 ⁴	1,4 - 1,8
4	320	3	22	2,6*10 ⁴	1,1-1,7
5	350	3	30	2,8*10 ⁴	1 - 1,8
6	420	4	25	3,0*10 ⁴	1,2 - 1,7
7	420	4	20	3,2*10 ⁴	1 - 1,6
8	420	4	23	3,4*10 ⁴	1,4 - 1,8
9	420	4	22	3,6*10 ⁴	1,1 - 1,7
10	420	4	30	3,8*10 ⁴	1 - 1,8
11	650	6	25	2,4*10 ⁴	1,2 - 1,7
12	650	6	20	2,6*10 ⁴	1 - 1,6
13	650	6	28	2,8*10 ⁴	1,4-1,8
14	650	6	22	3,0*10 ⁴	1,1 - 1,7
15	650	6	30	3,2*10 ⁴	1 - 1,8
16	210	2	25	3,6*10 ⁴	1,2 - 1,7
17	210	2	20	3,8*10 ⁴	1 - 1,6
18	210	2	28	4,0*10 ⁴	1,4 - 1,8
19	210	2	22	4,2*10 ⁴	1,1 - 1,7
20	210	2	30	4,4*10 ⁴	1 - 1,8
21	820	8	25	2,2*10 ⁴	1,2 - 1,7
22	820	8	20	2,4*10 ⁴	1 - 1,6
23	820	8	28	2,6*10 ⁴	1,4-1,8
24	820	8	22	2,8*10 ⁴	1,1 - 1,7
25	820	8	30	3,0*10 ⁴	1 - 1,8

Математическое описание процесса к задаче 2

Расчёт изменения тягового сопротивления ρ корпусного плуга от изменения его средней скорости V при пахоте используем формулу В.П. Горячкина [2].

$$\rho = fG + kab + \epsilon abV^2, \text{ где } B = nb$$

Задаваться пятью величинами средней скорости V в пределах её заданного интервала для соответствующего варианта задачи, просчитать $\rho(i = 1.2 \dots 1.5)$ и построить зависимость вида



Рассчитать параметры (длина, ширина) полевой доски корпуса плуга с шириной захвата $b = 35\text{ см}$ для его работы на различных почвах, средняя величина коэффициента, зависящего от формы рабочей поверхности отвала и свойств почвы $\epsilon = 150 \text{ кг}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$; усредненный угол трения

почвы о поверхность корпуса плуга $\varphi = 26^\circ$; угол установки полевой

доски к полевому обреза $\Delta_2 = 2^\circ$; максимальная величина деформации почвы полевого обреза $h = 8\text{ мм}$. Другие исходные данные для расчета приведены в табл.3.

Таблица 3

Дополнительные исходные данные к задаче №3

№ варианта	Угол установки лемеха к полевому обрезу, Θ_0°	Глубина вспашки, а см.	Средняя рабочая скорость плуга, V м/с	Удельное сопротивление почвы k . Па	Объёмный коэффициент смятия q_0 н/м ³
1	40	25	1,2	$2 \cdot 10^4$	$1,5 \cdot 10^7$
2	41	25	1,3	$2,2 \cdot 10^4$	$1,4 \cdot 10^7$
3	42	25	1,4	$2,4 \cdot 10^4$	$1,3 \cdot 10^7$
4	43	25	1,5	$2,6 \cdot 10^4$	$1,2 \cdot 10^7$
5	44	25	1,6	$2,8 \cdot 10^4$	$1,1 \cdot 10^7$
6	45	26	1,2	$3 \cdot 10^4$	$1,5 \cdot 10^7$
7	40	26	1,3	$3,2 \cdot 10^4$	$1,4 \cdot 10^7$
8	41	26	1,4	$3,4 \cdot 10^4$	$1,3 \cdot 10^7$
9	42	25	1,5	$3,6 \cdot 10^4$	$1,2 \cdot 10^7$
10	43	26	1,6	$3,8 \cdot 10^4$	$1,1 \cdot 10^7$
11	44	27	1,2	$2,4 \cdot 10^4$	$1,5 \cdot 10^7$
12	45	27	1,3	$2,6 \cdot 10^4$	$1,4 \cdot 10^7$
13	40	27	1,4	$2,8 \cdot 10^4$	$1,3 \cdot 10^7$
14	41	27	1,5	$3 \cdot 10^4$	$1,2 \cdot 10^7$
15	42	27	1,6	$3,2 \cdot 10^4$	$1,1 \cdot 10^7$
16	43	28	1,2	$2 \cdot 10^4$	$1,2 \cdot 10^7$
17	44	26	1,3	$2,4 \cdot 10^4$	$1,3 \cdot 10^7$
18	45	28	1,1	$2,8 \cdot 10^4$	$1,4 \cdot 10^7$
19	40	28	1,5	$3,2 \cdot 10^4$	$1,5 \cdot 10^7$
20	41	28	1,6	$2 \cdot 10^4$	$1,2 \cdot 10^7$
21	42	25	1,2	$2,2 \cdot 10^4$	$1,3 \cdot 10^7$
22	43	25	1,3	$2,4 \cdot 10^4$	$1,4 \cdot 10^7$
23	44	25	1,4	$2,6 \cdot 10^4$	$1,5 \cdot 10^7$
24	45	25	1,5	$2,8 \cdot 10^4$	$1,4 \cdot 10^7$
25	40	25	1,6	$3 \cdot 10^4$	$1,3 \cdot 10^7$

Математическое описание процесса к задаче №3

 Длина l полевой доски определяется [2] из условия

$$l = bc \sin \varphi / 2 \sin \Theta_0 \cos(\varphi + \Theta_0) \quad (1)$$

Ширина n полевой доски определяется [2] из условия допустимого давления заднего конца полевой доски на стенку борозды

$$n = R^1 \cos(\varphi + \Theta_0) 2 \sin \Delta_2 / q_0 h^2 \quad (2)$$

где R^1 - величина силы, действующей на корпус плуга.

$$R^1 = R_1 / \sin(\varphi + \Theta_0) \quad (3)$$

здесь R^1 полезная сила, необходимая для совершения технологического процесса вспашки.

Из формулы В.П. Горячкина [2]

$$R^1 = kab + \varepsilon abV^2 \quad (4)$$

Задача №4

Рассчитать параметры сферического диска с вырезами ($n=8$) для дискового луцильника и найти расстояние b между смежными сферическими дисками в батареях на луцильнике, обеспечивающем высоту C гребней на обработанном поле $C < 0,5 \cdot a$ (a - глубина лущения поля), $a = 8$ см. Исходные данные для расчета приведены в табл.4

Таблица 4

Дополнительные исходные данные к задаче №4

№ вар	Задаваемые параметры			Кoeffициент, $K_{бэгр.}$	Угол атаки диска, α , град.
	Угол заострения, i , град.	Задний угол резания, ε , град	Ширина зуба лезвие b выреза.		
1	10	3	10	5	30
2	12	4	12	5,1	31
3	14	5	14	5,2	32
4	16	2	16	5,3	33
5	16	4	18	5,4	34
6	20	5	20	5,5	35
7	10	4	22	5,6	30
8	12	4	24	5,7	31
9	14	5	26	5,8	32
10	16	3	28	5,9	33
11	18	4	30	6	34
12	20	3	10	5,2	35
13	10	3	12	5,4	36
14	12	4	14	5,6	32
15	14	5	16	5,8	33
16	16	3	18	5,9	34
17	18	4	20	6	35
18	20	4	22	5,4	36
19	10	5	24	5,5	30
20	12	4	26	5,6	32
21	14	5	28	5,7	34
22	16	3	30	5,8	36
23	18	4	18	5,9	32
24	20	5	20	6	33
25	10	3	22	5,5	35

Математическое описание процесса к задаче 4

Диаметр D диска [2]

$$D = ka \quad (1)$$

Радиус кривизны диска

$$R = D/2 \sin \varphi \quad (2)$$

где $\varphi = \alpha - i - \epsilon$

Толщина δ (мм) сферических дисков

$$\delta = 0,0080D \quad (3)$$

для тяжелых почв $\delta = 0,008D + 1$

Параметры вырезов : ширина вырезов

$$E = 3B / 2 \quad (4)$$

$$\text{высота вырезов } C = D/n \quad (5)$$

Расстояние b между дисками вдоль оси их установки

$$b = 2\sqrt{C(D-C)} \operatorname{tg} \alpha \quad (6)$$

Задача №5

Рассчитать и привести принципиальную схему расстановки заданного количества лап культиватора для сплошной обработки почвы, определить ширину захвата культиватора. Ширина захвата одной лапы $B = 330$ мм, крепление лап к раме на жестких стойках, угол подъема груди стойки $\alpha = 16^\circ$; угол трения корня сорняка о лезвие лапы $\varphi = 45^\circ$; угол трения почвы о металл $\varphi^1 = 260$; угол внутреннего трения почвы $\varphi^2 = 30^\circ$; максимальна глубина обработки почвы $a = 16$ см.

Исходные данные приведены в табл.5, где n - количество лап ; δ - возможный угол отклонения от прямолинейности при движении культиватора.

Таблица 5

Дополнительные исходные данные к задаче №5

№ варианта	п, шт.	δ, град.	№ вар.	п, шт.	δ, град.
1	7	5	14	9	7
2	9	6	15	11	8
3	11	7	16	13	9
4	13	8	17	15	5
5	15	9	18	17	6
6	17	10	19	7	7
7	7	5	20	9	8
8	9	6	21	11	5
9	11	7	22	13	6
10	13	8	23	15	7
11	15	9	24	17	8
12	17	5	25	7	9
13	7	6			

Математическое описание процесса к задаче №5

Принципиальная схема двухрядной расстановки культиваторных лап на жестких стойках [2].

Число культиваторных лап в рядах:

$$n = n_1 + n_2; n_2 = n_1 - 1; n_1 = (n + 1)/2 \quad (1)$$

$$L = b / \operatorname{tg} [90^\circ - (\gamma + \varphi)] \quad (2)$$

где 2γ – угол раствора лезвия лапы

$$\gamma \leq 90^\circ - (2\varphi - \varphi_1); \quad (3)$$

$$C = L \operatorname{tg} \delta; l = b - 2c; k = 2b/2 + l = 2b - 2c;$$

$$V = (n_1 - 1)k + 2b/2 = (n_1 - 1)(2b - 2c) + b \quad (4)$$

Задача №6

Рассчитать необходимую рабочую длину L_k катушки катушечного высевающего аппарата с заданными геометрическими параметрами и заданными нормами высева для рядкового посева с заданным междурядьем a пшеницы Q_n и ячменя Q_n . Параметры катушки: диаметр наружный $d = 49,5$ мм; диаметр по дну желобков $d_1 = 44,5$ мм; количество желобков $z = 12$; радиус желобков $r = 5,8$ мм; ширина наружной перемычки между желобками $C = 1,2$ мм. Диаметр ходового колеса сеялки $d_k = 1.15$ м. Средняя объемная плотность семян: пшеницы $\rho_n = 760$ кг/м³; ячменя $\rho_n = 650$ кг/м³.

Таблица 6

Дополнительные насадные данные к задаче 6

№ варианта	Q _п , кг/га	Q _я , кг/га	a, мм	№ варианта	Q _п , кг/га	Q _я , кг/га	a, мм
1	80	100	120	14	210	230	150
2	90	110	125	15	220	120	125
3	100	120	130	16	230	130	130
4	110	130	135	17	100	140	135
5	120	140	140	18	110	150	140
6	130	150	145	19	120	160	145
7	140	160	150	20	130	170	150
8	150	170	120	21	140	180	120
9	160	180	125	22	150	190	125
10	170	190	130	23	160	200	130
11	180	200	135	24	170	210	135
12	190	210	140	25	180	220	150
13	200	220	145				

Математическое описание процесса К задаче № 6

 Рабочая длина L_k катушки катушечного высеивающего аппарата с заданием геометрическими параметрами [2]

$$L_k = Q_{анд} / i \cdot 1.7F_{ж} \quad (1)$$

 где i - передаточное отношение от оси ходового колеса к валу катушки высеивающего аппарата ($i = 0,428 - 0,8$); $F_{ж}$ - площадь сечения всех желобков катушки

$$F_{ж} = (f_1 + f_2)z; \quad (2)$$

$$f_1 = d^2 / 8(\pi\varphi_1 / 180 - \sin \varphi_1); \quad (3)$$

$$f_2 = r^2 / 2(\pi\varphi_2 / 180 - \sin \varphi_2); \quad (4)$$

$$\varphi_1 = 2\arcsin(b_{ж} / d); \quad (5)$$

$$\varphi_2 = 4\arctg(2h_2 / b_{ж}); \quad (6)$$

$$h_2 = h - h_1; \quad h_1 = (d - \sqrt{d^2 - b_{ж}^2}) / 2; \quad (7)$$

$$h = (d - d_1) / 2; \quad (8)$$

 Изменяя величину i , необходимо рассчитать рабочие длины катушек для различных культур, выполнив условие $L_k < a$

Задача №7

 Рассчитать необходимую глубину h тарелки с заданными основными геометрическими параметрами и с двумя лопастными сбрасывателями, частоту n её вращения, количество вносимых ею удобрений q_i (кг/с), количество z тарелок туковой разбросной сеялки с ее заданной шириной B_m и средней рабочей скоростью $V_m = 7$ км/ч для поверхностного сплошного разброса сыпучих удоб-

рений с заданной объёмной плотностью ρ_γ и углом φ трения о стальную поверхность и заданной нормой внесения удобрений Q . Заданные геометрические параметры тарелки: $D = 300\text{мм}$; $r_1 = 32\text{мм}$; $r_2 = 100\text{мм}$; $\alpha = 45^\circ$. Дополнительные исходные данные для расчёта приведены в табл. 7.

№ варианта	Q кг/га	V_m м	ρ кг/м ³	φ град	Невариа	Q кг/га	V_m м	ρ кг/м ³	φ град
1	200	4,2	0,65*103	25	14	230	2,8	0,9*103	23
2	210	2,8	0,68*103	27	15	240	4,2	1,0*103	25
3	220	4,2	0,9*103	29	16	250	2,8	1,15*103	27
4	230	2,8	1,0*103	31	17	300	4,2	0,75*103	29
5	240	4,2	1,1*103	33	18	350	2,8	0,9*103	31
6	250	2,8	0,78*103	35	19	400	4,2	1,1*103	33
7	260	4,2	0,82*103	23	20	450	2,8	1,15*103	35
8	270	2,8	0,72*103	25	21	500	4,2	1,20*103	25
9	280	4,2	0,8*103	27	22	550	2,8	1,3*103	27
10	290	2,8	0,9*103	29	23	600	4,2	1,6*103	29
11	300	4,2	0,97*103	31	24	650	2,8	1,7*103	31
12	310	2,8	0,75*103	33	25	700	4,2	1,75*103	35
13	320	4,2	0,7*103	35					

Математическое описание процесса К задаче №7

Ширина захвата V_m туковой разбросной сеялки [2,3]

$$V_m = (z - 1)t + D \rightarrow z = (V_m - D) / t + 1 ; \quad (1)$$

где $t = D + (85 \div 95)$ мм;

$$q_c^i = Q V_m V_m / z \quad [\text{кг/с}] ; \quad (2)$$

$$n \leq (1 / 2\pi) \sqrt{gtg(\alpha + \varphi) / R} ; \quad (3)$$

$$h = Q V_m V_m / (\rho_\gamma n z [\pi(r_2^2 - r_1^2) + \pi/2 (R^2 - r_2^2)]) + k, \quad (4)$$

где k – дополнительная высота тарелки, компенсирующая неравномерность её заполнения сыпучими удобрениями.

$$k = 0,01 - 0,015 \text{ м.}$$

Задача №8

Рассчитать параметры прямоугольного сечения жесткой культиваторной стойки высотой H для сгоельчатых лап шириной b с хвостиком, углом раствора лезвия лапы $2\gamma = 60^\circ$, для работы культиватора на почвах без камней с удельным сопротивлением q почвы деформации и разрушения при культивации на глубину a . Стойка изготавливается из листовой стали Ст5 ГОСТ 535-88-T1 с толщиной листа $S=16$ мм.

Таблица 8

Дополнительные исходные данные к задаче №8

№ варианта	b мм	a см	H мм	q н/м	№ варианта	b мм	a см	H мм	q н/м
1	300	6	350	900	14	350	12	350	2100
2	350	8	400	1000	15	400	14	380	2500
3	300	10	380	1500	16	300	6	400	850
4	300	12	420	2000	17	350	8	420	1150
5	350	14	400	2400	18	400	10	400	1650
6	400	6	420	850	19	300	12	380	2300
7	300	8	380	1100	20	350	14	350	2450
8	350	10	350	1300	21	400	6	400	950
9	400	12	400	1600	22	300	8	420	1250
10	300	14	380	2400	23	350	10	380	1600
11	350	6	420	1000	24	400	12	420	2350
12	400	8	400	1200	25	300	14	400	2450
13	300	10	380	1600					

Математическое описание процесса к задаче №8

1. Расчёт стойки на изгиб [2]

$$\text{Сечение } A - AM_{\text{изг}} = 2R_{\text{zx}} H \quad (1)$$

где 2 – коэффициент роста R_{zx} за счет возможных неравномерностей нагрузок на лапу (наезд на необработанную почву, камень и т.п.).

$$R_{\text{zx}} = R_x / \cos\varphi = qb / \cos\varphi \quad (2)$$

здесь $\varphi \approx 10^\circ$;

q – удельное сопротивление почвы деформации и разрушению; выбирается из таблицы

Глубина культивации, а см

Удельное сопротивление, q н/м

6

800 – 1000

8

900 – 1300

10

1100 – 1700

12

1500 – 2400

$$\sigma_{\text{изг}} = M_{\text{изг}} / W \leq [\sigma_d] \rightarrow W = M_{\text{изг}} / [\sigma_d] \quad (3)$$

$\sigma_d = (\sigma - 1)/n$ – предельное напряжение на изгиб, $n = 2.5 - 3.2$ запас прочность.

2. Расчет стойки на изгиб и кручение (A - A):

Крутящий момент

$$M_{\text{кр}} = 2Pd,$$

где $P = qb^1$

$$b^1 = 0.5b / \sin\gamma = M_{кр} = 2q \cdot 0.5b / \sin\gamma \cdot d \quad (4)$$

Изгибающий момент от P :

$$M_{иx} = 2P \sin\gamma \cdot H ; M_{иy} = 2P \cos\gamma \cdot H$$

$$M_i = \sqrt{M_{иx}^2 + M_{иy}^2} = 2PH \quad (5)$$

Приведенный момент

$$M_{пр} = \sqrt{M_i^2 + M_{кр}^2} = 2P \sqrt{H^2 + d_2} = 2q \cdot 0.5b / \sin\gamma \cdot \sqrt{H^2 + d_2} \quad (6)$$

$$\sigma = M_{кр} / W \leq [\sigma_d] \rightarrow W \geq M_{кр} / [\sigma_d] \rightarrow \text{параметры сечения стойки, (7)}$$

обеспечивающие расчетную величину момента сопротивления W .

Задача 9

Рассчитать необходимую мощность N_b из привод от ВОМ и перемещение N_k трактором полевой фрезы с горизонтальной осью вращения и шириной захвата B , содержащей k дисковых фрез с числом m Г-образных ножей ($m=4$) на каждом диске с шириной ножа $b = 63$ мм и диаметром фрезы $D = 332$ мм, частотой оборотов фрезерного барабана n при фрезеровании тяжелых почв с различным удельным сопротивлением ρ деформации и разрушению на глубине h , КПД передач фрезы $\eta = 0,9$; коэффициент перекатывания колес фрезы по полю $f = 0,17$; удельный вес фрезы на единицу ширины захвата $q_{yf} = 1200$ кг/м.

Таблица 9

№ варианта	γ , кг/м ³	ρ , н/м ²	h, см	n, об/с	V_t , км/ч
1	800	$1,27 \cdot 10^5$	18	2,5	3,6
2	750	$1,63 \cdot 10^5$	15	2,4	3,5
3	700	$1,11 \cdot 10^5$	16	2,3	3,4
4	800	$1,0 \cdot 10^5$	17	2,4	3,3
5	750	$1,27 \cdot 10^5$	18	2,5	3,2
6	700	$1,63 \cdot 10^5$	15	2,6	3,6
7	850	$1,11 \cdot 10^5$	16	2,5	3,5
8	900	$1,0 \cdot 10^5$	17	2,4	3,4
9	800	$1,27 \cdot 10^5$	18	2,3	3,3
10	750	$1,11 \cdot 10^5$	15	2,4	3,2
11	700	$1,63 \cdot 10^5$	16	2,5	3,3
12	850	$1,0 \cdot 10^5$	17	2,6	3,4
13	900	$1,11 \cdot 10^5$	18	2,5	3,5
14	800	$1,27 \cdot 10^5$	15	2,4	3,6
15	750	$1,63 \cdot 10^5$	16	2,3	3,5
16	700	$1,27 \cdot 10^5$	17	2,6	3,4
17	800	$1,11 \cdot 10^5$	18	2,5	3,3
18	850	$1,0 \cdot 10^5$	19	2,4	3,5
19	900	$1,27 \cdot 10^5$	20	2,5	3,6
20	800	$1,63 \cdot 10^5$	15	2,6	3,4
21	750	$1,0 \cdot 10^5$	16	2,3	3,3
22	700	$1,11 \cdot 10^5$	17	2,4	3,5
23	850	$1,27 \cdot 10^5$	18	2,5	3,6
24	900	$1,63 \cdot 10^5$	19	2,6	3,4
25	800	$1,27 \cdot 10^5$	20	2,4	3,3

Математическое описание процесса к задаче № 9

 1. Мощность N_b потребляемая фрезой от ВОМ трактора [3,2]

$$N_b = (N_p + N_0) / \eta \quad (1)$$

 где N_p – мощность, потребляемая на деформацию и разрушение почвы

$$N_p = \rho * S * b * h * m * n * k, \quad (2)$$

 где $S = V_t / mn$ – подача на 1-й нож фрезы;

 $k = V/b$ - количество дисковых фрез;

 N_0 – мощность, потребляемая на отбрасывание почвы фрезой,

$$N_0 = k_0 * Q_2 * V^2_p / 2g \quad (3)$$

 где k_0 – коэффициент, зависящий от формы ножа: для г-

образных ножей $k_0=1$ [3]; Q_2 – вес отбрасываемого грунта (кг/с),

$$Q_2 = B S m h \gamma$$

V_p – скорость резания почвы ножом

$$V_p = V_0 \sqrt{1 + 1/\lambda^2 + 2/\lambda \cos \alpha} \quad (4)$$

$\lambda = V_0 / V_T$ – окружная скорость ножа фрезы

$$\lambda = \pi n D / 30 * 2V_T;$$

$$\alpha = \arccos(1 - 2h/D) / 2$$

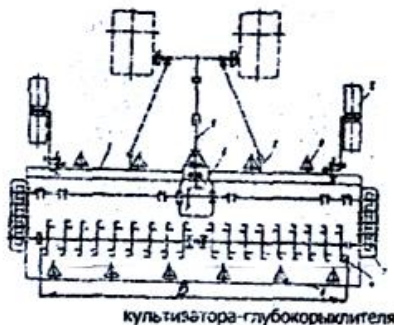


Рис. 1. Схема культиватора – глубокорыхлителя фрезерного

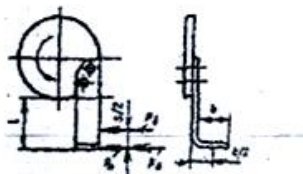


Рис. 2. Дисковая фреза с Г-образным ножом

2. Мощность, необходимая на перемещение фрезы по полю

$$N_n = f Q_\Phi V_T \quad (6)$$

где $Q_\Phi = q_{\Phi} B$.

ЧАСТЬ 2. ТЕСТОВЫЕ ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ В СРЕДЕ «EXCEL» [2]

1. РЕЖУЩИЕ АППАРАТЫ

1.1. Режущие аппараты с возвратно-поступательным движением ножа

1.1.1. Кинематика ножа и скорость резания

Цель работы: определить скорость сегмента режущего аппарата при заданных исходных данных (рис. 1).



Рис. 1. Режущий аппарат нормального резания

Дано: число оборотов кривошипа механизма привода (число двойных ходов ножа) $n=760$ об/мин. Ширина задней части сегмента $a=76$ мм. Ширина передней части сегмента $b=16$ мм. Ширина задней части вкладыша $a_1=37$ мм. Ширина передней части вкладыша $b_1=21$ мм.

Определяем угловую скорость кривошипа, для чего определяем скорости начала и конца резания по рис. 2.



Рис.2. Перемещение сегмента при срезе стеблей

$$V_H = S \cdot \omega \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{a + a_1}{2 \cdot S}\right) \cdot \frac{a + a_1}{2 \cdot S}} = 0,076 \cdot 79,6 \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{76 + 37}{2 \cdot 76}\right) \cdot \frac{76 + 37}{2 \cdot 76}}$$

$$= 2,64 \text{ м/с};$$

$$V_K = S \cdot \omega \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{b + b_1}{2 \cdot S}\right) \cdot \frac{b + b_1}{2 \cdot S}} = 0,076 \cdot 79,6 \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{16 + 21}{2 \cdot 76}\right) \cdot \frac{16 + 21}{2 \cdot 76}}$$

$$= 2,60 \text{ м/с}.$$

В нашем случае условие чистого среза травы соблюдается, так как:

$$V_K = 2,60 \text{ м/с} > V_{min} = 2,15 \text{ м/с},$$

где $V_{min} = 2,15 \text{ м/с}$ – минимальная скорость резания, при которой происходит срез растений с наименьшим сопротивлением и расходом энергии.

Определяем из условия $V_{min} = 2,15 \text{ м/с}$ минимальным число оборотов кривошипа привода ножа.

$$\omega_{min} = \frac{V_{min}}{S \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{b + b_1}{2 \cdot S}\right) \cdot \frac{b + b_1}{2 \cdot S}}} = \frac{2,15}{0,076 \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{16 + 21}{2 \cdot 76}\right) \cdot \frac{16 + 21}{2 \cdot 76}}}$$

$$= 65,92 \text{ с}^{-1}.$$

Тогда минимальное число оборотов кривошипа механизма привода ножа будет:

$$n_{min} = \frac{30 \cdot \omega_{min}}{\pi} = \frac{30 \cdot 65,92}{3,14} = 630 \text{ об/мин.}$$

1.1.2. Средняя высота среза.

Определить среднюю высоту среза при следующих исходных данных.

Поступательная скорость режущего аппарата нормального резания (машины) $V_m = 1.5 \text{ м/с}$ (5.4 км/ч). Шаг противорежущей части $t_0 = 76.2 \text{ мм}$. Ширина пальца $b_1 = 20 \text{ мм}$. Высота установки режущего аппарата над почвой $H_x = 50 \text{ мм}$. Число оборотов вала привода режущего аппарата (число двойных ходов ножа) $n = 750 \text{ об/мин}$.

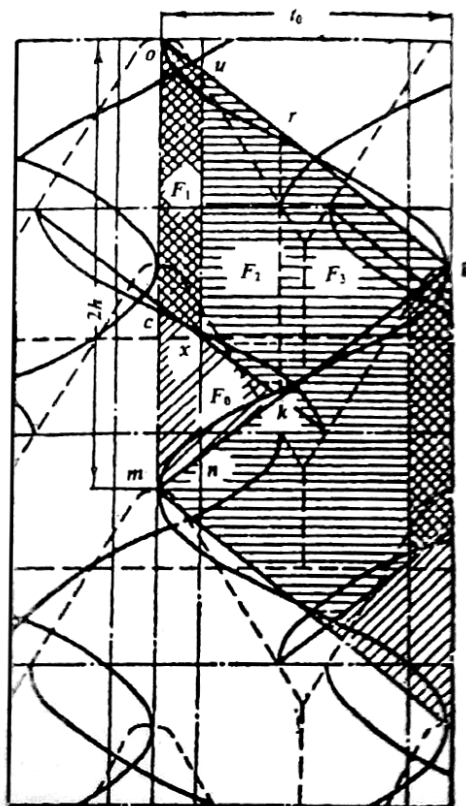


Рис.3. Диаграмма нагрузки на режущую кромку сегмента аппарата нормального резания

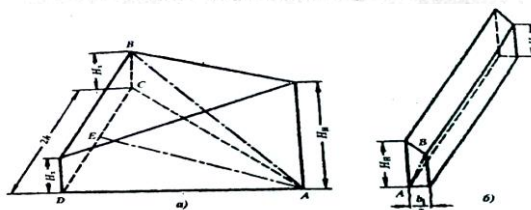


Рис.4. Схема стерни после работы аппарата нормального резания

Определяем величину подачи:

$$h = \frac{30 \times V_m}{n} = \frac{30 \times 1500}{750} = 60 \text{ мм.}$$

Высота стерни может быть определена на основании следующей зависимости:

$$H_{cp} = \frac{F_1 \times H_1 + F_2 H_2}{F_1 + F_2},$$

где F_1 - площадь треугольника **nug** (рис. 3); F_2 - площадь трапеции **moun**.

Эти площади соответственно равны:

$$F_1 = h \times \left(t_0 - \frac{b_1}{2} \right) = 60 \times \left(76.2 - \frac{20}{2} \right) = 3972 \text{ мм}^2.$$

$$F_2 = h \times b_1 = 60 \times 20 = 1200 \text{ мм}^2.$$

В результате выравнивания стерни получаются две призмы (рис.4).

Средняя высота первой призмы (рис.4,5) равна

$$H_1 = \frac{2 \times Hx + \sqrt{H^2 + \left(\frac{t^0 - b^1}{2} \right)^2} + h^2}{3} =$$

$$\frac{2 \times 50 + \sqrt{50^2 + \left(76.2 - \frac{20}{2} \right)^2} + 60^2}{3} = 67.5 \text{ мм.}$$

Средняя высота второй призмы (рис.4.б) равна

$$H_2 = \frac{H^2 + \sqrt{H^2 + \left(\frac{b^1}{2} \right)^2}}{2} = 50.5 \text{ мм.}$$

Тогда средняя высота среза будет

$$H_{cp} = \frac{3972 \times 67.5 + 1200 \times 50.5}{3972 + 1200} = 63.6 \text{ мм.}$$

Задача 1.1.3. Уравновешивание сил инерции механизма привода режущего аппарата

Провести уравновешивание вертикальной составляющей сил инерции режущего аппарата косилки при следующих данных. Вес кривошипа $G_1 = m_1 \times g = 5 \text{ кг}$, вес шатуна $G_2 = m_2 \times g = 4 \text{ кг}$, вес ножа $G_3 = m_3 \times g = 5 \text{ кг}$, радиус кривошипа $R = 38 \text{ мм}$, длина шатуна $L = 1000 \text{ мм}$. Расстояние центра масс шатуна от кривошипной головки $a_1 = L/3$.

Для уравновешивания вертикальной составляющей сил инерции необходимо векторы h_1 и h_2 подобрать так, чтобы образованный треугольник **ОН₁К** был подобен треугольнику **ОАВ**, образуемому осями звеньев кривошип-но-ползунный механизм с ради-

усом кривошипа h_1 , длинной шатуна h_2 и ползуном K (рис.5). При этом условии точка K и связанный с ней общий центр масс S механизма будут двигаться только в горизонтальном направлении, параллельно движению ножа.

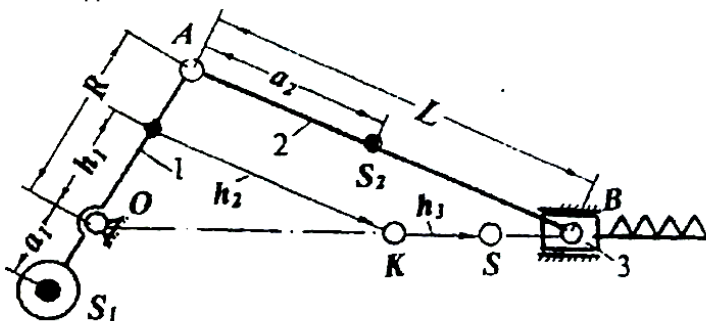


Рис.5. Схема уравновешивания вертикальной составляющей сил инерции

Из условия подобия следует, что

$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{R}{L}$$

Но так как

$$h_1 = \frac{m_1 * a_1 + (m_2 + m_3) * R}{m} \quad \text{и} \quad h_2 = \frac{m_2 * a_2 + m_3 * L}{m}$$

то

$$\frac{R}{L} = \frac{m_1 * a_1 + (m_2 + m_3) * R}{m_2 * a_2 + m_3 * L}$$

Или

$$a_1 = - \frac{R * L * \left(1 - \frac{1}{3}\right) * G_2}{L * G_1} = - \frac{38 * \left(1 - \frac{1}{3}\right) * 4}{3} = - 33,8 \text{ мм.}$$

Отсюда следует, что центр масс кривошипа должен лежать за осью кривошипного вала в стороне, противоположной пальцу кривошипа.

При таком расположении центра масс кривошипа его массой уравновешивается только часть массы шатуна, отнесённая к пальцу кривошипа, которая может быть определена как

$$m_A = \frac{L - a_2}{L} * m_2 = \frac{L * \left(1 - \frac{1}{3}\right) * G_2}{L * g} = \frac{\left(1 - \frac{1}{3}\right) * 4}{9.81} = 0,272 \text{ кг} \cdot \text{с}^2 / \text{м.}$$

Остальная часть массы шатуна, отнесённая к точке B ,
 $m_B = m_2 - m_A = G_2/g - m_A = 4/9,81 - 0,272 = 0,136 \text{ кг} \cdot \text{с}^2 / \text{м}$.

Вместе с массой ножа m_3 определяют неуравновешенную силу инерции P , приложенную в точке B .

$$P = (m_B + m_3) * j_B = (m_B + G_3/g) * j_B = (0,136 + 5/9,81) * j_B = 0,646 * j_B \text{ [кг]},$$

Где j_B – ускорение точки B .

В крайних положениях точки B максимальное ускорение ей определяется как $j_{Bmax} = \pm \omega^2 * R$,

где ω – угловая скорость кривошипа.

При $n = 800 \text{ об/мин}$

$$\pi * n = 3,14 * 850$$

$$\omega = \frac{30}{30} = \frac{3,14 * 850}{30} = 89 \text{ с}^{-1}.$$

Тогда максимальная сила инерции неуравновешенных масс определится как $P_{max} = \pm 0,646 * (0,89)^2 * 0,038 = \pm 194 \text{ кг}$.

Задача 1.2.1. Сегментно-дисковый режущий аппарат

Определить основные параметры сегментно-дискового режущего аппарата при следующих исходных данных рис.6.

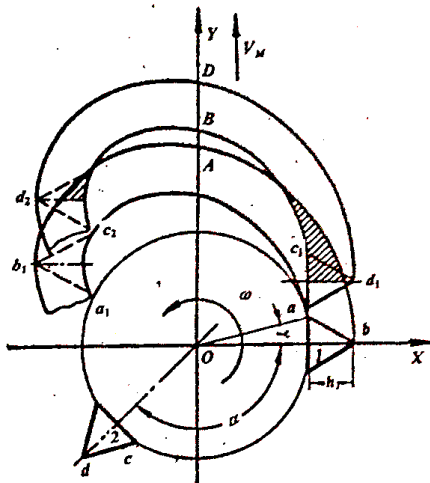


Рис.6. Кинематическая схема ротационного сегментно-дискового режущего аппарата

Максимально допустимая рабочая скорость косилки $V_m = 15 \text{ км/ч} = 4,17 \text{ м/с}$. Ширина захвата косилки $B = 2,1 \text{ м}$. Наружный диаметр ротора $D = 2R$ принимается в пределах 600-800мм. Диаметр диска принимается в пределах 500-700мм. Высота режущей кромки сегментов $h_1 = 60 \text{ мм}$. Скорость резания $V_p = 24 \text{ м/с}$.

Определяем число роторов z , принимая $D = 700 \text{ мм}$.

$$z = \frac{B}{D} = \frac{2100}{700} = 3$$

Определяем диаметр диска.

$$d = D - 2h_1 = 2r = 700 - 2 * 60 = 580 \text{ мм}$$

Определяем угловую скорость ротора режущего аппарата.

$$\omega = \frac{V_p + V_m}{r} = \frac{24 + 4.17}{0.29} = 97 \text{ с}^{-1}$$

Число оборотов ротора равно:

$$n = \frac{30 * \omega}{\pi} = \frac{30 * 97}{3.14} = 928 \text{ об / мин}$$

Определяем количество сегментов на роторе из условия работы режущего аппарата без отгибов растений ротором.

$$m \geq \frac{2\pi * V_m}{h_1 * \omega} = \frac{2 * 3.14 * 4.17}{0.06 * 97} = 4.5$$

Принимаем $m=5$.

Тогда угол между сегментами будет:

$$\alpha = \frac{2\pi}{m} = \frac{360}{5} = 72^\circ$$

Определяем коэффициент неравномерности.

$$\delta = \frac{2 * V_m}{\omega * r} = \frac{2 * 4.17}{97 * 0.29} = 0.296$$

Вывод: Расхождение результатов отсутствует.

Задача 1.2.3. Роторный режущий аппарат.

Определить основные геометрические и кинематические параметры косилки-измельчителя при следующих исходных данных (рис. 9).

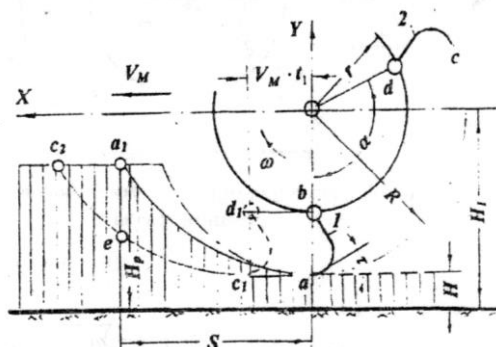


Рис.9. Кинематическая схема роторного режущего аппарата

Рабочая скорость $V_M = 0.2$ м/с. Радиус ротора $r = 0.25$ м. Длина ножей $L = 0.1$ м. Критическая скорость резания $V_{кр} = 10$ м/с. Максимальная длина резки $l = 0.04$ м. Максимальный диаметр срезаемых растений $d_{max} = 30$ мм. Угол входа режущей кромки ножа в растительную массу $\tau = 30^\circ$. Коэффициент трения срезаемой массы по материалу ножа $f = \operatorname{tg} \varphi$ ($\varphi = 17^\circ$).

Определяем расстояние от центра вращения ротора до режущей кромки ножа.

$$R = r + L = 0.25 + 0.1 = 0.35 \text{ м}$$

Определяем минимальную скорость режущей кромки ножа

$$V_p = (3..5)V_{кр} = 3 \cdot 10 = 30 \text{ м/с}$$

Определяем угловую скорость ротора

$$\omega = \frac{\sqrt{V_p^2 - V_m^2}}{R} = \frac{\sqrt{30^2 - 2^2}}{0.35} = 85,5 \text{ с}^{-1}$$

Тогда число оборотов ротора будет

$$n = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 85,5}{3,14} = 817 \text{ об/мин.}$$

Определяем количество ножей, проходящих по одному следу *

$$m = \frac{2\pi \cdot V_M}{l \cdot \omega} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 2}{0,04 \cdot 85,5} = 3,67$$

Принимаем $m = 4$

Тогда угол между ножами, проходящими по одному следу, будет:

$$\alpha = \frac{2\pi}{m} = \frac{2\pi}{4} = \frac{\pi}{2}$$

Определяем ширину режущей кромки ножа

$$B = d_{\max} + (30..50)\text{мм} = 30 + 30 = 60\text{мм}$$

Определяем угол наклона выгрузной трубы (рис. 10).

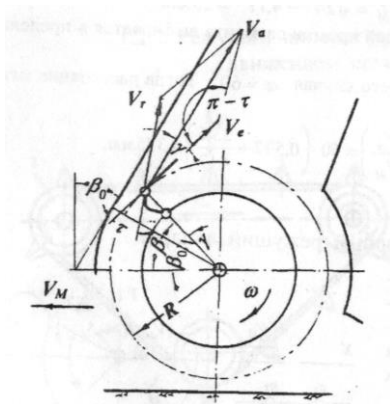


Рис.10. Схема для определения угла наклона выгрузной трубы

$$\beta_0 = \beta - \gamma$$

$$\beta = \sqrt{\frac{l \cdot \cos \varphi}{R \cdot \sin(\tau - \varphi)}} = \sqrt{\frac{0.04 \cdot \cos 17^\circ}{0.35 \cdot \sin 13^\circ}} = 0.697$$

где:

$$\gamma = \arcsin \frac{A \cdot \sin \tau}{\sqrt{1 + A^2 + 2A \cdot \cos \tau}}$$

Здесь

$$A = \sqrt{\frac{l \cdot \sin(\tau - \varphi)}{\cos \varphi}} = \sqrt{\frac{0.04 \cdot \sin 13^\circ}{\cos 17^\circ}} = 0.097$$

Тогда

$$\gamma = \arcsin \frac{0.097 \cdot \sin 30^\circ}{\sqrt{1 + 0.097^2 + 2 \cdot 0.097 \cdot \cos 30^\circ}} = 0.005$$

И окончательно

$$\beta_0 = \beta - \gamma = 0.697 - 0.005 = 0.692 \approx 40^\circ$$

Задача 2.2.1.1. Боковые грабли с прямоугольным барабаном

Определить основные геометрические, кинетические и технологические параметры боковых граблей с прямоугольным барабаном при следующих исходных данных (рис.15).

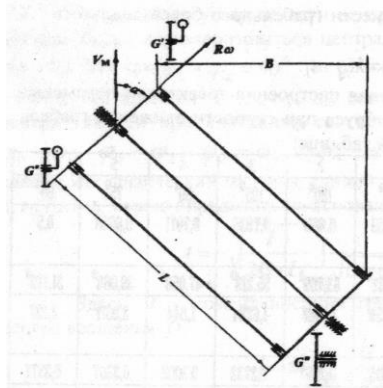


Рис. 15. Схема боковых граблей с прямоугольным барабаном

Ширина захвата граблей $B=2,5$ м. Урожайность травы по сырой массе $Q=20$ т/га ($q=2\text{кг/м}^2$). Высота стерни $h=50$ мм. Радиус барабана $R=0,35$ м. Число грабли $z=4$. Угол между граблинами $\beta = 2\pi/z = 2\pi/4 = \pi/2$. Угол между поступательной скоростью машины и плоскостью вращения зубьев $\alpha = 45^\circ$. Высота установки зубьев над уровнем почвы $a=40$ мм. Привод к барабану от ходового колеса, диаметр которого $D_k=0,776$ м. Нагрузка от веса граблей на самоустанавливающиеся колеса: $G'=150$ кг, $G''=200$ кг. Вес граблей, приходится на ходовое колесо, $G'''=250$ кг.

Определяем угол ϕ , на который поворачивается граблина от входа зуба в стерню до выхода его из стерни, следующим образом:

$$\phi = 2 \arccos \left(1 - \frac{h-a}{R} \right) = 2 \arccos \left(1 - \frac{50-40}{350} \right) = 2 \arccos 0,9714 = 0,4795 = 27^\circ 28'$$

Определить угловую скорость и число оборотов барабана при сгребании травы на основании следующей зависимости:

$$\omega = \frac{V_M \cdot (\beta - \phi) \cdot \cos \alpha}{2R \cdot \sin^2 \frac{\phi}{2}} = \frac{2 \cdot (1,5708 - 0,4795) \cdot 0,7071}{2 \cdot 0,35 \cdot 0,2375} = 9,283 \text{ с}^{-1}$$

$$n = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 9,283}{3,1416} = \frac{88,6 \text{ об}}{\text{мин}}$$

Определить расстояние между зубьями на граблине по формуле

$$m = \frac{V_M \cdot (\beta - \varphi) \cdot \sin \alpha}{\omega} = \frac{2000 \cdot (1.5708 - 0.4795) \cdot 0.7071}{2 \cdot 0.35 \cdot 0.2375} = 17.44 \text{ c}^{-1}$$

$$n = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 17.44}{3.1416} = \frac{166.606}{\text{МИН}}$$

Определить передаточное отношение привода соответственно при сгребании и ворошении.

Угловая скорость ходового колеса, от которого осуществляется привод, будет:

$$\omega_k = \frac{2V_M}{D_k} = \frac{2 \cdot 2}{0.76} = 5.263 \text{ c}^{-1}$$

$$i_{cr} = 9,283/5,263 = 1,76 \quad i_b = 17,44/5,263 = 3,51.$$

Определяем угол ξ между направлением переносной скорости и направлением перемещения сгребаемой травы по стерне на основании следующей зависимости:

$$\xi = \arctg \frac{\sin \alpha}{\frac{V_M}{R \cdot \omega} + \cos \alpha} = \frac{0.7071}{\frac{2}{0.35 \cdot 9.283} + 0.7071} = \arctg 0.5346 = 0.4909 = 28^\circ 8'$$

Тогда максимальный путь, проходимый травой при сгребании, определится следующим образом:

$$l_\xi = \frac{B}{\sin \xi} = \frac{2.5}{0.4714} = 5.3 \text{ м}$$

Определяем длину граблины (барабана)

$$L = \frac{B}{\cos \alpha} = \frac{2.5}{0.7071} = 3.53 \text{ м}$$

Определяем количество травы, находящейся при сгребании перед барабаном, на основании следующей зависимости:

$$G = \frac{L^2 \cdot \beta}{2 \cdot (\beta - \varphi) \cdot \text{tg} \alpha} \cdot q = \frac{3.53^2}{2 \cdot (1.5708 - 0.4795) \cdot 1} \cdot 2 = 17.9 \text{ кг.}$$

Определяем тяговое сопротивление грабель следующим образом:

$T = P_f + P_r + P_\phi$, где P_f - сила сопротивления перекачиванию самоустанавливающихся колес; P_r - сила сопротивления грунта и сена (или травы) при сгребании или ворошении, приложенная к зубьям грабельного барабана; P_ϕ - сила сцепления ходового колеса с грунтом, необходимая для выполнения технологического процесса.

Определить силу сопротивления самоустанавливающихся колес перекачиванию.

$$P_f = f \cdot (G + G^*) = 0.086 \cdot (150 + 200) = 30.1 \text{ кг.}$$

Здесь f - коэффициент сопротивления перекачиванию (для пневматических шин при движении по стерне $f=0.086$).

Сила сцепления ходового колеса с грунтом равна:

$$P_{\phi} = \phi_c G'' = 0,6 * 250 = 150 \text{ кг}$$

Здесь ϕ_c - коэффициент сцепления ходового колеса с грунтом (для пневматических шин при движении по стерне можно принять $\phi_c=0,6$).

Максимальная сила P_r сопротивления грунта и сена может быть определена из условия равенства моментов этой силы и силы сцепления ходового колеса, приведенных к оси грабельного барабана в начальный момент пробуксовывания колеса.

Момент силы сцепления ходового колеса с грунтом относительно оси ходового колеса равен:

$$M_k = P_{\phi} D_k / 2 = 150 * 0,76 / 2 = 57 \text{ кг м}$$

Момент, действующий на грабельный барабан, определяется следующим образом:

$$M_6 = M_k i \eta ,$$

где i - передаточное отношение передач от ходового колеса к барабану;

$\eta = 0,95$ - коэффициент полезного действия этих передач.

Тогда:

$$\text{При сгребании } M_6 = 57 * 1,76 * 0,95 = 95,3 \text{ кгм}$$

$$\text{При ворошении } M_6 = 57 * 3,51 * 0,95 = 190 \text{ кгм}$$

Следовательно, сила сопротивления грунта и сена может быть определена следующим образом:

Здесь $l=200\text{мм}$ - длина зуба.

Тогда

при сгребании

при ворошении

Таким образом, тяговое сопротивление одной секции грабель определится:

$$\text{при сгребании } T = 30,1 + 245 + 150 = 425,1 \text{ кгс}$$

$$\text{при ворошении } T = 30,1 + 488,6 + 150 = 668,7 \text{ кгс.}$$

2.2.1.2. Боковые грабли с косоугольным барабаном

Задача 2.2.1.1. Определить основные геометрические, кинематические и технологические параметры боковых граблей с косоугольным барабаном (рис. 16).

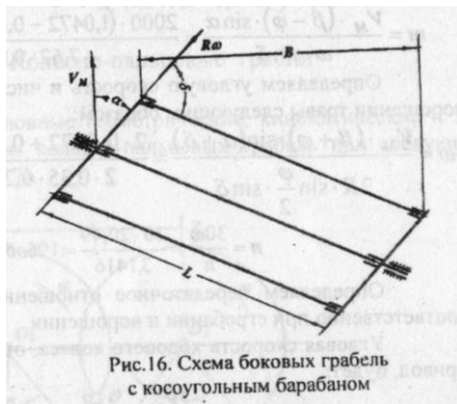


Рис. 16. Схема боковых граблей с косоугольным барабаном

Ширина захвата граблей $B=2,5$ м. Поступательная скорость граблей $V_M=2$ м/с. Урожайность травы по сырой массе $Q=20$ т/га. Высота стерни $h=50$ мм. Радиус барабана $R=0,35$ м. Число граблин $z=6$. Угол между граблинами $\beta=2\pi/z=2\pi/6=1/3\pi$. Угол между плоскостью вращения зубьев и граблиной $\delta=60^\circ$. Угол между поступательной скоростью машины и плоскостью вращения зубьев $\alpha=45^\circ$. Высота установки зубьев над уровнем почвы, $a=40$ мм. Привод к барабану от ходового колеса, диаметр которого $D_k=1,1$ м.

Решение

1. Определяем угол φ , на который поворачивается граблина от выхода зуба в стерню до выхода его из стерни следующим образом:

$$\varphi = 2 \arccos \left(1 - \frac{h-a}{a} \right) = 2 \arccos \left(1 - \frac{50-40}{350} \right) = 2 \arccos 0.9714 = 0.4795 = 27^\circ 28'$$

2. Определяем угловую скорость и число оборотов барабана при сгребании травы на основании следующей зависимости:

$$\omega = \frac{V_M(\beta - \varphi) \cdot \sin(\alpha + \delta)}{2R \cdot \frac{\sin \varphi}{2} \cdot \sin \varphi} = 7.62 \text{ с}^{-1}$$

$$n = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 7.62}{3.1416} = 73 \text{ об/мин}$$

3. Определяем расстояние между зубьями на граблине по формуле:

$$m = \frac{V_M \cdot (\beta - \varphi) \cdot \sin(\alpha)}{\omega \sin \varphi} = \frac{2000 \cdot (1.0472 - 0.4795) \cdot 0.7071}{7.62 \cdot 0.866} = 122 \text{ мм.}$$

4. Определяем угловую скорость и число оборотов барабана при ворошении травы следующим образом:

$$\omega = \frac{V_M \cdot (\beta + \varphi) \cdot \sin(\alpha + \delta)}{2R \cdot \frac{\sin \varphi}{2} \cdot \sin \varphi} = \frac{2 \cdot (1.0472 + 0.4795) \cdot 0.9659}{2 \cdot 0.35 \cdot 0.2375 \cdot 0.866} = 20,49 \text{ с}^{-1}$$

$$n = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 20,49}{3.1416} = 19 \text{ об/мин.}$$

5. Определяем передаточное отношение приводного механизма соответственно при сгребании и ворошении.

Угловая скорость ходового колеса от которого осуществляется привод, будет:

$$\omega_k = \frac{2V_M}{D_k} = \frac{2 \cdot 2}{1.1} = 3.636 \text{ с}^{-1}$$

Тогда

$$i_{сг} = \frac{7.62}{3.636} = 2.1; \quad i_B = \frac{20.49}{3.636} = 5.63.$$

6. Определяем угол ξ между направлением переносной скорости и направлением перемещения сгребаемой травы по стерне на основании следующей зависимости:

$$\xi = \arctg \frac{\sin \alpha}{\frac{V_M}{R\omega} + \cos \alpha} = \arctg \frac{0.7071}{\frac{2}{0.35 \cdot 7.62} + 0.7071} = 0.4518 = 25^\circ 53'$$

Тогда максимальный путь, проходимый травой при сгребании, определится следующим образом:

$$l_\xi = \frac{B}{\sin \xi} = \frac{2.5}{0.4366} = 5.73 \text{ м.}$$

7. Определяем длину граблины барабана

$$L = \frac{B}{\sin(\alpha + \delta)} = \frac{2.5}{0.9659} = 2.59 \text{ м.}$$

8. Определяем количество травы, находящейся при сгребании перед барабаном, на основании следующей зависимости:

$$G = \frac{L^2 \beta \sin \delta \sin(\alpha + \delta)}{2(\beta - \varphi) \sin \alpha} \cdot q = \frac{2.59^2 \cdot 1.0472 \cdot 0.866 \cdot 0.9659}{2 \cdot (1.0472 - 0.44795) \cdot 0.7071} \cdot 2 = 14.6 \text{ кг.}$$

Задача 2.2.2 Колесно-пальцевые грабли.

Определить основные геометрические, кинематические и технологические параметры колесно-пальцевых граблей при следующих исходных данных (рис. 17):

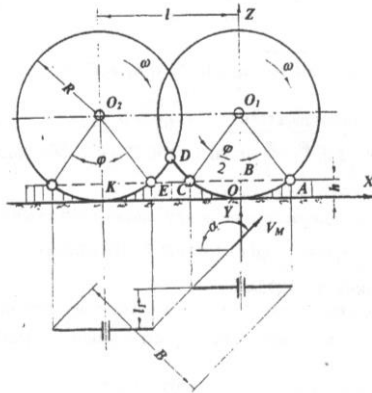


Рис.17. Схема для определения основных параметров колёсно-пальцевых граблей

Ширина захвата граблей $B=2,4$ м. Поступательная скорость машины $V_m=2$ м/с. Урожайность сгребаемой травы по сырой массе $Q=20$ т/га ($q=2$ кг/м²). Высота стерни $h=60$ мм. Радиус пальцевого колеса $R=700$ мм.

Угол между плоскостью пальцевого колеса и поступательной скоростью машины $\alpha=135$ град.

Определяем угол ϕ на основании следующей зависимости.

$\phi=2\arccos((R-h)/R)=2\arccos((700-60)/700)=2\arccos 0,9143=2*24$ град = 48 град.

Угол β между пальцами может быть определен следующим образом: $\phi = m*\beta$; $\beta=7\dots 9$ град; $m=1,2, 3,\dots$ Тогда $\beta = \phi / m=48/6=8$ град.

Определяем абсолютную скорость конца пальца колеса при $\omega*t = \phi / 2$ (скорость перемещения сгребаемой травы):

$$V_a = V_m * \sqrt{1 - \cos^2 \alpha * \frac{(1 - \cos \phi)}{2}} = 2 * \sqrt{1 + 0,5 * (1 - 2 * 0,9143)} = 1,53 \text{ м/с}$$

Определяем расстояние между осями колес

$$l = R * (2\sin \phi / 2 + \phi / 2) = 700 * (2 * 0,4067 + 0,4189) = 862 \text{ мм}$$

Принимаем $l=860$ мм.

Определяем расстояние между плоскостями колес

$$l_1 = R * \varphi / 2 * \operatorname{tg}(\pi - \alpha) = 700 * 0,4189 = 293 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_1 = 295 \text{ мм.}$

Определяем угол ξ между направлением перемещения сгребаемой травы и поступательной скоростью машины следующим образом:

$$\xi = \operatorname{arctg}((\sin \alpha * \cos \alpha) / \varphi) = \operatorname{arctg}(0,7071 * 0,7071 / (0,7071^2 / 0,4189)) = \operatorname{arctg}0,9395 = 43 \text{ град } 13'.$$

Определяем количество пальцевых колес.

$$n = B / 2R * \sin \varphi / 2 \sin \alpha = 2400 / (2 * 700 * 0,40670,7071) = 5,96.$$

Принимаем $n = 6.$

Тогда фактическая ширина захвата грабель будет:

$$B_\varphi = 2R * \sin \varphi / 2 * \sin \alpha * n = 2 * 700 * 0,4067 * 0,7071 * 6 = 2415 \text{ мм/}$$

Определим максимальный путь, проходимый травой при сгребании.

$$l_\xi = B_\varphi / \sin \xi = 2,415 / 0,6847 = 3,53 \text{ м}$$

Определяем количество травы перед пальцевыми колесами при сгребании на основании следующей зависимости:

$$G = -R^2 * \varphi * ((3n - 1)n / 2) * \sin \varphi / 2 * \operatorname{tg} \alpha * q = -0,7^2 * 0,8378 * ((3 * 6 - 1) * 6 / 2) * 0,4067 * (-1) * 2 = 17 \text{ кг.}$$

3.1.1. Транспортёр подборщика – копнителя.

Определить мощность, необходимую для работы транспортёра подборщика – копнителя, при следующих исходных данных.

Транспортёр перемещает сено нижней ветвью по настилу (рис.20). Ширина транспортёра $b_m = 1,5 \text{ м.}$ Длина транспортёра $l_m = 3,3 \text{ м.}$ Высота проходного сечения транспортёра $h_m = 0,15 \text{ м.}$ Угол наклона транспортёра к горизонту $\alpha = 45^\circ.$ Скорость транспортёра $V_m = 2 \text{ м/с.}$ Удельный вес сена, поступающего на транспортёр (начальная плотность), $\gamma_0 = 15 \text{ кг/м}^3.$ Коэффициент трения сена по материалу настила $f = 0,4.$ Коэффициент полезного действия η

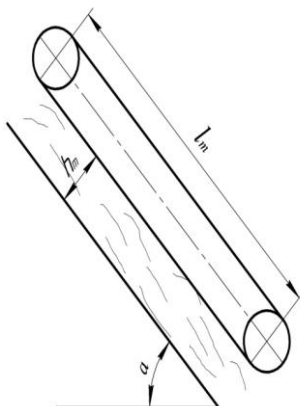


Рис.20 Схема транспортера подборщика-копнителя.

транспортера $\eta_m=0,6$. Коэффициент заполнения транспортера $\psi=0,8$.

Определяем пропускную способность транспортера

$$q_m = \psi * V_m * h_m * b_m * \gamma_0 = 0,8 * 2 * 0,15 * 1,5 * 15 = 5,4 \text{ кг/с.}$$

Мощность, необходимая для работы транспортера, может быть определена следующим образом:

$$N = \frac{q * l * (f * \cos \alpha + \sin \alpha)}{75 \eta} = \frac{5,4 * 3,3 * (0,4 * \cos 45^\circ + \sin 45^\circ)}{75 * 0,6} = 0,4 \text{ л.с.}$$

Задача 3.1.2. Пневматический транспортер подборщика-строга образателя

Определить исходные параметры пневматического транспортера подборщика-стогообразателя для выбора вентилятора для следующих условий работы (рис. 21).

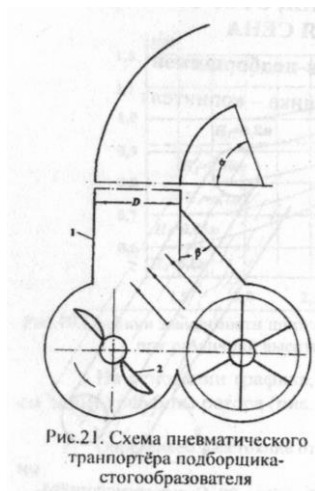


Рис.21. Схема пневматического транспортера подборщика-стогообразователя

Необходимо обеспечить пропускную способность подборщика-стогообразователя $Q = 18\text{м/ч}$. Масса в трубопровод 1 подается швырлякой 2. Число лопастей швырляки $\zeta=2$. Число оборотов швырляки $n_m=350\text{ об/мин}$. Плотность (удельный вес) транспортируемого сена $\gamma_c=10\text{кг/м}^3$. Плотность воздуха $\rho=0,135\text{ кг}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$. Радиус закругления колена принимаем равным диаметру трубопровода D . Поворота колена $\alpha=80$. Длина трубопровода $L=3,5\text{м}$. Коэффициент трения сена о трубопровод $f=0.5$

Решение

1. Определяем секундную подачу массы в трубопроводе

$$q = \frac{1000 \cdot Q}{3600} = \frac{Q}{3,6} = 5 \text{ кг/с}$$

2. Определяем расход воздуха на основании следующей зависимости: $W = \frac{q}{g \cdot \rho \cdot \mu}$

$$W = \frac{q}{g \cdot \rho \cdot \mu}$$

где $\mu=0,20 \dots 0,3$ -коэффициент концентрации.

Принимаем $\mu=0,25$. Тогда $W = \frac{5}{9,81 \cdot 0,135 \cdot 0,25} = 15,1\text{м/с}$

3. Определяем условный диаметр порции сена:

$$d = 4,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{q}{\zeta \cdot \gamma_c \cdot n}} = 4,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{5}{2 \cdot 350 \cdot 10}} = 0,434 \text{ м}$$

4. Определяем скорость витания на основании следующей зависимости:

$$V_{кр} = 3,62$$

$$* \sqrt{\frac{d}{k} * \frac{\gamma_c - \rho}{\rho}} = 3.62 * \sqrt{\frac{0.434}{0.22} * \frac{\frac{10}{9.81} - 0.135}{0.135}} = 13 \text{ м/с}$$

Здесь $k=0,22 \text{ с}^2/\text{м}$ коэффициент сопротивления, зависящий от формы транспортируемого тела, положение его в воздушном потоке, характера движения воздуха и диаметра трубы.

5. Определяем скорость воздушного потока в трубопроводе, приняв $\alpha=2,2$

$$V_B = V_{кр} * \alpha = 2,2 * 13 = 28,6 \text{ м/с}$$

Здесь α - коэффициент (для сено солоmistых материалов $\alpha=1,5...2,5$)

Определяем диаметр трубопровода следующим образом:

$$D = \sqrt{\frac{4 * w}{\pi * V_B}} = \sqrt{\frac{4 * 15.1}{3.14 * 28.6}} = 0.82 \text{ м}$$

6. Определяем динамическое давление в трубопроводе на основании следующей зависимости:

$$h_d = \frac{\rho * V_B^2}{2} = \frac{0.132 * 28.6^2}{2} = 55.21 \text{ кг/м}^2$$

7. Определяем статистическое давление.

$$h_s = (h_{мп} + h_{м.с}) * (1 + C * \mu)$$

Потеря давления на трениях и круглых трубопроводах определяется на основании следующей зависимости

$$h_{мп} = \lambda * \frac{l}{D} * h_d$$

Здесь λ - коэффициент сопротивления трения для стальных трубопроводов можно определить на основании следующей зависимости (упрощённая формула Блесса):

$$\lambda = 0,0125 + \frac{0,0011}{D} = 0.0125 + \frac{0.0011}{0.82} = 0.138$$

Тогда

$$h_{мп} = 0,0138 * \frac{3,5}{0,82} * 55,21 = 3,25 \text{ кг/м}^2$$

Потеря давления в местных сопротивлениях (колена) составляют $h_{м.с} = \zeta * h_d$

Общий коэффициент ζ местного сопротивления равен:

$$\zeta = k_k * \zeta_1 * \zeta_2 * \zeta_3$$

где $k_k=0,73$ -постоянный коэффициент пропорциональности

ζ_1 - коэффициент, зависящий от радиуса r закругления колена

ζ_2 - коэффициент, зависящий от угла α поворот колена

ζ_3 - коэффициент, зависящий от формы поперечного сечения колена (для трубопровода круглого сечения $\zeta_3=1$).

Коэффициенты ζ_1 и ζ_2 имеют следующие значения:

Радиус r закругление колена	D	2D	4D	6D	8D	10D
ζ_1	0,32	0,2	0,14	0,11	0,1	0,09
Угла α поворот колена	20	40	60	80	100	120
ζ_2	0,33	0,6	0,8	0,95	1,07	1,14

Для нашего случая $\zeta_1 = 0,32$ и $\zeta_2 = 0,95$

Тогда

$\zeta = 0,73 * 0,32 * 0,95 = 0,222$, следовательно,

$h_{м.с} = 0,222 * 55,21 = 12,26$ кг/м²

Коэффициент C , зависящий от вида транспортируемого продукта, концентрации смеси, скорости потока, его характера и других факторов, может быть выбрано из следующих условий:

$V_{ср}$ [м/с]	15	20	25	30
C	0,58	0,4	0,32	0,29

Для нашего случая нужно принять $C=0,28$

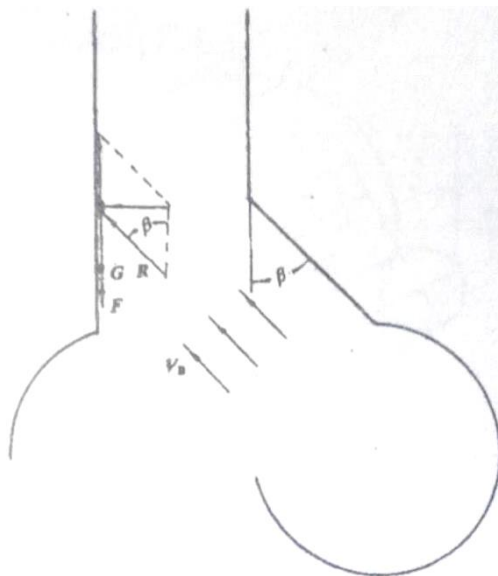
Тогда

$h_s = (3.25 + 12.26)(1 + 0.28 * 0.25) = 16.6$ кг/м²

8. Определяем полное давление системы

$h = h_s + h_d = 16.6 + 55.21 = 71.81$ кг/м²

9. Определяем необходимую мощность для транспортирования материала в трубопроводе



$$N = \frac{W \cdot h}{75 \cdot \eta_h} = \frac{15.1 \cdot 71.81}{75 \cdot 0.97} = 14.9 \text{ л.с}$$

Здесь $\eta_h = 0.95 \dots 0.98$ - манометрический коэффициент полезного действия.

10. Определяем направление воздушного потока по отношению к трубопроводу

Угол β определяем из условия $R \cdot \cos \beta > R \cdot f \cdot \sin \beta + G$

Решение этого неравенства относительно β дает

$$\beta < \arcsin \frac{\sqrt{1 + f^2 \cdot \left(\frac{G}{R}\right)^2} - f \cdot \frac{G}{R}}{1 + f^2}.$$

Здесь G - вес порции сена.

$$G = \frac{60 \cdot q}{\zeta \cdot \Pi_{\text{ш}}} = \frac{60 \cdot 5}{2 \cdot 350} = 0,429 \text{ кг}$$

Сила R лобового давления воздушного потока может быть определена как $R = K \cdot F_m \cdot h_d$

1. Площадь миделева сечения

$$F_m = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 0.434^2}{4} = 0.148 \text{ м}^2$$

Тогда, имея в виду, что коэффициент пропорциональности $K = 0.22$, получим

$$R = 0.22 \cdot 0.148 \cdot 55.21 = 1.8 \text{ кг}$$

Таким, образом

$$\beta < \arcsin \frac{\sqrt{1 + 0.5^2 \cdot \left(\frac{0.429}{1.8}\right)^2} - 0.5 \cdot \frac{0.429}{1.8}}{1 + 0.5^2} = \arcsin 0.8192 \text{ или } \beta < 55^\circ$$

3.2. Питающий шнек пресс-подборщика

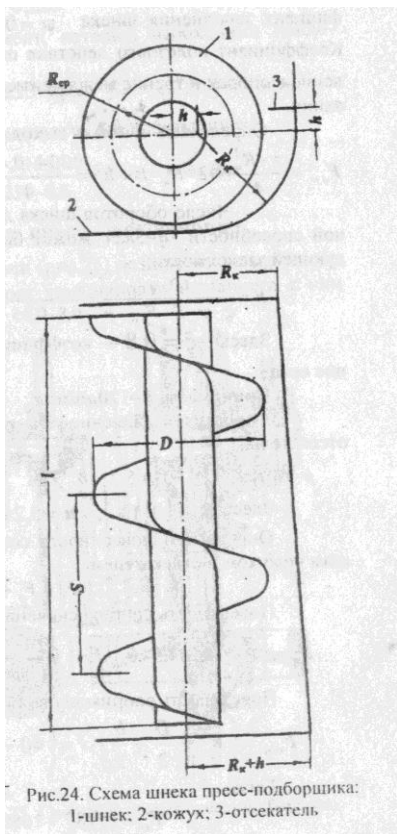


Рис.24. Схема шнека пресс-подборщика:
1-шнек; 2-кожух; 3-отсекатель.

Определить число оборотов питающего шнека пресс-подборщика с верхней подачей материала в прессовальную камеру и мощность, необходимую для его работы, при следующих исходных данных (рис. 17).

Продвижение сена происходит между витками шнека 1 и направляющим кожухом 2 с отсекателем (рис.24). Кожух имеет переменное сечение полости, что позволяет выдерживать постоянную плотность сена на пути его движения.

Сено витками шнека уплотняется, и плотность его становится равной $\gamma = (1.5 \dots 2.0) \cdot \gamma_0$. Здесь

$\gamma_0 = 25 \text{ кг/м}^3$ – плотность сена, поступающего под витки шнека.

Принимаем $\gamma = 40 \text{ кг/м}^3$.

Размеры шнека: шаг витков $S=650 \text{ мм}$; наружный диаметр $D=650 \text{ мм}$; средний радиус витков $R_{\text{ср}}=225 \text{ мм}$; длина $l=1500 \text{ мм}$.

Размеры кожуха шнека: $R_k=400 \text{ мм}$, $L=1500 \text{ мм}$.

Коэффициент трения сена по материалу направляющего кожуха $f=0,4$ (угол трения ($\varphi = \text{arctg}0,4 = 21^\circ 50'$)).

Пропускная способность шнека $q=5 \text{ кг/с}$.

Коэффициент заполнения шнека $\psi=0,65 \dots 0,85$ (принимаем $\psi=0,65$). Коэффициент полезного действия шнека $\eta=0,6$ учитывает сопротивление в опорах и трение между витками шнека и сеном при проскальзывании.

Определяем площадь выходного окна.

$$F_{\text{в.о.}} = \frac{\pi * R^2}{4} + 2 * R_k * h + h^2 = \frac{3.14 * (0.4)^2}{4} + 2 * 0.4 * 0.075 + (0.075)^2 = 0.191 \text{ м}^2$$

Число оборотов шнека для обеспечения заданной пропускной способности $q=5 \text{ кг/с}$ может быть определено на основании следующей зависимости:

$$n = \xi * \psi * S * F_{\text{в.о.}} * \gamma = \frac{60 * q}{60 * 5} = \frac{0.8 * 0.65 * 0.65 * 0.191 * 40}{60 * 5} = 116 \text{ об/мин.}$$

Здесь $\xi=0,8$ – коэффициент, учитывающий проскальзывание сена.

Принимаем $n=120 \text{ об/мин}$.

Определяем давление сена на стенки направляющего кожуха и отсекагель.

$$P = k * [e^{u*(v-\gamma_0)} - 1] = 5,2 * 10^{-3} * [e^{5,2 * (10^{-2} * (40-25))} - 1] = 5.808 * 10^{-3}$$

кг/см².

Здесь $k=5,2 \cdot 10^{-3}$; $a=5,2 \cdot 10^{-2}$.

Определяем поверхность соприкосновения сена с направляющим кожухом и отсекателем,

$$F_c = F_k + F_{om}.$$

Поверхность соприкосновения сена с направляющим кожухом:

$$F_k = \left(\frac{\pi \cdot Rk}{2} + 1,5 \cdot h \right) \cdot l = \left(\frac{3,14 \cdot 40}{2} + 1,5 \cdot 7,5 \right) \cdot 150 = 11187 \text{ см}^2.$$

Поверхность соприкосновения сена с отсекателем:

$$F_{om} = [Rk - D/2 + h/2] \cdot I = (40 - 65/2 + 7,5/2) \cdot 150 = 1688 \text{ см}^2.$$

Тогда,

$$F_c = 11187 + 1688 = 12875 \text{ см}^2.$$

Определяем силу трения, возникающую при продвижении сена в направляющем кожухе.

$$F = \rho \cdot F_c \cdot \mu = 5,808 \cdot 10^3 \cdot 12875 \cdot 0,4 = 29,9 \text{ кг}.$$

Определяем угол подъема средней винтовой линии шнека.

$$\alpha = \arctg \frac{S}{2\pi \cdot R_{св}} = \arctg \frac{0,65}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,225} = \arctg 0,4598 = 24^{\circ}42'.$$

Определяем крутящий момент, который необходимо приложить к валу шнека.

$$M = F \cdot R_{ср} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) = 29,9 \cdot 0,225 \cdot \operatorname{tg}(24^{\circ}42' + 21^{\circ}50') = 7,1 \text{ кгм}.$$

Определяем необходимую мощность для работы шнека.

$$N = \frac{M \cdot \omega}{\eta} = \frac{M \cdot \pi \cdot n}{2250 \cdot \eta} = \frac{7,1 \cdot 3,14 \cdot 120}{2250 \cdot 0,6} = 2 \text{ л.с.} = 1,46 \text{ кВт}.$$

5. ЗЕРНОУБОРОЧНЫЕ МАШИНЫ

5.1. Мотовило

Определить основные параметры мотовила при следующих исходных данных (рис. 34).

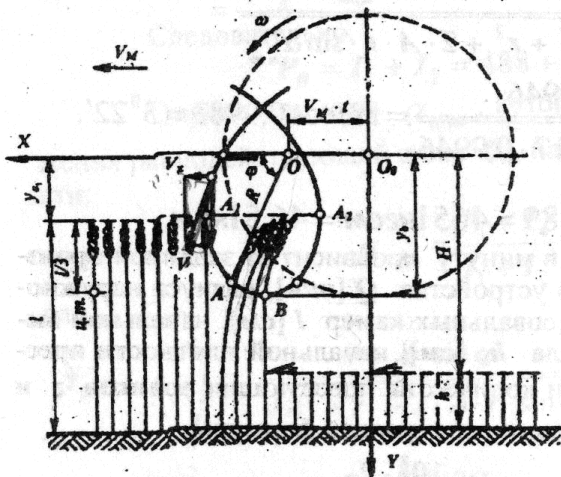


Рис.34. Схема для определения основных параметров мотовила

Высота стеблей : $l_{\min} = 700$ мм, $l_{\max} = 1000$ мм. Поступательная скорость машины $V_M = (1,5 \dots 3,0)$ м/с.

Число планок мотовила $z = 6$. $\lambda = U/V_M = 1,6$. Высота среза растений : $h_{\min} = 50$ мм, $h_{\max} = 150$ мм.

Определяем диапазон регулировок мотовила по высоте. $S = l_{\max} - l_{\min} + h_{\max} - h_{\min} = 1000 - 700 + 150 - 50 = 400$ мм. Определяем радиус мотовила.

$$R \leq \frac{l_{\min} * \lambda}{3 * (\lambda - 1)} = \frac{700 * \frac{1}{6}}{3 * (1,6 - 1)} = 623 \text{ мм.}$$

Принимаем $R = 600$ мм.

Определяем угловую скорость мотовила

$$\omega = \frac{U}{R} = \frac{\lambda * V_M}{R} = \frac{1,6 * (1,5 \dots 3,0)}{0,6} = (4 \dots 8) \text{ м/с.}$$

Тогда число оборотов мотвила

$$n = \frac{30 * \omega}{\pi} = \frac{30 * (4 \dots 8)}{3,14} = (38,2 \dots 76,4) \text{ об/мин.}$$

Определяем степень воздействия мотвила на растительную массу.

$$\eta = \frac{z * \left(\sqrt{\lambda^2 - 1} - \arccos \frac{1}{\lambda} \right)}{2 * \pi} = \frac{6 * \left(\sqrt{1,6^2 - 1} - \arccos \frac{1}{1,6} \right)}{2 * 3,14} = 0,335.$$

Фактическая степень воздействия будет

$$\eta_{\phi} = 1,5 * \eta = 1,5 * 0,336 \approx 0,5.$$

5.2 Молотильный аппарат

5.2.1. Пропускная способность

Определить пропускную способность бильного молотильного аппарата комбайна типа «ДОН - 1500» при следующих исходных данных (рис. 35).

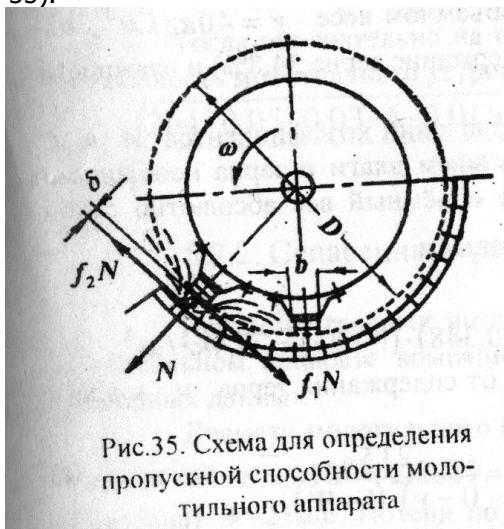


Рис.35. Схема для определения пропускной способности молотильного аппарата

Обмолачиваемый материал – пшеница влажностью $W = 22\%$ при соотношении зерна к соломе $1 : 1,5$.

Диаметр барабана $l = 1500$ мм. Количество бичей $M = 12$. Ширина рабочей поверхности бичаб = 30 мм.

Ширина планки деки $b_0 = 10$ мм. Зазор на входе $\delta = 16$ мм. Коэффициент использования длины барабана $\eta = 0,8$.

Степень сжатия обмолачиваемой массы $\xi = \frac{\Delta}{\delta} = 6$,
 где Δ – толщина слоя хлебной массы на входе.
 Пропускная способность определяется на основании следующей зависимости :

$$q \leq \sqrt{\frac{N * (f1 * f2) * b * \xi * \delta * \eta * l * \gamma * g * M}{\pi * D}} \quad [\text{кг/с}]. \quad (\text{а})$$

Полная площадь перекрытия бича и планки подбарабанья при их встрече на длине барабана, заполненного хлебной массой, равна $b_0 * \eta * l$. Тогда нормальная сила $\mathbf{N} = \mathbf{p} * \mathbf{b}_0 * \mathbf{\eta} * \mathbf{l}$ (б)

Удельное давление или напряжение в сжатом слое хлебной массы можно определить на основании эмпирической зависимости, предложенной проф. М.А. Пустыгинным.

$\mathbf{p} = \mathbf{A} * \mathbf{e}^{\mathbf{C} * \sigma}$ (в), где σ – относительное сжатие; А и С – эмпирические коэффициенты.

Для стеблей пшеницы при объемном весе $\gamma = 40$ кг/м³, отношении зерна к соломе $1 : 1,87$ (содержание зерна 34,8%) и влажности соломы 10 %. $A = 0,0001$ кг/см²; $C = 12$. При использовании этих же значений коэффициентов А и С для хлебной массы с другим содержанием влаги и зерна необходимо подсчитать удельный вес так, чтобы объемный вес абсолютно сухой соломистой массы γ_c остался неизменным. В данном случае

$\gamma_c = \gamma * (1 - v) * (1 - W) = 40 * (1 - 0,348) * (1 - 0,1) = 23,4$ кг/м³. Объемный вес в зависимости от содержания зерна и влаги W в хлебной массе

$$\gamma = \frac{\gamma_c}{(1 - v) * (1 - W)} = \frac{23,5}{(1 - v) * (1 - W)}. \quad (\text{г})$$

Толщина слоя хлебной массы до сжатия равна Δ , а после сжатия – равна зазору δ . Тогда относительное сжатие

$$\sigma = \frac{\Delta - \delta}{\Delta} = 1 - \frac{\delta}{\Delta}. \quad \text{При степени сжатия } \xi = \frac{\Delta}{\delta} = 6$$

$$\sigma = \frac{\Delta - \delta}{\Delta} = 1 - \frac{1}{6} = 0,833, \quad \text{и удельное давление}$$

$p = 0.0001 * e^{12 * 0.833} = 2,2 \text{ кг/см}^2$. На основании зависимости (б) $N = 2,2 * 1 * 0,8 * 150 = 264 \text{ кг}$. Разность коэффициентов трения стеблей о бичи барабана f_1 и о планки деки f_2 приближенно можно принять равной $f_1 - f_2 = 0,05$.

На основании зависимости (г) определяем объемный вес поступающей в молотилку хлебной массы, имея в виду, что $v = 0,4$ и $W = 0,22$:

$$y = \frac{23.5}{(1 - 0,4) * (1 - 0,22)} = 50,2 \text{ кг/м}^3.$$

Тогда окончательно на основании зависимости (а) пропускная способность молотильного устройства определится как

$$q_{\text{н}} = \sqrt{\frac{264 * 0.05 * 0.03 * 6 * 0.016 * 0.8 * 1.5 * 50.2 * 9.81 * 12}{3.14 * 0.8}} = 10,34 \text{ кг/с}.$$

5.2.2. Сепарация зерна в молотильном аппарате.

Построим графики интенсивности процесса сепарации зерна в молотильном аппарате комбайна типа "ДОН-1500" при следующих исходных данных.

Диаметр молотильного барабана $D=800\text{мм}$. Угол обхвата барабана декой $\theta=130^\circ=2,2689$. Скорость обмолота (окружная скорость барабана) $V= 25 \text{ м/с}$. Потери по агротехническим требованиям не обмолоченного зерна $0,5\%$. Выход обмолоченного зерна на соломотряс 12% .

При установившемся процессе обмолота для любого промежутка времени движения хлебной масс в молотильном аппарате.

$$x + y + z = X = \text{const},$$

где $x = X \cdot e^{-\alpha t}$ – количество не обмолоченных зёрен в подбарабанье;

$$y = \frac{\alpha \cdot X}{\beta - \alpha} \cdot (e^{-\alpha t} - e^{-\beta t})$$

– количество обмолоченных свободных зёрен в подбарабанье;

$$z = \frac{X}{\beta - \alpha} \cdot [\alpha \cdot (e^{-\beta t} - 1) - \beta \cdot (e^{-\alpha t} - 1)]$$

– количество зёрен,

прошедших через решётку подбарабанья; α и β – коэффициенты пропорциональности.

Графики изменения x , y и z от времени t прохождения хлебной массы в подбарабанье будем строить в относительных единицах, т. е. $X=1$ ($X=100\%$).

Определяем общее время прохождения хлебной массы в подбарабанье.

$$t_k = \frac{\theta \cdot D}{2 \cdot V} = \frac{2,2689 \cdot 0,8}{2 \cdot 25} = 3,63 \cdot 10^{-2} \text{ с.}$$

По заданным агротехническим требованиям при выходе из подбарабья, т. е. при $t_k=3,63 \cdot 10^{-2}$, с $x=0,005$.

$$0,005 = 1 \cdot e^{-\alpha \cdot 3,63 \cdot 10^{-2}},$$

Тогда

$$\alpha = \frac{100}{3,63} \cdot \ln 200 = 146.$$

откуда

Аналогично определяем коэффициент пропорциональности β .
или

$$f(\beta) = \frac{146}{e^{3,63 \cdot 10^{-2} \cdot \beta}} + 0,12 \cdot \beta - 18,25 = 0.$$

Полученное уравнение решаем графически следующим образом.

Уравнение может быть представлено в виде двух графиков:

$$f_1(\beta) = \frac{146}{e^{3,63 \cdot 10^{-2} \cdot \beta}}; \quad f_2(\beta) = 0,12 \cdot \beta - 18,25.$$

первая функция представляет собой экспоненту. Функция $f_2(\beta)$ представляет собой уравнение прямой.

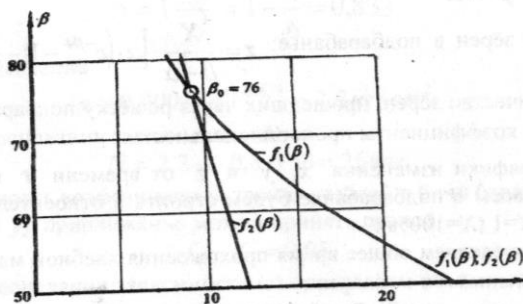


Рис.37. Графическое решение уравнения $\frac{146}{e^{3,63 \cdot 10^{-2} \beta}} = 0,12 \cdot \beta - 18,25$

Рис.37. Графическое решение уравнения

Графическим решением является ордината точки пересечения графиков функций $f_1(\beta)$ и $f_2(\beta)$ (рис.37). Из рисунка видно, что точка пересечения графиков соответствует $\beta=76$.

Для уточнения значения коэффициента β воспользуемся

методом Ньютона численного решения алгебраических уравнений. Если первое приближение $\beta = \beta_0$, то второе приближение β_1 может быть найдено из формулы

$$\beta_1 = \beta_0 - \frac{f(\beta_0)}{f'(\beta_0)}$$

Третье приближение выразится соответственно уравнением

$$\beta_2 = \beta_1 - \frac{f(\beta_1)}{f'(\beta_1)}$$

Тогда $f(\beta_0) = 9,2517 + 9,12 \cdot 18,25 = 0,122$.

$$f'(\beta) = -\frac{\alpha \cdot t_k}{e^{\beta \cdot t_k}} + 0,12 = -\frac{146 \cdot 3,63 \cdot 10^{-2}}{e^{3,63 \cdot 10^{-2} \cdot \beta}} + 0,12 = -\frac{5,3}{e^{3,63 \cdot 10^{-2} \cdot \beta}} + 0,12.$$

$$f'(\beta_0) = -0,2158; \quad f_1 = 76 + \frac{0,122}{0,2158} = 76,5653.$$

$$f(\beta_1) = 0,0016; \quad f'(\beta) = -0,109;$$

$$\beta_2 = 76,5653 + \frac{0,0016}{0,109} = 76,58.$$

Таким образом, $\beta = 76,6$.

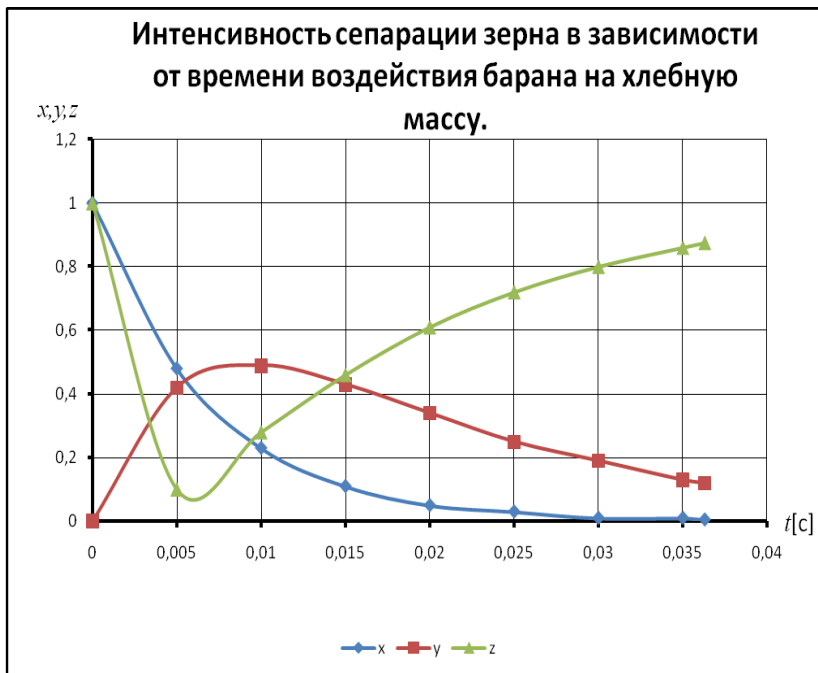
Тогда расчётные формулы для построения графиков примут вид:

$$x = e^{-146 \cdot t}; \quad y = 2,1 \cdot (e^{-76,6 \cdot t} - e^{-146 \cdot t}); \quad z = 1,44 \cdot 10^{-2} \cdot [76,6 \cdot (e^{-146 \cdot t} - 1) - 146 \cdot (e^{-76,6 \cdot t} - 1)]$$

Результаты вычислений по этим формулам представлены в следующей таблице:

$f[c]$	0	0,005	0,01	0,015	0,02	0,025	0,03	0,035	0,0363
x	1	0,48	0,23	0,11	0,05	0,03	0,01	0,01	0,005
y	0	0,42	0,49	0,43	0,34	0,25	0,19	0,13	0,12
z	1	0,1	0,28	0,46	0,61	0,72	0,8	0,86	0,875

Графически эти зависимости представлены на рис. 38.



5.2.3. Мощность, необходимая для работы молотильно-го устройства.

Определить мощность, необходимую для обмолота хлебной массы в бильном молотильном аппарате комбайна типа «ДОН-1500» с пропускной способностью $q=10$ кг/с. Диаметр барабана $D=800$ мм. Длина барабана $l=1500$ мм. Количество бичей $M=12$.

Для ориентировочного подсчета необходимой мощности воспользуемся уравнением, предложенным акад. В.П. Горячкиным.

$$75N = 75N_1 + 75N_2 = \frac{m' \cdot V^2}{g \cdot (1 - f)} + A \cdot \omega + B \cdot \omega^2$$

Где: $m'=q/g$ - масса подачи в одну секунду; $f=0,7...0,8$ - коэффициент перетирания; $V=(25...32)$ м/с - окружная скорость барабана; A - коэффициент, учитывающий мощность на преодоление трения в опорах барабана; B -коэффициент, учитывающий мощность, необходимую для сообщения кинетической энергии воздуху; ω - угловая скорость барабана.

Принимаем $V=30$ м/с и $f=0,8$. Тогда:

$$75N_1 = \frac{q \cdot V^2}{g \cdot (1 - f)} = \frac{10 \cdot 30^2}{9.81 \cdot (1 - 0.8)} = 4587 \frac{\text{КГМ}}{\text{с}}; N_1 = 61 \text{ л. с.}$$

Коэффициент A равен моменту сил трения в подшипниках (по В.П.Горячкину)

$$A = Q \cdot f \cdot \rho.$$

Где: Q -сумма реакций в опорах; f -коэффициент трения; ρ -радиус цапфы.

Для опор с подшипниками качения можно принимать

$$f \cdot \rho = (0,00015 \dots 0,0002) \text{ м.}$$

Сумма реакций на опорах Q складывается из веса барабана, нормальной силы со стороны обмолачиваемой массы на бичи и натяжения ременного привода. Вес барабана комбайна «ДОН-1500» $G=300$ кг. Ориентировочно можно принять:

$$Q = 2G = 600 \text{ кг.}$$

Угловая скорость барабана:

$$\omega = \frac{2V}{D} = \frac{2 \cdot 30}{0.8} = 75 \text{ с}^{-1}$$

$$\text{Принимаем } f \cdot \rho = 0.0002 \text{ м.}$$

Тогда

$$A \cdot \omega = Q \cdot f \cdot \rho \cdot \omega = 600 \cdot 0.0002 \cdot 75 = 9 \frac{\text{КГМ}}{\text{с}}$$

Масса воздуха, вытесняемая бичами барабана в одну секунду, равна:

$$m_B = \frac{\gamma_B \cdot F \cdot M \cdot V}{g},$$

где: F -лобовая площадь одного бича; M -количество бичей; $V = \omega \cdot r$ - окружная скорость барабана: r -радиус барабана.

Вытесняемому воздуху барабан сообщает скорость V_B , пропорциональную скорости V :

$$V_B = \varepsilon \cdot V,$$

где: $\varepsilon = 0,55$ -коэффициент пропорциональности.

Мощность, необходимая на сообщения кинетической энергии вытесняемому воздуху, равна:

$$B \cdot \omega^3 = \frac{m_B \cdot V_B^2}{2} = \frac{\gamma_B \cdot F \cdot M \cdot \varepsilon^2 \cdot V^3}{2 \cdot g}.$$

Лобовая площадь одного бича:

$$F = b_1 \cdot l$$

Принимаем ширину бича $b_1 = 30 \text{ мм}$. Тогда

$$F = 0,03 \cdot 1,5 = 0,045 \text{ м}^2$$

Таким образом,

$$B \cdot \omega^3 = \frac{1.2 \cdot 0.045 \cdot 12 \cdot 0.55^2 \cdot 30^3}{2 \cdot 9.81} = 270 \frac{\text{КГМ}}{\text{с}}$$

Следовательно,

$$75N_2 = A \cdot \omega + B \cdot \omega^3 = 9 + 270 = 279 \frac{\text{КГМ}}{\text{с}}; \quad N_2 = 3.7 \text{ л.с.}$$

И окончательно

$$N = N_1 + N_2 = 61 + 3.7 = 64.7 \text{ л.с.}$$

Таким образом, коэффициент полезного действия молотильного аппарата:

$$\eta = \frac{N_1}{N} = \frac{61}{64.7} = 0.94.$$

Задача 5.3. Клавишный соломотряс

Определить параметры **клавишного соломотряса** комбайна при следующих исходных данных (рис. 39).

Пропускная способность комбайна $q=6 \text{ кг/с}$;

Соотношение зерна к соломе 1:1;

Ширина молотилки $B=1200 \text{ мм}$;

Количество клавиш $z=4$;

Радиус кривошипа соломотряса $r=50 \text{ мм}$;

Угол наклона клавиш к горизонту $\alpha=15^\circ$.

Решение

1. Определяем расчётную ширину клавиши

$$B = B_M / z = 1200 / 4 = 300 \text{ мм}$$

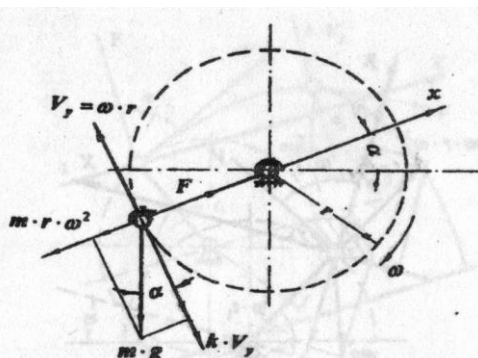


Рис.39. Схема для определения минимальной угловой скорости кривошипа клавишного соломотряса

2. Определяем минимальную угловую скорость кривошипа из условия относительного перемещения соломы по клавише, нахо-

двигаясь в крайнем левом положении, наиболее неблагоприятном для перемещения соломы (см. рис.39). Движущие силы должны превышать силы трения. На основании схемы имеем неравенство: $m \cdot r \cdot \omega^2 + m \cdot g \cdot \sin \alpha > f \cdot (m \cdot g \cdot \cos \alpha + k \cdot \omega^2)$.

Решение неравенства даёт условие:

$$\omega > \frac{a \cdot f}{2} + \sqrt{\left(\frac{a \cdot f}{2}\right)^2 - \frac{g}{r} \cdot (\sin \alpha - f \cdot \cos \alpha)}$$

Здесь $a = k/m = 9 \text{ с}^{-1}$ (по Зубкову В.И.);

$f = 1,2$ – коэффициент трения соломы по клавише.

Тогда

$$\omega > \frac{9 \cdot 1,2}{2} + \sqrt{\left(\frac{9 \cdot 1,2}{2}\right)^2 - \frac{9,81}{0,05} \cdot (\sin 15^\circ - 1,2 \cdot \cos 15^\circ)} = 19,75 \text{ с}^{-1}$$

Число оборотов кривошипа

$$n > 30 \cdot \omega / \pi = 30 \cdot 19,75 / 3,14 = 188,6 \text{ об/мин}$$

Принимаем $n = 200 \text{ об/мин}$.

Тогда

$$\omega = \pi \cdot n / 30 = 3,14 \cdot 200 / 30 = 20,94 \text{ с}^{-1}$$

3. Условие движения соломы по клавише соломотряса.

При вращении кривошипа по часовой стрелке от крайнего положения клавиша подбрасывает частицу, и она может отрываться от клавиши (рис. 40).

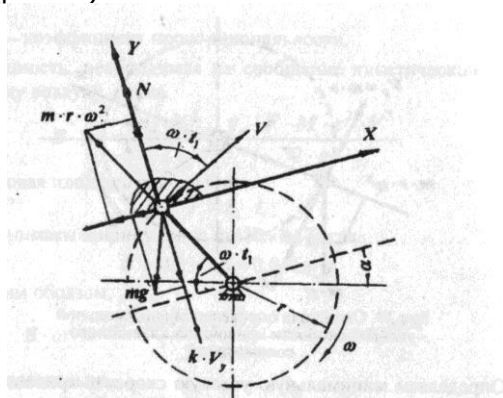


Рис.40. Схема сил, действующих на ворох в момент отрыва его от клавиши
 Начало отрыва соломы от клавиши определяется углом отрыва

Начало отрыва соломы от клавиши наступает, когда нормальная составляющая силы давления частицы соломы на клавишу

уменьшится до нуля. Этот момент наступает при угле поворота кривошипа от начального положения на угол ω^{-1} . Тогда условие отрыва будет

$$N = m \cdot g \cdot \cos \alpha - k \cdot V_y - m \cdot r \cdot \omega^2 \sin \omega t_1 = 0$$

Решая это уравнение, получим

$$\omega \cdot t_1 = \arcsin \left(\frac{g}{r \cdot \omega^2} \cdot \cos \alpha \cdot \cos \gamma \right) + \gamma,$$

, где

$$\gamma = \arctg \frac{a}{\omega} \arctg \frac{0}{20,94} = 23^{\circ}15'.$$

Вычисления дают:

$$\omega \cdot t_1 = \arcsin \left(\frac{9,81}{0,05 \cdot 20,94^2} \cdot \cos 15^{\circ} \cdot \cos 23^{\circ}15' \right) + 23^{\circ}15' = 46^{\circ}39'.$$

4. Свободный полёт соломы после отрыва от клавиши (рис. 41).

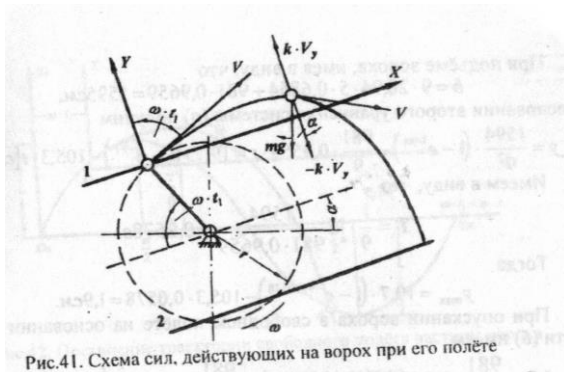


Рис.41. Схема сил, действующих на ворох при его полёте

Уравнения полёта на стадии подъёма

$$\left. \begin{aligned} \frac{dV_x}{dt} &= -g \cdot \sin \alpha; \\ \frac{dV_y}{dt} &= -g \cdot \cos \alpha - a \cdot V_y. \end{aligned} \right\}$$

Решение этой системы уравнений даёт траекторию полёта

$$\left. \begin{aligned} x &= \omega \cdot r \cdot t \cdot \sin \omega \cdot t_1 - \frac{g \cdot t^2}{2} \cdot \sin \alpha; \\ y &= \frac{b}{a^2} \cdot (1 - e^{-at}) - \frac{g \cdot t}{a} \cdot \cos \alpha. \end{aligned} \right\} (a)$$

$$b = a \cdot \omega \cdot r \cdot \cos \omega \cdot t_1 + g \cdot \cos \alpha.$$

где

$$b = a \cdot \omega \cdot r \cdot \cos \omega t_1 + g \cdot \cos \alpha.$$

Вычисления дают:

$$b = 9 \cdot 20,94 \cdot 5 \cdot 0,6864 + 981 \cdot 0,9659 = 1595 \text{ см}$$

Время максимального подъёма определяется по выражению:

$$T = -\frac{1}{a} \cdot \ln \frac{g}{b} \cdot \cos \alpha.$$

Вычисления дают:

$$T = \frac{1}{9} \cdot \ln \frac{1594}{981 \cdot 0,9659} = 0,0578 \text{ с.}$$

При опускании вороха соломы второе уравнение полёта примет вид:

$$\frac{dV_y}{dt} - a \cdot V_y - g \cdot \cos \alpha = 0.$$

Решение этого уравнения имеет вид:

$$y = y_{\max} - \frac{g}{a} \cdot \cos \alpha \cdot (t - T) + \frac{g}{a^2} \cdot \cos \alpha \cdot [1 - e^{-a(t-T)}] \quad (6)$$

где

$$y_{\max} = \frac{b}{a^2} \cdot (1 - e^{-aT}) - \frac{g \cdot T}{a} \cdot \cos \alpha.$$

Вычисления дают:

$$y_{\max} = 19,7 \cdot (1 - e^{-9 \cdot 0,0578}) - 105,3 \cdot 0,0578 = 1,9 \text{ см.}$$

Подставив в систему (а) численные значения величин, получаем уравнение траектории рассматриваемой задачи по координате X

$$x = 20,94 \cdot 5 \cdot 0,7272 \cdot t - \frac{981}{2} \cdot 0,2588 \cdot t^2 = 76,14 \cdot t - 126,94 \cdot t^2 \text{ [см]} \quad (6)$$

Уравнение подъёма частицы по координате Y для рассматриваемой задачи получим из второго уравнения системы (а)

$$y = \frac{1594}{9^2} \cdot (1 - e^{-9t}) - \frac{981}{9} \cdot 0,9559 \cdot t = 19,7 \cdot (1 - e^{-9t}) - 105,3 \cdot t \text{ [см]} \quad (2)$$

При опускании вороха в свободном полёте от верхней точки на основании зависимости (б) имеем:

$$y = 1,9 - \frac{981}{9} \cdot 0,9659 \cdot (t - 0,0578) + \frac{981}{9^2} \cdot 0,9659 \cdot [1 - e^{-9(t-0,0578)}] = 1,9 - 105,3 \cdot (t - 0,0578) + 11,7 \cdot [1 - e^{-9(t-0,0578)}] \text{ [см]} \quad (d)$$

Уравнения (в), (г) и (д) определяют координаты траектории полёта при подъёме и опускании частицы. Задавая время t пошагово, можно получать числовые значения координат. В таблице

ниже приведены координаты, вычисленные с шагом $\Delta t=0,02$ с.

таблица:

t [с]	0,02	0,04	0,0578	0,06	0,08	0,10	0,12
x [см]	1,47	2,84	3,98	4,11	5,28	6,34	7,31
y [см]	1,14	1,74	1,9	1,9	1,68	1,16	0,37
t [с]	0,14	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24	0,25
x [см]	8,17	8,93	9,59	10,15	10,61	10,96	11,1
y [см]	-0,64	-1,7	-3,16	-4,62	-6,19	-7,85	-8,71

Уравнение траектории можно представлять графически построением графика в среде EXCEL. Траектория свободного полёта частицы $Y(t)$ показана на рис. 42.



Рис.42. Построение траектории свободного полёта частицы вороха

5. Определение фазы соударения падающей частицы с клавишей.

Подброшенная клавишей частица после свободного полёта опускается снова на клавишу. Момент соударения получим в точке пересечения траекторий частицы и траектории точек клавиши. Для этого на графике траектории частицы $Y(t)$ строим траекторию точек клавиши $Y_k(t)$ (см. рис. 42).

$$Y_k(t) = r \cdot \sin \omega t$$

Для данной задачи траектории $Y(t)$ и $Y_k(t)$ пересекаются в точке A с абсциссой $t=0,25$ с.

6. Определение средней скорости продвижения соломистого вороха по клавише.

За время по данным таблицы ворох перемещается по клавише на расстояние $x = 11$ см.

Следовательно, средняя скорость продвижения соломистого вороха по клавише может быть определена как отношение:

$$V_c = 0,11 / 0,25 = 0,44 \text{ м/с}$$

7. Определение высоты слоя соломы на соломотрясе, требуемой для обеспечения заданной подачи q_c . Высота слоя H определяется соотношением:

$$q_c = P \cdot V_c \cdot B_c \cdot \gamma$$

где q_c – подача соломы на соломотряс; $\gamma = (10...20)$ кг/м³ – плотность соломы во вспушенном состоянии.

Отношение соломы ко всей хлебной массе

$$\beta = \frac{q_c}{q_c + q_s} = \frac{1}{1+1} = 0,5.$$

Тогда

$$q_c = \beta \cdot q = 0,5 \cdot 6 = 3 \text{ кг/с}$$

Толщина слоя соломы на соломотрясе будет:

$$H = \frac{q_c}{V_c \cdot B_c \cdot \gamma} = \frac{3}{0,44 \cdot 1,2 \cdot 15} = 0,379 \text{ м.}$$

8. Определение длины клавиши

Длина клавиши соломотряса должна по условиям сепарации определяться по закону сепарации:

$$L = \frac{1}{\mu} \cdot \ln \frac{a}{y_c}$$

(а)

Здесь μ – коэффициент сепарации. Он определяется зависимостью

$$\mu = \frac{\alpha \cdot k}{V_c \cdot t}$$

(б)

Здесь α – вероятность просеивания зерна через отверстия клавиши

$$\alpha = \frac{S_1}{S} = 0,6,$$

(в)

где S_1 – суммарная площадь отверстий в клавише; S – общая площадь поверхности клавиши.

Экспериментально установлено, что вероятность просеивания α зерна через солому обратно пропорциональна толщине слоя соломы H и при толщине слоя $H_1=100$ мм $k_1=0,75$. Для рассматриваемой задачи $H=379$ мм.

Тогда для нашего случая

$$k = k_1 \cdot \frac{H_1}{H} = 0,75 \cdot \frac{100}{379} \approx 0,2.$$

Время одного встряхивания t

$$t = 60 / n = 60 / 200 = 0,3 \text{ с}$$

Подставляя найденные величины в формулу сепарации, получим

$$\mu = \frac{0,6 \cdot 0,2}{0,44 \cdot 0,3} = 0,91 \text{ м}^{-1}.$$

(г)

Количество зерна q_3 , поступающего в молотильный аппарат

равно разности количества всей хлебной массы q и соломы q_c .

$$q_3 = q - q_c = 6 - 3 = 3 \text{ кг/с}.$$

Зерно, прошедшее через подбарабанье и не попавшее на соломотряс будет:

$$q_3' = (0,8 \dots 0,9) q_3 = 0,85 \cdot 3 = 2,55 \text{ кг/с}.$$

Тогда

$$a = q_3 - q_3' = 3 - 2,55 = 0,45 \text{ кг/с}.$$

Потери зерна за соломотрясом не должны по нормативам превышать 0,5% от общего количества зерна q_3 , т.е.

$$y_c = 3 \cdot 0,005 = 0,015 \text{ кг/с}.$$

Тогда длина клавиши соломотряса по условиям сепарации (a) будет:

$$L = \frac{1}{0,91} \cdot \ln \frac{0,45}{0,015} = 3,74 \text{ м}.$$

5.4. Вентилятор

Определить основные параметры вентилятора, предназначенного для обработки вороха в комбайне, у которого грохот жалюзийный со следующими размерами (рис.43).

Ширина решета $B_p = 1,15 \text{ м}$. Длина решета $L = 1,2 \text{ м}$. Ширина канала вентилятора $B_k = B_p = 1,15 \text{ м}$.

Определяем высоту выходного канала вентилятора на основании следующей зависимости

$$b = \frac{L_p}{\lambda} \cdot (\sin \beta - 2,4 \cdot a \cdot \cos \beta) - 4,8 \cdot a \cdot d,$$

где $\lambda = 1,1 \dots 1,2$ – коэффициент, учитывающий снос воздушного потока; $\beta = 18 \dots 30^{\circ}$ – угол между плоскостью решета и осевой линией потока; a – коэффициент, характеризующий турбулентность струи, для канала прямоугольного сечения $a = 0,1 \dots 0,14$.

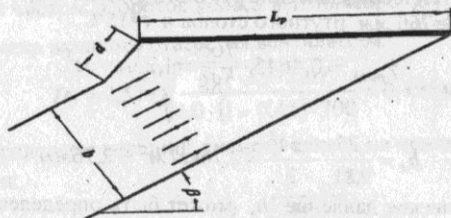


Рис.43. Схема действия потока воздуха на решето

Принимая $\lambda = 1,1$, $\beta = 30^{\circ}$, $a = 0,1$, $d = 0,1$ м, получим

$$b = \frac{1200}{1,1} \cdot (0,5 - 2,4 \cdot 0,1 \cdot 0,866) - 4,8 \cdot 0,1 \cdot 100 = 270 \text{ мм.}$$

Определим скорость воздушного потока C_{cp} на выходе из вентилятора для жалюзийного решета следующим образом:

$$C_{cp} = \sqrt{\frac{(V_s)_{\min}^2 \cdot \sin(\alpha + \varphi)}{\cos \varphi}},$$

где $(V_s)_{\min} = 8,9 \text{ м/с}$ – минимальная скорость витания зерна (см. приложение 4); $\alpha = 14^{\circ}$ – угол наклона элемента жалюзи к горизонту; $\varphi = 18^{\circ}$ – угол трения.

Тогда

$$C_{cp} = \sqrt{\frac{8,9^2 \cdot 0,5299}{0,951}} = 6,64 \text{ м/с.}$$

Расход воздуха определяется как произведение сечения канала на рабочую скорость

$$V = B_k \cdot b \cdot C_{cp} = 1,15 \cdot 0,27 \cdot 6,64 = 2,06 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Определяем динамическое давление h_d при средней скорости воздушного потока C_{cp} .

$$h_d = \frac{\gamma_a}{g} \cdot \frac{C_{cp}^2}{2}.$$

Здесь γ_a – удельный вес воздуха, который может быть определён следующим образом:

$$\gamma_{возд.} = 0,4645 \cdot \frac{B}{T},$$

где B – барометрическое давление ртутного столба, мм; $T=273+t^0C$.
 При $B=760$ мм ртутного столба и $t=15^0C$.

$$\gamma_{возд.} = 0,4645 \cdot \frac{760}{288} = 1,23 \text{ кг/м}^3.$$

Тогда

$$h_d = \frac{1,23}{9,81} \cdot \frac{6,64^2}{2} = 2,76 \text{ кг/м}^2 = 2,76 \text{ мм.}$$

Статическое давление h_s может быть определено следующим образом:

$$h_s = \frac{1-k^2}{k^2} \cdot h_d,$$

где $k=0,2 \dots 0,25$ – коэффициент, учитывающий общее сопротивление в сети.

Принимая $k=0,2$, получим

$$h_s = \frac{1-0,2^2}{0,2^2} \cdot 2,76 = 66,2 \text{ кг/м}^2 = 66,24 \text{ мм.}$$

Тогда полное давление

$$h = h_s + h_d = 66,24 + 2,76 = 69 \text{ мм.}$$

Принимаем значение манометрического коэффициента полезного действия $\eta_h = 0,95$. Тогда теоретический напор

$$H_m = \frac{h}{\eta_h} = \frac{69}{0,95} = 72,6 \text{ мм.}$$

Определяем диаметр входного отверстия следующим образом:

$$D_0 = 2,57 \cdot \sqrt[3]{\frac{\Delta \cdot \lambda_v \cdot V}{\mu_0 \cdot (1-\varphi_0) \cdot \eta}}$$

где $\Delta = 0,55 \dots 0,85$ – коэффициент использования выходного отверстия;

$\lambda_v = \frac{D_0}{D_1} = 1,9$ – соотношение диаметров входного отверстия и внутреннего диаметра колеса вентилятора;

$\mu_0 = 0,8 \dots 1,0$ – коэффициент поджатия потока; $\varphi_0 = 0,42 \dots 0,46$ – коэффициент предварительного закручивания потока;
 $n = 450 \dots 1000$ об/мин – число оборотов колеса вентилятора.

Задаваясь коэффициентами $\Delta = 0,7$, $\lambda_0 = 1,9$, $\mu_0 = 1,0$, $\varphi_0 = 0,45$ и числом оборотов колеса вентилятора $n = 700$ об/мин, определяем диаметр входного отверстия вентилятора.

$$D_0 = 2,57 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,7 \cdot 1,9 \cdot 2,07}{1,0 \cdot (1 - 0,45) \cdot 700}} = 0,495 \text{ м.}$$

Определяем внешний диаметр колеса на основании следующей зависимости:

$$D_2 = \frac{2}{n} \cdot \sqrt{\frac{H_m}{C_n \cdot \rho}}$$

Здесь коэффициент

$$C_n = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \cdot \left[\frac{1}{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \cdot \operatorname{tg} \gamma_2} - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 \cdot \frac{1}{1 + \operatorname{tg} \alpha_1 \cdot \operatorname{tg} \gamma_1} \right],$$

где α_1 и α_2 – углы, характеризующие отклонения лопасти (рис.44). Имеем в виду, что

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{\sin \alpha_2}{\sin \alpha_1} = 0,35 \dots 0,5.$$

Принимаем $\alpha_1 = 20^\circ$ и $\frac{D_1}{D_2} = 0,4$.

тогда

$$\begin{aligned} \sin \alpha_2 &= \sin \alpha_1 \cdot \frac{D_1}{D_2} = \\ &= 0,342 \cdot 0,4 = 0,1368, \end{aligned}$$

или $\alpha_2 = 7^\circ 52'$; γ_1 и γ_2 – углы меж-

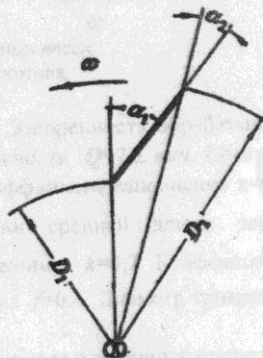


Рис.44. Отклонение лопасти вентилятора

ду направлениями переносной и абсолютной скоростью на входе и выходе, $\gamma_2 = 2 \dots 3^\circ$. Угол γ_1 зависит от величины коэффициента k . Для нашего случая при $k=0,2$ можно принять $\gamma_1 = 14^\circ$ и $\gamma_2 = 2^\circ$.

Таким образом,

$$C_n = \left(\frac{3,14}{30}\right)^2 \cdot \left(\frac{1}{1+0,1381 \cdot 0,0349} - 0,4^2 \cdot \frac{1}{1+0,364 \cdot 0,2493}\right) = 0,0093.$$

Тогда

$$D_2 = \frac{2}{700} \cdot \sqrt{\frac{72,6 \cdot 9,81}{0,0093 \cdot 1,23}} = 0,713 \text{ м.}$$

Определяем внутренний диаметр колеса вентилятора.

$$D_1 = 0,4 \cdot D_2 = 0,4 \cdot 0,713 = 0,285 \text{ м.}$$

Необходимая мощность для работы вентилятора определяется

как

$$N_n = \frac{V \cdot H_m}{102} = \frac{2,07 \cdot 72,6}{102} = 1,47 \text{ квт} = 2 \text{ л.с.}$$

ЧАСТЬ 3. РЕШЕНИЕ ЗАДАЧ В СРЕДЕ SIMULINK MATLAB

3.1. Общая характеристика пакета SimuLink Matlab [3]

Пакет SimuLink позволяет осуществлять моделирование динамики и кинематики систем любой сложности. Построение моделей исследуемых систем производится путем графической сборки схемы соединений элементарных стандартных звеньев-блоков (технология Drag-and-Drop (бери и тащи)). В качестве элементов для построения модели применяются модули (блоки), хранящиеся в библиотеках SimuLink:

Continuons - линейные компоненты;

Discontinues - нелинейные компоненты

Discrete - дискретные компоненты;

Math Operations - математические операторы;

Functions&Tables – функции и таблицы;

Connections (Связи) – соединительные компоненты;

Ports&Sistems – порты и системы;

Sources - источники сигналов и воздействий, подаваемых на входы модели. **Все блоки-источники имеют по одному выходу и не имеют входов.**

Sinks – приемники и регистрирующие устройства, сохраняющие результаты моделирования. Все они имеют *только входы и не имеют выходов.*

Blocksets&Toolboxes - дополнительные блоки и инструменты, созданные пользователем;

Каждый блок имеет параметры настройки. Их желаемые значения устанавливаются в окне параметров, которое вызывается двойным щелчком мыши по пиктограмме блока.

В ходе моделирования имеется возможность наблюдать за процессами с помощью специальных смотровых окон в графической форме из библиотеки **Sinks**.

Правила работы в среде SimuLink изложены в электронном МУ «SimuLink».

5. Построение модели в среде Simulink

Построение модели уравнения осуществляется в следующей последовательности.

1. Запускаем Matlab; в командном окне нажимаем пиктограмму SimuLink;

2. В меню "Файл" SimuLink через опции "Создать – New Model" открываем поле моделирования "Undieled";
3. Анализом уравнения определяем требуемый набор блоков;
4. Находим пиктограммы нужных блоков в разделах библиотек и перетаскиваем их на поле моделирования;
5. Соединяем блоки в соответствии с уравнением;
6. Устанавливаем параметры блоков;
7. Подключаем в нужных местах смотровые окна: дисплеи, графопостроители;
8. Наносим на модель названия блоков, обозначения величин и операций, поясняющие надписи, заголовок, фамилию создателя и пр.;
9. Запускаем на выполнение нажатием пиктограммы Run;
10. Оцениваем результат работы; правим ошибки;
11. Сохраняем файл латиницей под именем LR5_(Фамилия).

ПРИМЕР. Разработать блок-схему модели для уравнения $z = R(1 - \cos \omega t)$.

Анализом определяем, что для реализации уравнения нужны блоки констант, суммирования, умножения, тригонометрический и задания времени.

Из библиотек на поле моделирования переносим пиктограммы этих блоков: **Constant, Sum, Product, Sin, Ramp**.

Соединяем их в нужной последовательности. Задаём параметры $1, R, \omega$ в соответствии с исходными данными. Текущее время t устанавливаем в блоке **Ramp** опцией $Stope=k$, исходя из требуемой длительности рассмотрения процесса. При $T=10c$ $k=1$ (по умолчанию). При уменьшении T пропорционально уменьшается k .

Можно использовать блок **Clock**, согласовывая машинное время с требуемым.

Полученная блок схема модели приведена на рис. 3.

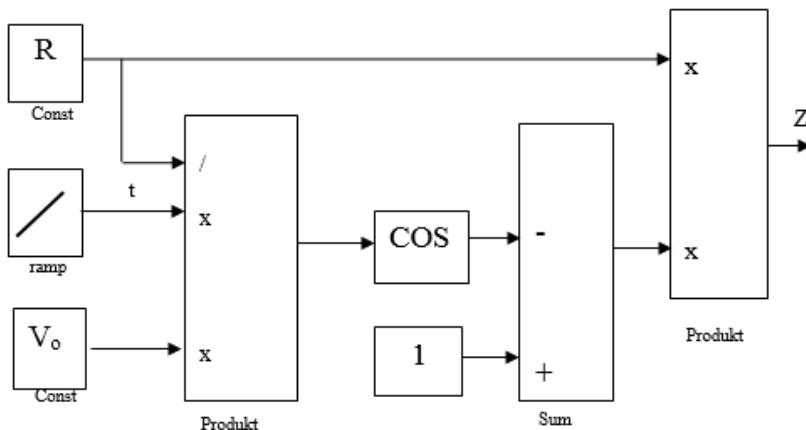


Рис. 3. Блок схема модели уравнения (4)

На выходе модели подключаем графопостроитель **XY Graph**, а в нужных местах осциллоскоп **Scope** для наблюдения за сигналами при отладке.

Задача № 1

Цель работы: получение навыков компьютерного моделирования расчётов в среде Simulation Matlab.

Задание. По математическому описанию разработать блок-схему решения модели в среде Simulink, найти диаметр диска D , требующийся для разгона частицы до требуемой скорости V_r [4]

1. Исходные данные

Варианты индивидуальных заданий

Номер варианта	Окружная скорость ω , рад/с	Козфф. Трения f	Угол наклона лопатки ψ , град	Требуемая скорость сброса частицы V_r , м/с
1	100	0,1	0	20
2	120	0,2	10	22
3	140	0,3	15	24
4	160	0,4	20	26
5	180	0,1	30	28
6	200	0,2	40	30
7	220	0,3	-10	32
8	240	0,4	-15	34
9	260	0,1	-20	36
10	280	0,2	-25	38
11	300	0,3	-30	40
12	320	0,4	-40	42

r_0 – начальный радиус поступления семян на диск $r_0 = 0,05$ м.

2. Расчётная схема центробежного рабочего органа

Центробежные рабочие органы (ЦБО) используются для разбрасывания туков по полю, обрушивания твёрдых оболочек семян, для фильтрации сред (центрифуги) и др. Рабочим органом машины является быстровращающийся диск (рис.1), приводящийся в движение от двигателя.

Частицы продукта через питатель 1 подаются в центр диска 2 и под действием центробежных сил разгоняются по нему, преодолевая силы трения. Через время T они сбрасываются с диска со скоростью V_r .

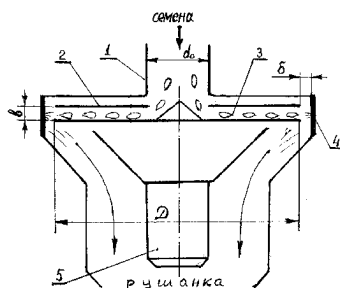


Рис.1. Расчётная схема центробежного рабочего органа.

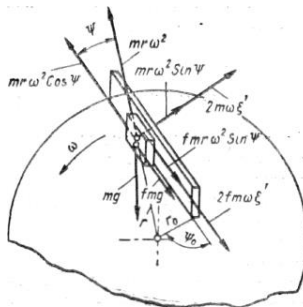


Рис. 4.41 Схема сил, действующих на частицу, движущуюся по поверхности вращающегося диска с прямолинейными лопастями.

3. Математическая модель ЦБО.

Математическая модель движения частицы по диску ЦБО с прямыми лопатками [1]:

$$d^2s/dt^2 + 2f\omega ds/dt - \omega^2s = r_0\omega^2 - fg, \quad (1)$$

где s , ds/dt , d^2s/dt^2 – радиальное смещение частицы по диску, его скорость и ускорение соответственно; ω – угловая скорость вращения диска; ψ – угол наклона лопатки к радиусу; r_0 – радиус поступления частицы на диск; f – коэффициент трения семечка о диск; $\varphi = \arctg f$ – угол трения.

Если лопасти наклонены вперед по направлению вращения, то в уравнении (1) перед φ будет знак минус, а если наклон назад, то плюс.

Решение уравнения движения имеет вид:

$$s(t) = [r_0(\pm\varphi)]/\cos\varphi - fg/\omega^2 \{ [\lambda_2 \exp(\lambda_1 t) - \lambda_1 \exp(\lambda_2 t)] / (\lambda_2 - \lambda_1) - 1 \} \quad (2)$$

$$V(t) = [r_0(\cos(\psi_0 \pm \varphi))]/\cos\varphi - fg/\omega^2 \lambda_2 \lambda_1 [\exp(\lambda_1 t) - \exp(\lambda_2 t)] / (\lambda_2 - \lambda_1). \quad (3)$$

где $\lambda_1 = \omega(\sqrt{1+f^2} - f)$; $\lambda_2 = -\omega(\sqrt{1+f^2} + f)$ – корни характеристического уравнения

Получение и использование таких формул в инженерной практике трудоёмко. Целесообразно использовать преимущества компьютерного моделирования в среде Simulink, не требующего решения дифференциальных уравнений.

Рассмотрим центробежный рабочий орган с горизонтальным диском и радиальной лопаткой. Дифференциальное уравнение движения частицы по диску получим из общего (1), полагая $\psi = 0$:

$$d^2s/dt^2 + 2*f*\omega*ds/dt - \omega^2s = \omega^2r_0 - f *g \quad (5)$$

Для моделирования уравнение разрешаем относительно старшей производной:

$$d^2s/dt^2 = - \omega^2s + \omega^2r_0 - f *g - 2*f*\omega*ds/dt \quad (6)$$

Для моделирования следует разрешить уравнение (1) относительно старшей производной:

$$d^2s/dt^2 = - 2*f*\omega*ds/dt + \omega^2*s + r_0 \omega^2(\cos(\psi_0 \pm \phi))/\cos\phi - fg, \quad (4)$$

При создании блок-схемы уравнения используется следующий приём. Левую часть – ускорение изображаем сигналом. Интегрируя его, получим скорость, интегрируя её – смещение, которые заводим на входы блоков правой части уравнения. Построив блок схему правой части, используем то обстоятельство, что согласно уравнению (4) она равна левой части уравнения, т.е. ускорению. Таким образом образуется обратная связь, вызванная приравниванием значений ускорения, вычисляемых через правую часть и левую часть непосредственно.

Согласно структуре уравнения (4) для построения блок-схемы следует использовать два блока интегрирования (**Integrator**), звено-сумматор (**Sum**), блоки констант (**Constant**), перемножения (**Product**). В качестве смотровых окон применим блок **Scope**, который выводит график изменения входной величины от времени и **Display**, который фиксирует значения параметра.

Блок схема уравнения (6) представлена на рис. 2.

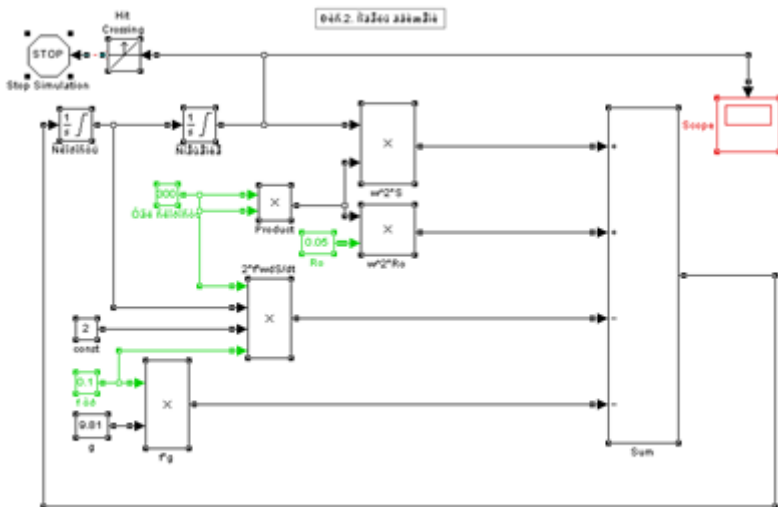


Рис. 2. Блок-схема центробежного рабочего органа

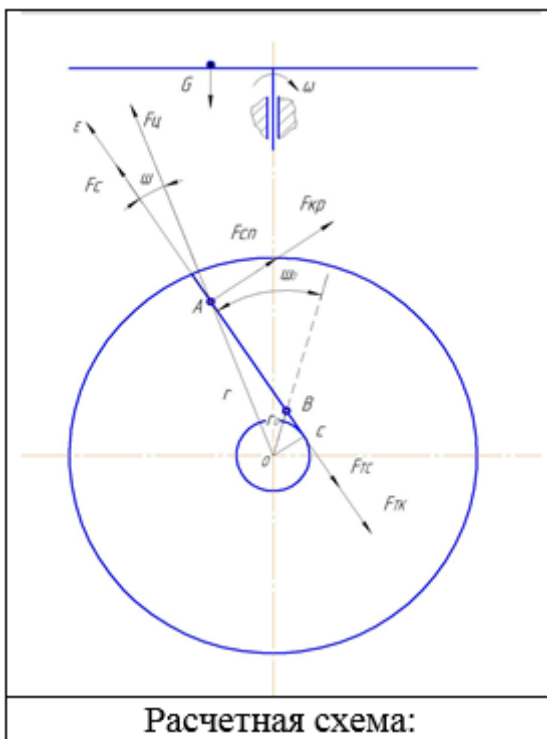
Блок-схема изображена для случая, когда определяется время сброса T . Блок **Hit Crossing** (Обнаружить пересечение) настроен на величину радиуса диска. В блоке **Scope** получается график зависимости смещения от времени, по которому определяется время схода T .

Полученную блок-схему можно использовать для определения диаметра диска, при котором частица в момент схода достигает требуемой скорости V_r . Для этого на блок **Hit Crossing** (Обнаружить пересечение) с порогом срабатывания V_r должен быть подан сигнал скорости V . В блоке **Scope** получается график зависимости смещения от времени, по которому определяется требуемый радиус диска.

Задача 2

Разработка математической модели центробежного рабочего органа с наклонными лопатками [5].

Задача: Найти диаметр диска D , способного разогнать частицу до $V_{тр}$



Частица движется вдоль лопатки по оси ξ .

Рассмотрим её равновесие в текущем положении – т.А.

На частицу действуют силы:

Сила веса $\mathbf{G} = m\mathbf{g}$ направлена перпендикулярно диску.

Центробежная сила $\mathbf{F}_ц = m\omega^2\mathbf{r}$, направлена по радиусу ОА;

Сила кариолиса $F_k = 2m\omega\dot{\xi}$

Сила трения $\mathbf{F}_т = m\mathbf{g}\mathbf{f}$; направлена по оси ξ .

Сила трения о лопатку $F_{тк} = 2m\omega^2$

Исходные данные: $v_{тр} = 26$ м/с; $r_0 = 0,05$ м.; угловая скорость $\omega = 160$ м⁻¹, коэффициент трения $f = 0,4$, угол $\psi = 20^\circ$.

Анализ расчетной схемы показывает, что направление движения ξ не совпадение с радиусом, а составляет с ним переменный угол ψ соотношение между $m\xi$ найдем из ΔOAC :

$$r^2 = AC^2 + OC^2$$

$$r^2 = (\xi + r_0 \cos \varphi_0)^2 + r_0^2 \sin^2 \psi$$

$$CO = r \sin \psi_0 = r \sin \psi$$

$$r = \xi + r_0 \cos \psi_0$$

Составим математическую модель, используя принцип Даламбера:

Сила всех сил, действующих на частицу по оси ξ равняется нулю

$$\sum F_i = 0$$

Или

$$m\ddot{\xi} = F_a - F_{mp} - F_{tk} - F_{tc}$$

Подставляя выражения, для сил, получим:

$$m\ddot{\xi} = m\omega^2 r \cos \varphi - mfg - mf\omega^2 r \sin \psi - 2fm\omega\dot{\xi}$$

Сократим на m , получим математическую модель:

$$\ddot{\xi} = \omega^2 r \cos \psi - fg - f\omega^2 r \sin \psi - 2f\omega\dot{\xi}$$

Недостаток этой модели, наличие двух связанных переменных ξ и r .

Выразим все через ξ .

$$\ddot{\xi} = \omega^2 (\xi + r_0 \cos \psi_0) - fg - f\omega^2 r_0 \sin \psi_0 - 2f\omega\dot{\xi}$$

Группируя члены по переменным:

$$\ddot{\xi} + 2f\omega\dot{\xi} - \omega^2 g = \omega^2 r_0 \cos \psi_0 - f\omega^2 (r_0 \sin \psi_0) - fg$$

Коэффициент трения равен $f = tg \varphi = \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi}$

где φ - угол трения

$$\varphi = \arctg f$$

Преобразуем правую часть

$$\omega^2 r_0 \cos \psi_0 - f\omega^2 (r_0 \sin \psi_0) \Rightarrow \omega^2 r_0 \cos \psi_0 - \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi} \omega^2 (r_0 \sin \psi_0) = \omega^2 r_0 \frac{\cos(\psi_0 \pm \varphi)}{\cos \psi} = A$$

С учетом этих преобразований получим математическую модель:

$$\ddot{\xi} + 2f\omega\dot{\xi} - \omega^2 \xi = A - fg$$

Полученную модель относим к классу неоднородных классов

дифференцированных уравнений с постоянными коэффициентами.

Полное решение равно сумме общего решения однородного уравнения и частного решения неоднородного:

$$\xi = \xi_{од} + \xi_{неод}$$

Общее решение однородного уравнения

$$\ddot{\xi} + 2f\omega\dot{\xi} - \omega^2\xi = 0$$

$$\xi = \sum_{i=1}^n C_i e^{\lambda_i t}, i = 1, 2?$$

Где C_i – постоянная интегрирования

λ_i – корни характеристического уравнения

$$\lambda_1 - 2f\omega\lambda - \omega^2 = 0$$

$$\lambda_1 = \omega(\sqrt{1 + f^2} - f)$$

$$\lambda_2 = -\omega(\sqrt{1 + f^2} + f)$$

Частное решение неоднородного уравнения принимаем в виде:

$$\frac{A}{\omega^2} = \frac{fg}{\omega^2} \Rightarrow \frac{A - fg}{\omega^2} = B$$

Полное решение математической модели получаем в виде:

$$\xi = \sum_{i=1}^n C_i e^{\lambda_i t} + \frac{A - fg}{\omega^2}$$

Скорость движения

$$\dot{\xi} = \sum_{i=1}^n C_i \lambda_i e^{\lambda_i t}$$

Постоянные интегрирования находим, учитывая начальные условия по $t=0$

$$\left. \begin{array}{l} t = 0, \xi = 0 \\ t = 0, \dot{\xi} = 0 \end{array} \right\} \begin{array}{l} C_1 + C_2 + \frac{A - fg}{\omega^2} \\ C_1 \lambda_1 + C_2 \lambda_2 = 0 \end{array} \left. \vphantom{\begin{array}{l} t = 0, \xi = 0 \\ t = 0, \dot{\xi} = 0 \end{array}} \right\} C_1 + C_2 + B$$

Решая систему двух уравнений, находим:

$$C_1 = B \cdot \frac{\lambda_2}{\lambda_2 - \lambda_1} \quad C_2 = \frac{\lambda_1}{\lambda_2 - \lambda_1} \cdot B$$

Подставляем найденные C_1 и C_2 в уравнение, получим

$$\xi = \pm B \left[\frac{1}{\lambda_2 - \lambda_1} (\lambda_2 \cdot e^{\lambda_1 t} - \lambda_1 \cdot e^{\lambda_2 t}) - 1 \right]$$

$$\dot{\xi} = \pm B \left[\frac{\lambda_1 \cdot \lambda_2}{\lambda_2 - \lambda_1} (e^{\lambda_1 t} - e^{\lambda_2 t}) \right]$$

Листинг и алгоритм программы прилагается.

Вывод: Диаметр диска разгоняющий частицу до 26 м/с.

Программа Excelдаёт 0,6014 мм.

Задача №3

Задача 4

Моделирование кинематики почвенных фрез в среде Simulation Matlab

Цель работы: получение навыков компьютерного моделирования расчётов в среде Simulion Matlab.

Задание. По математическому описанию кинематики фрезы [5] разработать блок-схему определения траекторий в среде Simulink, найти высоту гребней, остающихся на дне борозды.

1. Исходные данные

Варианты индивидуальных заданий

Номер варианта	Радиус фрезы R, м	Число оборотов об/мин	Скорость культиватора Vп, м/с	Направление вращения фрезы	Число ножей m
1	0,15	450	2	прямое	2
2	0,20	450	2	прямое	2
3	0,25	450	2	прямое	2
4	0,15	400	2,5	прямое	3
5	0,20	400	2,5	прямое	3
6	0,25	400	2,5	прямое	3
7	0,15	350	2	обратное	4
8	0,20	350	2	обратное	4
9	0,25	350	2	обратное	4
10	0,15	300	2,5	обратное	6
11	0,20	300	2,5	обратное	6
12	0,25	300	2,5	обратное	6

2. Кинематика ротационных рабочих органов

Почвенная фреза – активный ротационный рабочий орган (РРО) с вращательным движением режущих элементов от дополнительного привода. Конструктивно фреза представляет диск, на котором закреплены несколько ножей. Несколько дисков на одной оси образуют фрезерный барабан, вращающийся от ВОМ трактора (рис. 1, а).

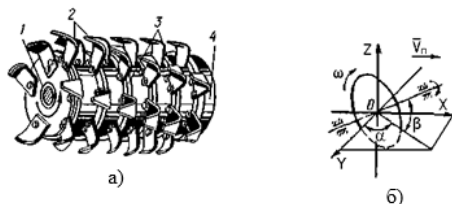


Рис. 1. Почвенная фреза: а) общий вид: 1 – вал; 2 – нож; 3 – фрикционные диски; 4 – диски; б) – расположение оси в пространстве для класса Ж ($\alpha \neq 0^\circ$, $\beta \neq 0$).

Положение оси вращения РРО в пространстве принято характеризовать двумя углами: α – угол отклонения проекции оси на горизонтальную плоскость от поперечной оси машины, называемый углом афронтальности ротора; β – угол наклона оси к горизонтальной поверхности поля (см. рис.1, б).

Режущий элемент фрезы в процессе работы участвует в относительном вращательном и переносном поступательном движении. Отношение скоростей вращательного V_0 и поступательного движения V_n называется кинематическим параметром

$$\lambda = V_0 / V_n. \quad (1)$$

Направление вращения ротора может быть разным: прямым и обратным. Прямое вращение считается совпадающим с направлением вращения ведущих колёс трактора, а обратное – противоположно ему.

Основными кинематическими характеристиками фрез считают формы траектории, величина и направление скорости режущего элемента.

Преимущественное применение в сельском хозяйстве находят активные РРО класса А с горизонтально-поперечной осью вращения (ГПО) ($\alpha = 0^\circ$, $\beta = 0$).

Траектория конца лезвия для фрез ГПО будет представлять вытянутую плоскую циклоиду (трохоиду), форма которой зависит от кинематического параметра λ (рис. 2, а).

Каждый нож описывает свою циклоиду, сдвинутую относи-

тельно соседних. Петли циклоид соседних ножей пересекаются на высоте C от дна борозды (рис. 2, б), определяя гребнистость дна борозды $h_r = C$. Величина гребней регламентируется агротребованиями.

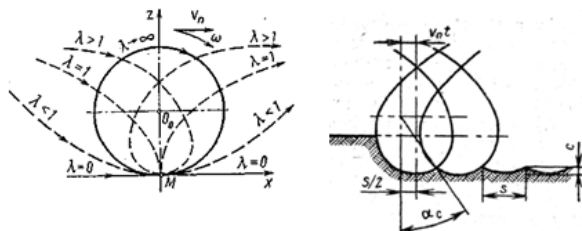


Рис.2. Схемы траекторий фрезы:

а) при различных кинематических параметрах λ ; б) образование гребней $h_r = C$

3. Математические модели кинематики фрезы

Математическое моделирование кинематики сводится к определению уравнения движения кромки рабочего элемента, расположенной на расстоянии R_i от оси вращения. К настоящему времени теория в состоянии описать кинематику РРО в пространстве.

Общие уравнения, описывающие траекторию любой точки ротора с осью вращения класса Ж (см. рис.1.17) в трёхмерной системе координат XYZ с началом в центре диска, по Ф.М. Канарёву [11].

$$\begin{aligned} x &= V_{\Pi} t - R_i \sin \alpha \sin \beta \sin \omega t + R_i \cos \alpha \cos \omega t; \\ y &= R_i \cos \alpha \sin \beta \sin \omega t - R_i \sin \alpha \cos \omega t; \\ z &= - R_i \cos \beta \sin \omega t, \end{aligned} \quad (2)$$

где t – текущее время; V_{Π} – скорость поступательного движения ротора; α – угол афронтальности; β = угол наклона оси; ω – угловая скорость ротора.

Кинематика РРО зависит от кинематического (скоростного) показателя λ :

$$\lambda = V_0/V_{\Pi}. \quad (3)$$

Для пассивных роторов, перекачивающихся по поверхности поля, $\lambda \leq 1$, для активных, вращающихся от привода, $\lambda > 1$.

Начало координат и начальное положение точки лезвия фрезы ГПО удобно разместить на дне борозды в точке М (см. рис. 2,а).

Уравнения траектории ножей фрезы с горизонтально-поперечной осью вращения получим из общих уравнений (1.61) при $\alpha=0, \beta=0$; задача становится плоской.

$$\begin{aligned} x &= v t \pm R \sin \omega t; \\ z &= R(1 - \cos \omega t). \end{aligned} \quad (4)$$

Уравнения (4.43) определяют траекторию движения ножей в параметрической форме. Знак (+) соответствует обратному, а знак (–) - прямому направлению вращения.

Высота гребешков dna борозды

$$h_r = R (1 - \cos \alpha_2), \tag{5}$$

где α_2 – угол поворота ножа, соответствующий вершине гребешка, находится из уравнения

$$\pi/m = \lambda \sin \alpha_2 \pm \alpha_2. \tag{6}$$

m – число ножей фрезы; знак (–) для прямого вращения, а знак (+) для обратного.

Выражение для определения показателя кинематики по заданной высоте гребней получается из уравнений (4.47), (4.48) в виде

$$\lambda = \frac{\pi}{m} \pm \arccos \frac{R - h_r}{R} \cdot R. \tag{7}$$

Для расчётов траекторий фрез следует применять специализированные компьютерные программы, например, Simulink Matlab.

6. Методика выполнения работы.

а) получить у преподавателя номер варианта с данными R , V_n , n ;

б) определить V_0 , λ , ω , Δt , а затем h_r по формулам (5) и (6) в среде Excel;

в) изучить пример построения блок-схемы модели в среде Simulink;

г) собрать в среде Simulink блок-схему модели 1-ой траектории по уравнению (4), взяв за основу пример;

д) создать подсистему из блоков 1-ой траектории: выделив их рамкой, в меню Edit выбрать команду – **Create Subsystem**; подсистема должна иметь один вход In1 для текущего времени t и два выхода Out1 для $X(t)$ и Out2 для $Y(t)$;

е) создать подсистему для 1-ой траектории, скопировав подсистему для 1-ой траектории;

ж) подать на вход первой траектории текущее время t из блока **Ramp**; на вторую подсистему подать время t с запаздыванием на время Δt поворота фрезы на один нож:

$$\Delta t = 2\pi R / mV_0 = 2\pi / m\omega \tag{11}$$

з) подключить выходы двух подсистем к одному графопостроителю **XY Graph**, используя два блока мультиплексора **Mux**, чтобы получить две траектории на одном экране;

и) запустить на выполнение и провести отладку работы модели, получив на экране графопостроителя картину траекторий двух

соседних ножей типа рис. 2, б;

j) дополнить блок-схему системой остановки решения при пересечении траекторий: на выходы Y1, Y2 подключить блоки **Displey**, сами выходы Y1, Y2 подключить на входы блока отношения **Relational Operator**; а его выход на блок останова решения **Stop**;

к) определить высоту гребней h_r : запустить решение и получить в окне **Displey** ответ, предъявить его преподавателю;

л) сравнить результаты расчётов в среде Excel и Matlab.

7. Содержание отчёта

Отчёт включает:

- цель работы;
- текст задания с исходными данными своего варианта;
- расчётную схему траекторий (рис. 2, б);
- результаты счёта исходных данных по формулам в Excel;
- уравнения траекторий типа (4);
- полученный график траекторий;
- распечатку блок-схемы модели после старта с ответом в блоке **Displey**;
- сравнение результатов счёта в среде Excel и Matlab.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ермольев Ю.И. Теория, конструкция и расчет машин для возделывания сельскохозяйственных культур: Метод, указания. - Ростов н/Д; Издательский центр ДГГУ, 2002. 22с
2. Долгов И.А. Расчёт рабочих органов уборочных машин: Учеб. пособие. - Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2003. – 123 с.
3. Дьяконов В. Simulink4: Специальный справочник.-СПб: Питер, 2002.-528 с.
4. Игнатенко И.В. Методические указания к лабораторным работам по дисциплине «Математическое моделирование сельскохозяйственных процессов» / И.В.Игнатенко. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2009. – 13 с.
5. Игнатенко И.В. Математическое моделирование сельскохозяйственных процессов / И.В.Игнатенко. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2016. – 213 с.
6. Игнатенко И.В., Ермольев Ю.И. Машины для возделывания сельскохозяйственных культур. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2008.-374 с.

