

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ДЕПАРТАМЕНТ КАДРОВОЙ ПОЛИТИКИ И ОБРАЗОВАНИЯ
Московский государственный агроинженерный университет
имени В.П. Горячкина

С.Г. Ломакин

Расчет рабочих органов уборочных машин

*Методические рекомендации по выполнению
курсовой работы*

Курсовая работа состоит из двух частей:

I. Расчет показателей работы режущего аппарата.

II Расчет показателей работы молотилки зерноуборочного комбайна.

Исходные данные по каждому варианту задания приведены в табл. 1,2 и на рис.1.

Таблица 1

Исходные данные по вариантам

Варианты №	Ширина захвата режущего аппарата, В,м	Частота * вращения вала привода ножа, n,мин ⁻¹	* Скорость движения агрегата, ϑ , м/с	Тип режущего аппарата (ТРА)	Площадь нагрузки, f_n , см ²	Установочная высота среза, H_y , см	Урожайность зерна пшеницы, \dot{A} , т/га	Отношение массы соломы к массе зерна $m_c : m_z$	Убираемая площадь, S , га
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	2,8	560	3,0	1	115	5	3,0	1,25	400
2	3,5	550	2,0	2	100	7	2,8	1,35	500
3	4,9	480	2,4	3	60	10	3,4	1,3	800
4	4,1	540	2,0	2**	90	8	3,6	1,2	700
5	4,6	520	2,5	4	50	10	3,2	1,33	900
6	5,0	490	1,8	5	70	6	3,1	1,5	1000
7	6,0	470	1,6	6	80	5	3,8	1,4	1200
8	7,0	580	2,0	7	88	6	2,5	1,42	1400
9	4,0	460	1,6	1	65	10	3,0	1,5	1000
10	4,8	480	1,8	2**	85	6	2,4	1,6	1200
11	5,0	450	2,0	3	55	7	3,2	1,45	1000
12	5,5	470	2,3	4	40	8	2,6	1,55	1300
13	6,0	480	2,0	5	78	5	2,1	1,6	1200
14	7,5	490	2,0	6	90	6	2,8	1,4	1500
15	9,0	560	3,3	7	150	10	1,8	1,5	2000
16	6,7	540	3,0	7	120	8	1,6	1,45	2000
17	7,0	570	3,4	6	130	10	1,7	1,4	2500
18	6,0	470	1,5	1	68	7	1,8	1,5	1600
19	5,8	460	1,8	2	90	6	2,0	1,3	1500
20	5,5	450	2,6	3	75	10	2,4	1,4	1800
21	5,4	480	2,4	4	45	5	2,6	1,2	1600
22	5,2	500	1,8	5	65	6	2,4	1,3	1500
23	5,0	510	1,6	6	67	5	4,0	1,25	1400
24	5,8	570	2,5	7	80	7	4,3	1,3	1500
25	6,8	540	3,0	7	115	8	2,1	1,4	2000
26	5,9	475	2,4	4	45	10	2,5	1,5	1500
27	4,1	460	1,9	1**	80	5	2,3	1,6	1800
28	4,8	450	1,7	2**	90	6	2,6	1,7	1400
29	6,8	480	2,5	6	110	6	2,8	1,4	2000
30	9,0	570	3,3	7	120	7	2,1	1,2	4000
31	8,6	580	3,0	7	110	6	1,9	1,45	4200
32	8,0	475	3,2	6	145	8	2,2	1,25	3800
33	4,0	480	1,6	1	68	5	3,4	1,35	3200
34	4,8	460	1,8	2	94	6	3,1	1,4	3400
35	6,4	440	2,0	3	60	10	3,5	1,2	3000

36	6,3	470	2,2	4	42	8	3,0	1,35	3500
37	6,2	450	1,8	5	74	6	4,9	1,15	2800
38	6,0	460	2,4	6	105	7	4,0	1,0	2900
39	5,8	570	2,7	7	100	6	4,1	1,1	2800
40	6,8	580	3,0	7	110	8	3,1	1,3	3500
41	7,0	455	3,3	6	155	10	2,9	1,2	4500
42	4,2	780/450	3,6	1**	100/80	5	3,5	1,4	1800
43	3,6	600/460	3,4	2**	144/85	10	3,3	1,5	1000
44	5,0	440	1,9	3	56	8	2,7	1,6	1500
45	5,3	450	2,0	4	40	6	2,4	1,7	1800
46	5,6	460	1,7	5	68	5	4,1	1,25	2000
47	4,3	470	2,0	1	88	7	3,2	1,36	1400
48	3,8	570	2,4	2	105	6	2,0	1,57	1300
49	7,3	500	2,8	6	120	6	2,2	1,3	4200
50	4,9	540	1,8	7	68	5	3,8	1,4	2000
51	5,9	540	2,2	7	95	7	3,7	1,5	4000
52	5,0	480	2,0	6	86	8	4,4	1,25	3500
53	4,6	450	1,6	1	70	5	3,0	1,6	2000
54	4,2	440	1,5	2	80	5	4,7	1,3	1800
55	3,4	580/540	3,0	2**	140	7	3,4	1,2	1200
56	5,0	760/540	3,7	1**	110	8	3,2	1,1	3000
57	7,4	420	2,2	3	70	6	2,6	1,4	4500
58	7,8	460	1,9	4	36	5	3,6	1,05	5200
59	8,4	455	1,7	6	75	6	4,7	1,0	6000
60	9,2	545	1,5	7	55	5	5,6	1,15	5500

* Студенту выдается только один показатель: частота вращения кривошипного вала (n), либо скорость движения агрегата (ϑ);

** - механизм привода МКШ открытого типа; числитель использовать при расчете Р.А.; знаменатель – для определения ν при расчете молотилки зерноуборочного комбайна.

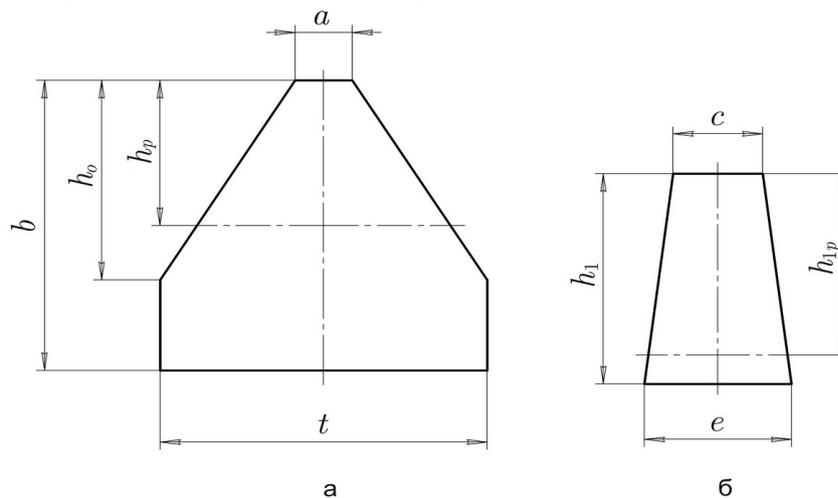


Рис.1. Схемы сегмента (а) и противорезущей (б) пластины.
Основные размеры сегментов и противорезущих пластин Р. А. сегментно-пальцевого типа

Тип режущего аппарата (ТРА)	Соотношение параметров, мм	Основные размеры, мм							
		a	b	h ₀	h _p	t	c	e	h ₁ /h _{1p}
1;1**	t=t ₀ =S=76,2	14	80	54	42	76	22	36	58/46
2;2**	t=t ₀ =S=90	14	85	55	50	90	24	38	60/55
3	2t=2t ₀ =S=152,4	13	85	55	55	76	21	29	60
4	2t=2t ₀ =101,6	12	75	45	45	50,8	20	25	53
5	t=2t ₀ =S=101,6	6	75	45	--	101,6	18	20	50
6	"n"t="n"t ₀ =S=88	14	80	57	42	76	23	37	57/46
7	"n"t="n"t ₀ =S=84	12	80	60	54	76	23	35	58

I. Расчет технологических и энергетических показателей работы режущего аппарата

1.1. Рассчитать скорость движения уборочной машины ϑ , м/с или частоту вращения кривошипного вала механизма привода ножа n , мин⁻¹

Скорость движения машины можно найти по заданным площади нагрузки f_n и частоте вращения n кривошипного вала механизма привода ножа режущего аппарата. Используя зависимости для подачи режущего аппарата $L = \vartheta t_{1/2}$ и площади нагрузки $f_n = k \cdot L \cdot S$ (Р.А. № 1;2;3;4;5) или $f_n = (k \cdot L \cdot S) / "n"$, (Р.А.№ 6;7).

где $t_{1/2}$ - время, за которое кривошипный вал совершит поворот на угол π , с; k - коэффициент пропорциональности между площадями подачи и нагрузки режущего аппарата; S - ход ножа, мм, получим выражение для определения

$$\vartheta = 10^{-1} \cdot f_n \cdot n / 30 \cdot k \cdot S, \text{ м/с; или } v = 10^{-1} \cdot f_n "n" \cdot n / 30 \cdot k \cdot S, \text{ м/с} \quad (1)$$

Следует помнить, что для Р.А. $t = t_0 = S$ и $"n" \cdot t = "n" \cdot t_0 = S$ $k = 1$, а для аппаратов

$2t = 2t_0 = S$ и $t = 2t_0 = S$ необходимо подставить в формулу (1) большее из двух значений k (0,32 для первого и 0,68 для второго).

Например, для $2t = 2t_0 = S = 152,4$ мм при $n = 480$ мин⁻¹ и $f_n = 55$ см²,

$$\vartheta = 10^{-1} \cdot 55 \cdot 480 / 30 \cdot 0,32 \cdot 152,4 = 1,8 \text{ м/с}$$

Если в исходных данных задана скорость движения агрегата ϑ , то в разделе 1.1. необходимо определить частоту вращения кривошипного вала механизма привода ножа n .

Решив выражение (1) относительно n , имеем

$$\text{для Р.А. № 1;2;3;4;5} \quad n = \frac{300 \cdot \vartheta \cdot \kappa \cdot S}{f_n}, \text{ МИН}^{-1}, \text{ или} \quad n = \frac{300 \cdot \nu \cdot \kappa \cdot S}{f_n \cdot n}.$$

для Р.А. № 6;7

1.2. Определение скорости резания стеблей

Из кинематики относительного движения ножа известно, что скорость относительного движения ножа изменяется в функции угла поворота ωt :

- кривошипного вала аксиального кривошипно-ползунного механизма привода ножа

$$U_n = r \cdot \omega \cdot \sin \omega t, \quad (2)$$

где:

r - радиус кривошипа ($r = S/2$), м;

ω - угловая скорость кривошипа, c^{-1} ;

- ведущего вала механизма качающейся шайбы

$$U_n = l \cdot \sin \alpha \cdot \omega \cdot \sin \omega t, \quad (3)$$

где:

l - длина рычага колебательного вала МКШ, м

α - угол наклона шейки ведущего вала к его оси вращения, град

ω - угловая скорость ведущего вала, c^{-1}

- водила Н планетарного редуктора

$$U_n = (r_1 + r_2) \cdot \omega_n \cdot \sin \omega_n \cdot t \quad (4)$$

где:

r_1 - радиус эксцентриситета (смещения) оси вала саттелита относительно оси вращения водила, м

r_2 - радиус кривошипа вала саттелита, м

ω_n - угловая скорость водила, c^{-1}

Функциональную зависимость скорости относительного движения ножа от его перемещения (x) $U_n = f(x)$ легко установить из рис. 2(а, б, в).

Из ΔOBC (рис.2а) следует, что вертикальная текущая координата "у" точки В кривошипа определяется по выражению

$$y = r \cdot \sin \omega t. \quad (5)$$

По аналогии из рисунков 2б и 2в следует, что

$$y = l \cdot \sin \alpha \cdot \sin \omega t \quad \text{и} \quad (6)$$

$$y = (r_1 + r_2) \cdot \sin \omega_n \cdot t \quad (7)$$

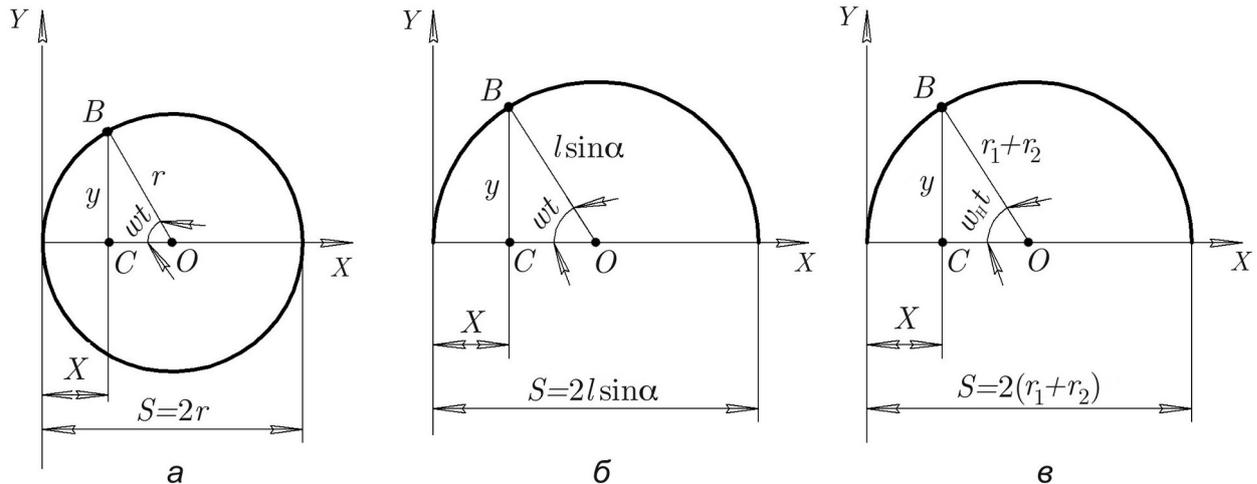


Рис. 2. К определению функциональной зависимости $U_n = f(x)$

Сопоставление выражений 2 и 5; 3 и 6; 4 и 7, показывает, что скорость движения ножа в любой точке в пределах хода S может быть определена как произведение текущей координаты "y" и постоянной величины $\omega(\omega_n)$,

т.е. $U_n = y \cdot \omega$ или $U_n = y \cdot \omega_n$. Следовательно, дуга окружности радиуса r либо $l \sin \alpha$, либо $(r_1 + r_2)$ является графиком изменения скорости движения ножа в функции его перемещения хода ($U_n = f(x)$).

Масштаб графика $\mu_u = \omega$ ($\mu_u = \omega_n$)

С учетом этой зависимости определение скорости резания становится простой графоаналитической задачей. Для ее решения необходимо начертить в масштабе 1:1 контуры сегмента (рис. 3) и противорезающих пластин, причем сегмент должен находиться в одном из двух крайних положений (левом или правом).

Для Р.А. нормального резания с одинарным и некрратным ходом ножа достаточно изобразить контуры двух противорезающих пластин (рис. 3а, 3г), а для аппаратов нормального резания с двойным пробегом ножа ($2t = 2t_0 = S$ - рис. 3б) и низкого резания ($t = 2t_0 = S$ - рис. 3в) - контуры трех пластин.

Из точки А (начало лезвия сегмента) проведем оси координат (ХАУ) и отложим вдоль оси абсцисс величину хода ножа $S = 2r$. Из центра этого отрезка проводим дугу окружности радиуса r - график $U_{n\lambda} = f(x)$, (либо окружности радиусов

$$l \cdot \sin \alpha \text{ или } (r_1 + r_2) \text{).}$$

Поскольку сегмент срезает стебли только на кромке противорезающей пластины, начало резания наступает тогда, когда точка А лезвия переместится в положение A_1 (достигнет кромки противорезающей пластины), а все лезвие в положение A_1B_1 . Скорость любой точки ножа в этот момент, в том числе и точки А, которой лезвие начинает срез стеблей, и есть скорость начала резания.

Ее величина равна произведению длины ординаты $y_1 = A_1K_1$ в метрах, восстановленной из точки A_1 до пересечения с кривой графика $U_{n\lambda} = f(x)$, и масштабного коэффициента $\mu_u = \omega$, т.е.

$$U_{n1} = y_1 \cdot \omega, \text{ м/с.} \quad (4)$$

При ограничении рабочей высоты лезвия (h_p) начало резания наступит когда точка А лезвия достигнет кромки противорезающей пластины. Проведя через точку пересечения лезвия (т.А) и кромки противорезающей пластинки линию параллельную АВ найдем положение лезвия A_1B_1 в момент начала резания, ординату $y_1=A_1K_1$ и скорость начала резания $U_{н1}=y_1 \omega$ ($U_{н1}=y_1 \cdot \omega_n$)

Значение угловой скорости ω определяют по соотношению

$$\omega = \pi \cdot n / 30,$$

где: n - частота вращения кривошипного вала, мин^{-1} .

Или $\omega_n = \pi \cdot n / 30$.

где: n – число двойных ходов ножа, мин^{-1}

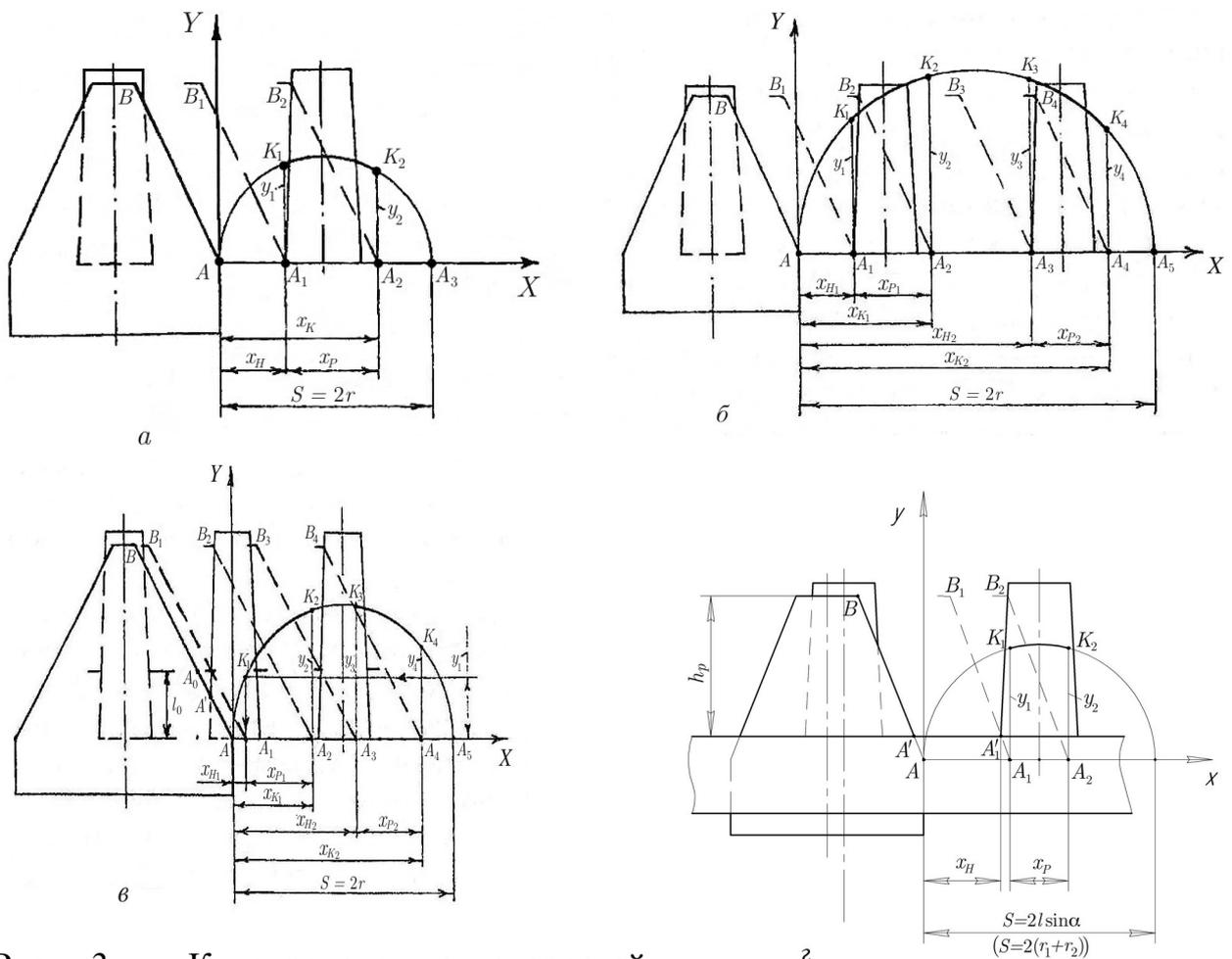


Рис. 3. К определению скоростей резания: а) $t = t_0 = S$; б) $2t = 2t_0 = S$;

в) $t = 2t_0 = S$, г) $n''t = n''t_0 = S$.

Лезвие сегмента при дальнейшем движении будет срезать стебли другими участками (точками) своей длины вплоть до крайней точки В. Поскольку скорость движения ножа меняется от 0 в начале хода до максимального значения ($U_{н \max} = r\omega$) в середине и снова до 0 в конце хода, скорости резания будут непрерывно меняться от найденной начальной $U_{н1}$ до конечной $U_{н2}$. Момент окончания резания наступит тогда, когда точка В лезвия сегмента

достигнет кромки противорежущей пластины (точка B_2), а само лезвие расположится по линии $B_2 A_2$. Скорость движения сегмента в данный момент - скорость конца резания - определим по графику $U_{н2} = y_2 \omega$ ($y_2 = A_2 K_2$), или ($U_{н2} = y_2 \omega_n$).

Из графика видно, что лезвие сегмента срезает растения только на участке $A_1 A_2$ своего хода. Этот участок хода является рабочим и обозначается x_p .

До него и после нож совершает холостой ход.

У Р.А. нормального резания с двойным пробегом ножа -

($2t = 2t_0 = S$ - рис.3б) лезвие сегмента за один ход срезает растения у двух пальцев (1 и 2). По аналогии с рассмотренным выше начало резания у первого пальца соответствует положению лезвия $A_1 B_1$, а конец резания - $A_2 B_2$. Скорость резания у первого пальца будет изменяться от $U_{н1} = y_1 \omega$ до $U_{н2} = y_2 \omega$. Момент начала резания у второго пальца будет соответствовать положению лезвия $A_3 B_3$ и конца резания - $A_4 B_4$. Скорость резания у второго пальца будет изменяться от $U_{н3} = y_3 \omega$ в начале до $U_{н4} = y_4 \omega$ в конце резания. Из всего хода S нож совершает полезную работу на участках x_{p1} у первого и x_{p2} у второго пальцев, причем $x_{p1} = x_{p2}$.

Особенности соотношения параметров Р.А. низкого резания -

($t = 2t_0 = S$ - рис. 3в) обуславливают отсутствие участка холостого хода сегмента $x_{н1}$ до начала резания стеблей у первого пальца, так как в крайних положениях сегмента часть его лезвия перекрывается противорежущей пластиной. Следовательно, участок лезвия вблизи точки A будет подходить к кромке противорежущей пластины первого пальца со скоростью U_n , близкой к нулю (начало хода ножа). Попадание стеблей на эту часть режущей пары будет приводить к повышенным силовым нагрузкам на элементы режущей пары и забиванию режущего аппарата.

Для исключения возможности резания стеблей участком лезвия около точки A со скоростями ножа U_n , близкими к нулю, и тем самым предотвращения технологических и технических отказов в Р.А. низкого резания на стадии проектирования (разработки конструкции) предусматривают специальные конструктивные элементы, ограничивающие длину рабочей части лезвия участком $A'B$. Положение точки A' по длине лезвия AB устанавливают из условия

$U_{н1} \geq 0,5$ м/с. При такой скорости начала резания стеблей лезвием у первого пальца ордината y_1 на графике скоростей может быть определена по выражению

$$y_1 \geq \frac{0,5}{\omega}, \text{ м.}$$

Положение лезвия $A_1 B_1$, соответствующее моменту начала резания у первого пальца, найдем следующим построением. Отложим вдоль оси Y ординату y_1 и проведем из полученной точки прямую, параллельную оси абсцисс, до пересечения с восходящим участком кривой графика $U_{нA} = f(x)$ в точке K_1 . Опустим из точки K_1 перпендикуляр $K_1 A_1$ на ось абсцисс. Проведем из полученной точки A_1 линию, параллельную лезвию AB , и отложим на ней отрезок $A_1 B_1$, равный длине лезвия. Это и будет искомого положение лезвия, а

точка A' пересечения линии A_1B_1 и кромки противорежущей пластины будет началом рабочего участка лезвия. Следовательно, конструктивные элементы, ограничивающие минимальную скорость начала резания $U_{н1}$ и длину рабочего участка лезвий сегментов, располагаются на расстоянии l_0 от оси абсцисс (основания противорежущей пластины), а рабочая высота сегмента будет равна $h_p = h_0 - l_0$.

Моменту конца резания у первого пальца будет соответствовать положение лезвия A_2B_2 . Скорость конца резания у первого пальца $U_{н2} = y_2 \cdot \omega$.

Резание стеблей у второго пальца начинается в момент, когда точка A' достигнет кромки второй противорежущей пластины и лезвие займет положение A_3B_3 , а закончится при достижении точкой B положения B_4 (положение лезвия A_4B_4). Скорости резания стеблей у второго пальца будут изменяться от $U_{н3} = y_3 \cdot \omega$ в начале до $U_{н4} = y_4 \cdot \omega$ в конце резания.

Из графиков видно, что скорости резания стеблей лезвиями сегментов зависят не только от основных конструктивных (t, t_0, S) и кинематических параметров (U_n), но и от взаиморасположения сегментов и пальцев в крайних положениях ножа. Полученные скорости резания для Р.А. № 1; 2; 1**; 2**; 3; 4; 5; соответствуют совпадению в крайних положениях осей сегментов с осями пальцев после тщательного выполнения одной из основных регулировок - центрирование ножа или установки одинакового перебега ($+\Delta x$) ножа в обоих крайних положениях для аппаратов " n " t " n " t_0 " S . На практике эти регулировки выполняют с большой погрешностью или не выполняют вовсе и оси сегментов в крайних положениях не совпадают (рис. 4) с осями пальцев на величину $\pm \Delta x$ ($+\Delta x$ - перебег влево от оси пальца; $-\Delta x$ - недобег до оси пальца), а у Р.А. " n " t " n " t_0 " S величины перебега сегмента различны у правого и левого пальцев.

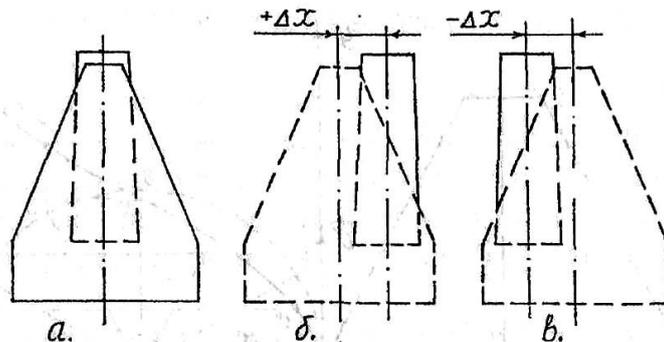


Рис. 4. Варианты расположения осей сегментов и пальцев в крайнем левом положении ножа: а) - совпадение осей; б) - перебег ($+\Delta x$) влево от оси пальцев; в) - недобег ($-\Delta x$) до оси пальцев.

Величина перебега увеличивает, а недобега уменьшает холостой ход \bar{X}_n до начала резания и соответственно увеличивает ($+\Delta x$) и уменьшает ($-\Delta x$) скорость начала резания у первого пальца.

С другой стороны, перебег ($+\Delta x$) приводит к уменьшению, а недобег ($-\Delta x$) к увеличению холостого хода после окончания резания.

Следовательно, скорость конца резания у Р.А. $t = t_0 = S$ и скорость резания у вторых пальцев Р.А. $2t = 2t_0 = S$ и $t = 2t_0 = S$ снижаются при $+\Delta x$ и

возрастают при Δx . Особенно велико влияние перебега или недобега на изменение скоростей резания и надежность технологического процесса у Р.А. низкого резания.

1.3. Построение траектории абсолютного движения точки А лезвия сегмента

При работе Р.А. любая точка ножа и в том числе точка А лезвия сегмента совершает сложное движение: относительное возвратно - поступательное с законом $x = r(1 - \cos \omega t)$, $x = l \cdot \sin \alpha (1 - \cos \omega t)$, либо $x = (r_1 + r_2) (1 - \cos \omega_n t)$ и переносное прямолинейное равномерное вместе с машиной с законом

$$y = v \cdot t.$$

Траекторию абсолютного движения проще всего получить графическим суммированием перемещений в двух названных движениях (рис.5).

Для этого необходимо в масштабе 1:1 начертить контур сегмента и нанести оси координат с началом в точке А (начало лезвия). Относительное движение осуществляется вдоль оси абсцисс, а переносное - со скоростью поступательного движения машины v вдоль оси ординат. Отложим на оси абсцисс величину хода ножа $S = 2 \cdot r$, либо $S = 2 \cdot l \cdot \sin \alpha$, либо $S = (r_1 + r_2)$. За время перемещения ножа из крайнего (точка A_0) левого положения в правое (точка A_k) в относительном движении каждая его точка переместится вместе с машиной в переносном движении (вдоль оси ординат) на величину L , называемую подачей режущего аппарата.

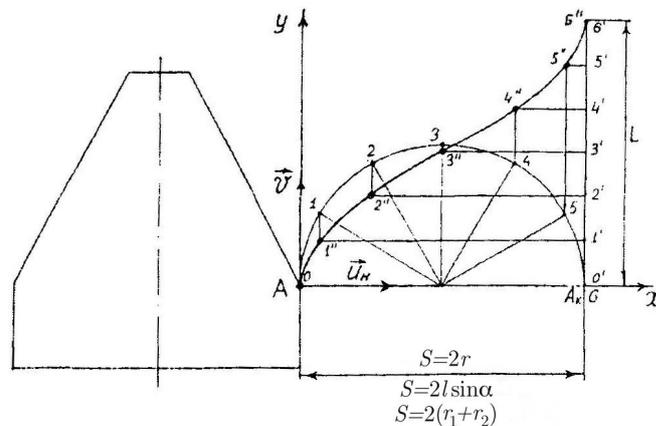


Рис. 5. Траектория абсолютного движения точки А лезвия сегмента

Из зависимости для определения площади нагрузки $f_n = \kappa LS$ имеем

$$L = \frac{f_n}{\kappa S} \quad (S - \text{в см; } \kappa = 1 \text{ для Р.А. } t = t_0 = S; \kappa = 0,32 \text{ для Р.А. } 2t = 2t_0 = S \text{ и } \kappa = 0,68 \text{ для Р.А. } t = 2t_0 = S).$$

Так как для Р.А. $n''t = n''t_0 = S$ ($S = 84 \text{ мм.}$ или 88 мм.) $F = f_n = \frac{\kappa LS}{n''}$ подачу L

определяем по зависимости $L = \frac{f_n''n''}{\kappa S}$, ($\kappa = 1$)

Величину подачи L необходимо отложить вдоль оси ординат от точки A_k .

Из кинематики ножа известно, что перемещение ножа в относительном движении подчиняется уравнению $x = r(1 - \cos \omega t)$ [$x = l \sin \alpha (l - \cos \omega t)$ или

$x = (r_1 + r_2)(l - \cos \omega_n t)$]. Поэтому для определения положения точки A в относительном движении достаточно на отрезке $AA_k = S = 2r$

($S = 2l \sin \alpha$ или $S = 2(r_1 + r_2)$) провести дугу окружности радиуса r

($l \sin \alpha$ или $r_1 + r_2$), выбрать любой угол ωt и через центр кривошипа, повернутого на угол ωt , провести линию, перпендикулярную оси абсцисс. На этой линии и будет находиться точка A лезвия в относительном движении в момент времени t .

Достаточная точность построения траектории абсолютного движения точки ножа будет обеспечена, если угол поворота кривошипного вала ведущего вал МКШ или водила планетарного привода $\varphi = \pi$, соответствующий ходу ножа S , и величину подачи L разбить на 6 и более равных между собой интервалов (участков), т.е.

$$\Delta \varphi \leq \frac{\pi}{6} \leq 30^\circ \quad \text{и} \quad \Delta L \leq \frac{L}{6} \text{ см.}$$

Обозначим границы участков по углу поворота кривошипа цифрами 1,2,3, ...,6, а по направлению поступательного движения машины соответственно 1',2',3',...,6'.

Проведем через точки 1,2,3, ...,6 вертикальные линии, а через точки 1',2',3', ...,6' горизонтальные.

Поскольку в относительном движении точка A при углах поворота кривошипного вала $30, 60, 90^\circ \dots 180^\circ$ будет находиться на вертикальных линиях, проведенных соответственно через точки 1,2,3, ...,6, а в переносном движении на горизонталях, проведенных через точки 1',2',3'...6', то в абсолютном движении - на пересечении (точки 1'',2'',3'' и т.д.) вертикалей и горизонталей одного номера (1 и 1'; 2 и 2', и т.д.).

Плавная кривая, проведенная через точки $A_1, 1'', 2'', 3'', 4'', 5'', 6''$ и есть траектория абсолютного движения точки A лезвия сегмента. По таким же траекториям будут двигаться и все остальные точки сегмента и ножа в целом.

По построенной траектории необходимо изготовить лекало, которое потребуется при построении диаграммы отгиба стеблей и высоты стерни.

1.4. Построение диаграммы отгиба стеблей и высоты стерни отдельного рядка стеблей

При рассмотрении процесса отгиба стеблей сегментно-пальцевыми Р.А. принимают следующие допущения:

- отгиб стебля клином пальца осуществляется в \perp направлении к его оси; все стебли срезаются сегментами только у кромок противорезающих пластин без выскользывания из раствора режущей пары;
- стебли не проскальзывают по лезвию в процессе их подвода сегментом к противорезающей пластине; траектория подвода стебля совпадает с

траекторией абсолютного движения соответствующей области (точки) лезвия;

- участок стебля от поверхности почвы до режущего аппарата остается прямолинейным при подводе стебля к месту среза (жесткая балка, поворачивающаяся в точке заделки);

- кромки противорежущих пластин параллельны оси пальца (направлению движения машины) и отстоят друг от друга (рис.6) на расстоянии

$$b_{cp} = \frac{c + e}{2},$$
 равном средней ширине трапецевидной противорежущей пластины (см. рис.1б).

а. Режущие аппараты нормального резания с одинарным ($t = t_0 = S$) и некротным ($n \cdot t = n \cdot t_0 = S$) пробегамии ножа

Для анализа отгиба стеблей и построения диаграммы высоты стерни для Р.А. достаточно рассмотреть участок поля шириной, равной шагу противорежущей части t_0 и длиной $3L$. На свободной части чертежного листа (рис.6а и 6б) наносим два следа осевых линий двух соседних пальцев и возле каждого из них по два следа кромок противорежущих пластин, отстоящих от соответствующего следа осевой линии на расстоянии $b_{cp}/2$. Выбрав и указав направление φ (движение машины) проводим четыре перпендикулярных следам линии, отстоящих друг от друга на расстоянии L . На каждой из этих линий вычерчиваем контуры трапецевидной части сегмента по два соосно с осевыми следами левого и правого пальцев (рис 6а) и по два со смещением $\Delta x = 6$ или 4 мм; для Р.А. $n \cdot t = n \cdot t_0 = S = 88(84)$ мм.(рис.6б).

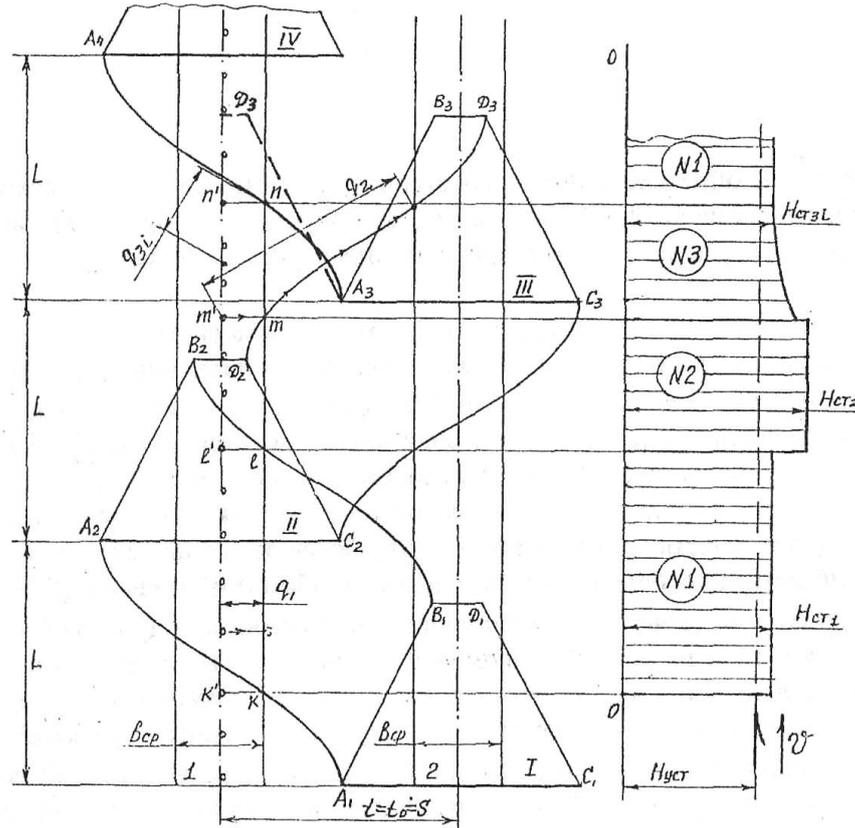
Выбор места изображения первого контура сегмента (у левого или правого пальца) значения не имеет. Пронумеруем положения сегмента последовательно цифрами I, II, III, IV. На рис. 6а первый и третий контуры расположены по центру правого пальца, а второй и четвертый - по центру левого. Обозначим крайние точки левого лезвия буквами А и В, а левого С и Д с соответствующими положению сегмента индексами. При движении сегмента из положения I в положение II рабочим является лезвие АВ. Все точки лезвия будут двигаться по траекториям эквидистантным кривым A_1A_2 и B_1B_2 , построенным при помощи лекала, изготовленного по заданию раздела 1.3. Лезвие СД будет рабочим при движении сегмента из крайнего левого (II) в крайнее правое (III) положение. Точки С и Д будут двигаться по траекториям C_2C_3 и D_2D_3 , построенным по тому же лекалу. Аналогично строятся и кривые A_3A_4 и B_3B_4 . Все построения выполнить в масштабе 1:1.

Если у режущего аппарата рабочая высота сегмента $h_p < h_0$ необходимо на обоих лезвиях отметить точки A' и C' (начало рабочих участков лезвий) и соединять траекториями не точки "А1 и А2" и "С1 и С2", а точки "А'1 и А'2" и "С'1 и С'2."

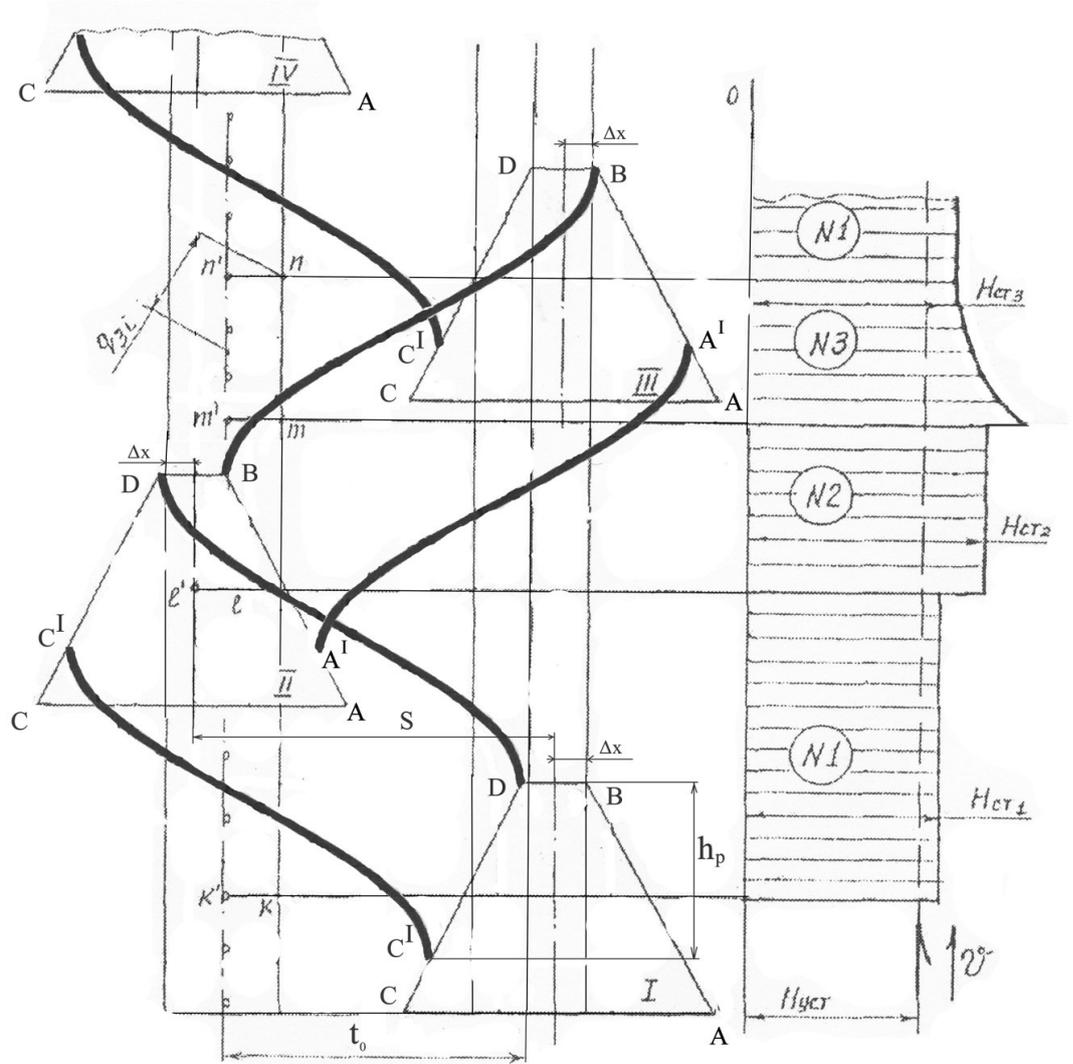
Справа от диаграммы движения сегмента необходимо оставить свободный участок листа, шириной около 8...10 см. На нем будет изображена диаграмма высоты стерни.

Для анализа отгиба стеблей перед срезом выберем отдельный их рядок, например, совпадающий со следом осевой линии (точнее расположенный бесконечно близко справа от нее) левого пальца.

Стебли выбранного рядка начинают отгибаться клином пальца на правую кромку противорезущей пластины. Этот отгиб называют малым поперечным отгибом и обозначают буквой q_1 . Поскольку угол наклона кромки к оси пальца у Р.А. различных типов варьирует от $1,5^\circ$ до максимум 7° отгиб клином осуществляется \perp к оси пальца и его максимальная величина $q_{1\max}$ не превышает половины ширины противорезущей пластины.



6 а



6 б

Рис.6 а, 6 б. Диаграмма отгиба стеблей и высоты стерни

а) Р.А. $t=t_0=S$ б) Р.А. $"n"t="n"t_0=S=88(84)\text{мм.}$

При движении сегмента из положения I в положение II отклоненные на кромку стебли на участке рядка $k'l'$ будут срезаться лезвием АВ у правой кромки 1 пальца начиная в точке К и заканчивая в точке l' . Поскольку у всех стеблей одинаковая величина отгиба q_1 , то и высота стерни на этом участке (№1) будет постоянной. Ее величину определим как длину гипотенузы (рис.7) прямоугольного треугольника с катетами $H_{уст}$ и q_1 .

$$O_k = H_{cm1} = \sqrt{H_{уст}^2 + q_1^2} \quad (5)$$

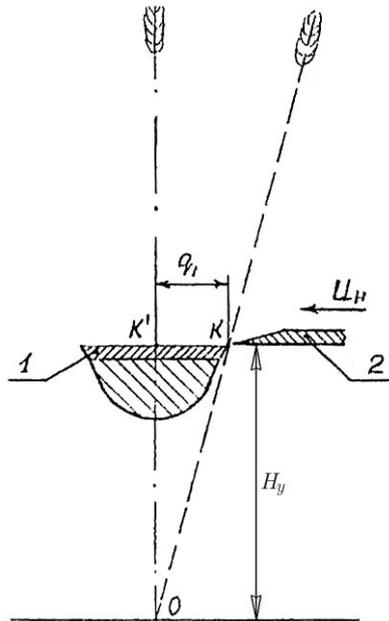


Рис.7. К определению высоты стерни на участке №1: Ok' - исходное положение стебля на поле; Ok - положение стебля, отклоненного на кромку противорежущей пластины; 1 - противорежущая пластина; 2 - сегмент

Перенесем на ось $0 - 0$ точки k' и l' и отложим на ординатах от нулевой линии (поверхность почвы) полученную величину $H_{ст1}$ и соединим прямой линией.

На участке рядака №2 от точки l' до точки m' отклоненные на кромку противорежущей пластины пальца 1 стебли захватываются лезвием СД и отгибаются им к левой кромке противорежущей пластины второго пальца, где и происходит их срез. Отгиб каждого стебля осуществляется по траектории движения элементарного участка (точки) лезвия, воздействующего на данный стебель. Такой отгиб называют большим поперечным отгибом и обозначают q_2 . Величина этого отгиба определяется как расстояние (по прямой) между точкой исходного положения стебля на поле и точкой, в которой произойдет срез этого стебля у второго пальца. Положение точки среза указывает точка пересечения линии следа соответствующей кромки противорежущей пластины и траектории отгиба стебля. Поскольку все стебли с участка $l'm'$ имеют одинаковый отгиб перед срезом, то после их среза остается одинаковая по высоте стерня. Ее определим по зависимости

$$H_{ст2} = \sqrt{H_{y*}^2 + q_2^2}, \text{ см.} \quad (6)$$

Перенесем точки l' и m' на ось $0-0$, отложим на координатах величину $H_{ст2}$ и, соединив эти точки прямой, получим диаграмму высоты стерни на участке №2.

На третьем участке рядака ($m' n'$) отклоненные на правую кромку противорежущей пластины пальца 1 стебли не попадают под лезвие СД, а либо соскальзывают по вершине сегмента на уходящее от них лезвие АВ (растущие вблизи точки m'), либо попадают на правое лезвие сегмента, расположенного

слева от нанесенного на чертеже. При крайнем правом положении ножа все стебли этого участка ряда окажутся отогнутыми на линию A_3D_3' (положение правого лезвия соседнего сегмента). Во время обратного хода ножа они будут соскальзывать по уходящему лезвию A_3D_3' в угол между лезвиями у точки A_3 и по траектории A_3A_4 подводятся к точке n где и срезаются начальным участком лезвия АВ. Поскольку каждый стебель этого участка ряда расположен на поле на отличном от других стеблей расстоянии от точки среза (n), величина отгиба будет индивидуальной. Этот вид отгиба, осуществляемого преимущественно в направлении движения машины, называют продольным и обозначают q_{3i} . Максимальную величину продольного отгиба (q_{3max}), будет иметь стебель, находящийся на поле в точке m' , а минимальную (q_{3min}) равную q_1 - стебель с исходным положением в точке n' . Высота стерни для любого стебля из этого участка ряда определяется по зависимости

$$H_{cm3i} = \sqrt{H_{y*}^2 + q_{3i}^2} . \quad (7)$$

Для построения диаграммы высоты стерни на участке №3 необходимо определить ее величину не менее чем в 4^x точках по длине участка (в начале, конце и двух промежуточных точках). Снеся выбранные по длине ряда точки на линию 0-0, отложив в каждой из них ординату высоты стерни и соединив полученные точки плавной кривой, будем иметь диаграмму высоты стерни на участке №3.

Необходимости в продолжении диаграммы высоты стерни после участка №3 нет, так как за ними начинается участок №1 и т.д. Такая высота стерни будет сохраняться до тех пор, пока сохраняется неизменными H_y , φ и частота вращения кривошипного вала n механизма привода ножа. Для режущих аппаратов нормального резания с некрatным пробегом ножа " n " t " n " t_0 " $S=88(84)$ мм и ограничении рабочей высоты h_p сегмента построение диаграммы отгиба стеблей и высоты стерни ряда растений отличается от рассмотренного выше следующим (рис.6 б.):

- сегмент в каждом из 4-х положений изображается со смещением от осей пальцев на величину $\Delta x=6$ мм.($S=88$ мм.), либо $\Delta x=4$ мм.($S=84$ мм.)

- траектории движения проводят через точки В и Д (вершины лезвий) и А' и С' (начало рабочей части лезвий).

б. Режущий аппарат нормального резания с двойным пробегом ножа **$2t = 2t_0 = S$**

Для рассмотрения процесса отгиба стеблей данным типом режущего аппарата необходимо выделить полосу поля (в направлении движения машины) шириной не менее $3t_0$ и длиной $3L$ (рис. 8). На свободной части чертежного листа (формата А1) наносим четыре следа осевых линий четырех соседних пальцев и возле каждого из них по два следа кромок противорезающих пластин.

По аналогии с построением (рис.6) наносим на чертеж контуры двух соседних сегментов в положении I (крайнее правое положение ножа), затем в положении II (крайнее левое положение) со смещением в направлении движения машины на величину подачи (L), III и IV. Обозначим пальцы Р.А. порядковыми номерами 1,2,3,4, начиная с крайнего левого, а начальные и конечные точки лезвий сегментов буквами АВ; СД; ЕЕ и FG с соответствующими положению сегментов индексами.

При помощи изготовленного лекала провести траектории движения точек лезвия A_1A_2 ; B_1B_2 ; C_1C_2 и E_1E_2 (перемещение сегментов из положения I в положение II); C_2C_3 , D_2D_3 , F_2F_3 и G_2G_3 (перемещение сегментов из положения II в положение III); A_3A_4 и C_3C_4 при движении из III в IV.

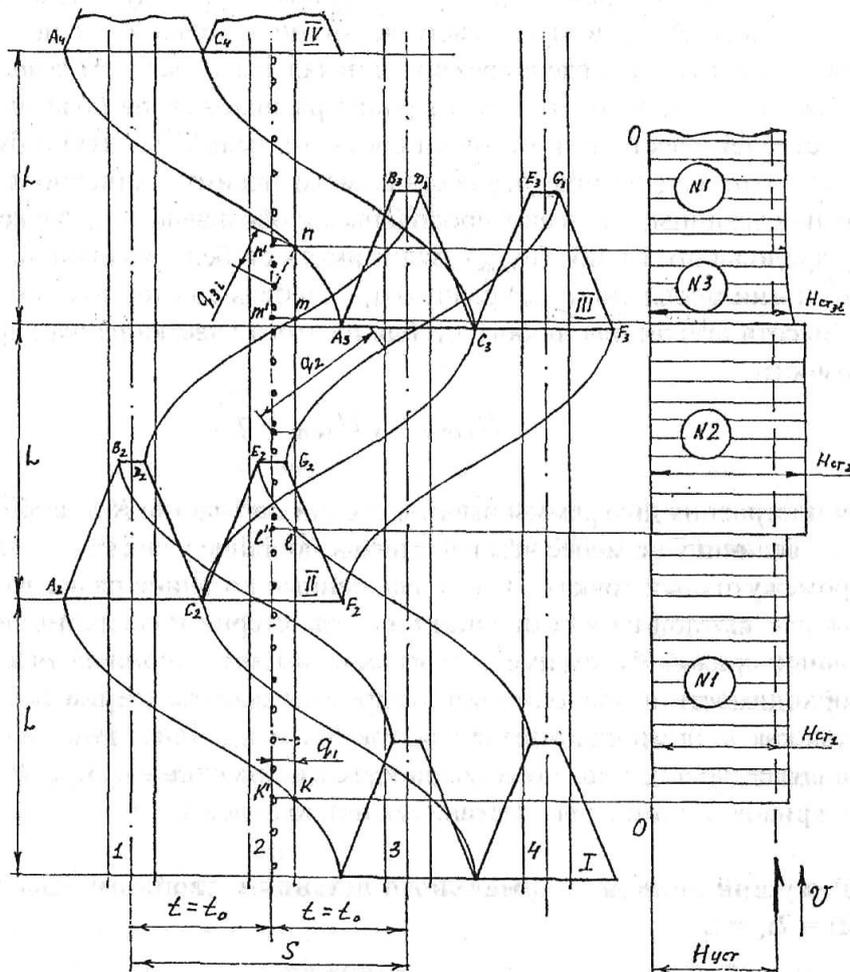


Рис.8. Диаграмма отгиба стеблей и высоты стерни для Р.А. $2t = 2t_0 = S$

Для анализа отгиба стеблей отдельного рядка его следует располагать между следами осевых линий 2 и 3 пальцев.

Стебли выбранного рядка отгибаются клином второго пальца на правую кромку противорежущей пластины и на участке №1 (от точки k' до l')

срезаются с отгибом q_1 лезвиями АВ и СЕ при перемещении сегментов из положения I в положение II. Высота стерни может быть найдена по выражению (5).

С участка №2 рядка (от точки l' до m') стебли отгибаются перед срезом сначала клином пальца на правую кромку противорежущей пластины пальца 2, а затем лезвиями FG и СД при движении сегментов из положения II в III к левой кромке противорежущей пластины третьего пальца. Около нее и происходит срез. Все стебли из этого участка рядка будут иметь одинаковые величину отгиба q_2 и, естественно, высоту стерни $H_{ст2}$, найденную по выражению (6).

Стебли с участка №3 рядка от точки m' до n' будут отгибаться в продольном направлении к точке n и срезаться там началом лезвия АВ.

Величина отгиба q_{3i} и высота стерни $H_{ст3i}$, определяемая по выражению (7), будут индивидуальными для каждого из стеблей этого участка.

По полученным данным построить справа от основного построения диаграмму высоты стерни.

в. Режущий аппарат низкого резания $t = 2t_0 = S$

Для рассмотрения отгиба стеблей режущим аппаратом низкого резания необходимо выделить полоску поля шириной не менее $2t_0$ и длиной $3L$. На свободной части чертежного листа необходимо нанести три следа (рис.9) осевых линий трех соседних пальцев Р.А. и возле каждого из них по два следа кромок противорежущих пластин. По аналогии с построением (см. рис.6) изобразить на чертеже контуры сегмента в положениях I, II, III и IV. Обозначим пальцы Р.А. порядковыми номерами 1,2,3, начиная с левого. Крайние точки рабочих частей лезвий сегмента обозначим буквами $A'B$ и $C'D$. Положение начальных точек рабочих частей лезвий A' и C' найдено на диаграмме скоростей резания (см. рис.3в).

При помощи лекала провести траекторию движения $A'_1A'_2$, B_1B_2 , $C'_2C'_3$, D_2D_3 и $A'_3A'_4$. Нанести вдоль следа осевой линии второго пальца единичный рядок растений.

На участке №1 от точки k' до l' все стебли срезаются рабочим участком лезвия (A'_1B_1) с предварительным отгибом q_1 .

С участка №2 рядка ($l' \dots n'$) стебли отклоняются лезвием СД при движении сегмента из положения II в III к левой кромке противорежущей пластины пальца

3. Причем для стеблей из первой части ($l' \dots m'$) анализируемого участка отгиб будет переменным (продольно - поперечный), так как все они подводятся к точке p кромки противорежущей пластины, где и будут срезаны. Максимальную величину отгиба (q'_{2max}) будет иметь стебель, растущий на поле в точке l' , а минимальные величины отгиба (q_2) - стебель, находящийся в точке m' . Высота стерни для каждого стебля может быть определена по зависимости

$H'_{*sm2i} = \sqrt{H_{y*}^2 + (q'_{2i})^2}$. Чтобы построить диаграмму высоты стерни на этой части

участка №2' необходимо выбрать не менее четырех стеблей по длине рядка и определить высоту стерни каждого из них. Полученные точки соединить плавной кривой. На остальной части рядка в пределах участка №2 (точки $m' \dots n'$) все стебли подводятся лезвием СД к кромке противорезающей пластины пальца 3 с одинаковой величиной отгиба q_2 . После их среза останется стерня постоянной высоты, определенная по выражению (6).

На участке №3 рядка (от точки n' до o') стебли отклоняются элементами Р.А. в продольном направлении и срезаются началом лезвия АВ в точке o при движении сегмента из положения III в положение IV. Высоту стерни для каждого стебля определим по выражению (7). Для построения диаграммы высоты стерни на участке №3 необходимо подсчитать ее как минимум для четырех стеблей по длине участка.

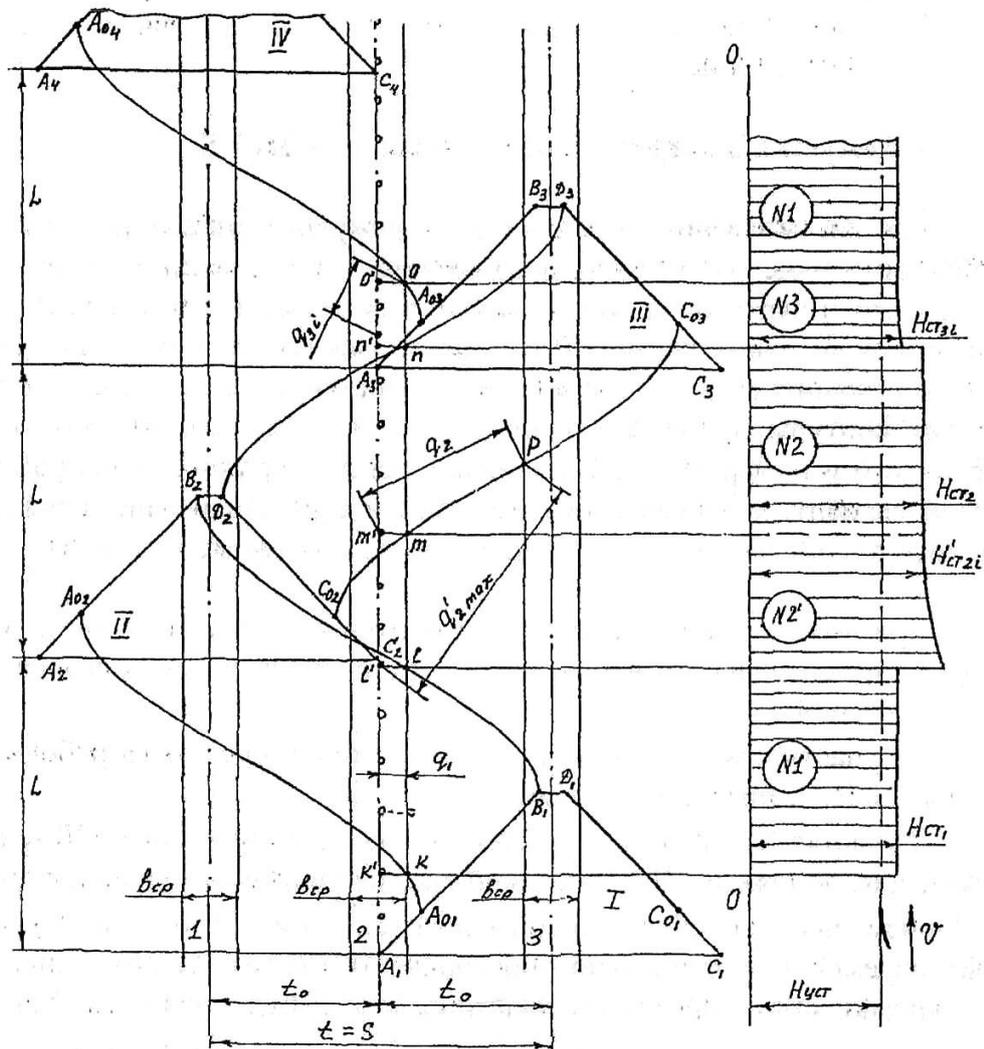


Рис.9. Диаграммы отгиба стеблей и высоты стерни единичного рядка стеблей для аппарата $t = 2t_0 = S$

1.5. Определение средней высоты стерни и ее отклонения от установочной высоты среза

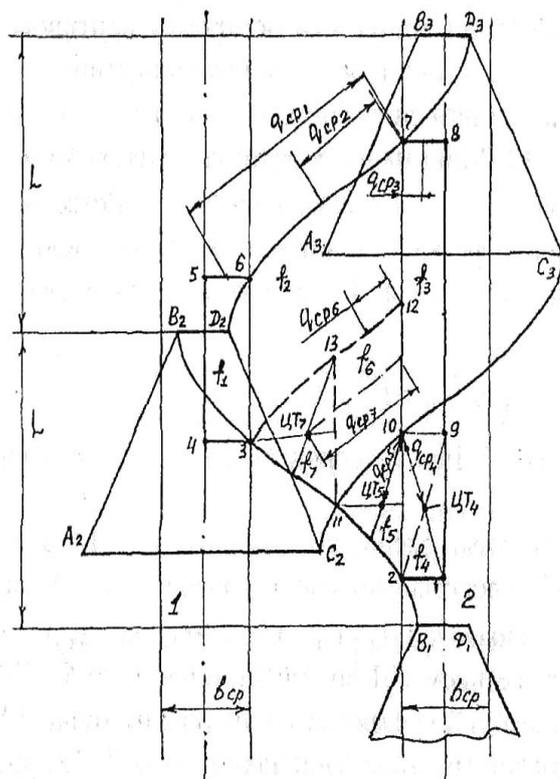
Качество работы Р.А. определяется средней высотой оставляемой на поле стерни и ее отклонением от установочной высоты среза.

Для определения средней высоты стерни при установившемся режиме работы Р.А. необходимо и достаточно проанализировать отгиб стеблей перед срезом на площади поля, равной площади подачи (F), поскольку все поле при работе Р.А. разбивается на такие площадки.

Поэтому на диаграммах отгиба стеблей и высоты стерни (рис.6,8,9), на отдельных диаграммах отгиба стеблей (рис.10,11,12). Необходимо выделить площадь поля, равную площади подачи рассматриваемого Р.А.

а. Режущие аппараты $t = t_0 = S$ и

$$"n"t="n"t_0=S=88(84)\text{мм}$$



Для данных Р.А. необходимо нанести следы осевых линий и кромок противорежущих пластин двух соседних пальцев (1 и 2). Выбрать начало отсчета и отложить в направлении движения машины два отрезка L.

Построить на границах отрезков L (подача Р.А.) три контура одного сегмента в I (крайнее правое), II и III

- положениях. У аппаратов

$nt=nt_0=S$ сегмент в каждом положении изображать со смещением Δx (см. рис 6 б.) и указывать начало рабочей части лезвия.

Рис.10. Диаграмма отгиба стеблей для Р.А. $t = t_0 = S$

Выбор первого крайнего положения (правого или левого) произволен.

Пользуясь изготовленным лекалом, провести траектории B_1B_2 (движение сегмента из положения I в положение II), $C_2C_3^*$ и D_2D_3 (движение из II в III). Выделение площади поля, равной площади подачи, начинаем с точки 2 пересечения траектории B_1B_2 со следом левой противорежущей кромки второго пальца. Опустим из этой точки перпендикуляр (\perp) до пересечения со следом оси пальца и обозначим полученную точку цифрой 1. Точку 3 получим на пересечении траектории B_1B_2 со следом правой противорежущей кромки первого пальца.

*У Р.А. $"n"t="n"t_0=S$ с высотой h_p провести траекторию C_2C_3'

Перпендикуляр, опущенный из точки 3 до пересечения со следом осевой линии первого пальца, даст точку 4. Точки пересечения траектории D_2D_3 с тем же следом кромки и перпендикуляра, опущенного из этой точки на след осевой линии, обозначим цифрами 6 и 5. На пересечении траектории D_2D_3 и следа левой противорежущей кромки второго пальца получим точку 7, а на пересечении \perp из точки 7 и следа осевой линии второго пальца точку 8.

Выделенная площадка $F_{1,2,3,4,5,6,7,8}$ и есть площадь подачи для рассматриваемого режущего аппарата. Все растения с этой площади будут срезаны правым лезвием сегмента СД при его движении из положения II в положение III. При работе Р.А. каждая полоска поля шириной t_0 будет разбиваться последовательно на площадки, равные выделенной.

Поскольку стебли с выделенной площадки перед срезом имеют различный по направлению и величине отгиб, задача определения средней высоты стерни существенно упростится, если площадь $F_{1...8} = F$ разбить на характерные площадки f_i . Элементарные площадки должны быть такими, чтобы для всех стеблей, растущих в их пределах, легко определялась средняя величина отгиба $q_{срi}$ перед срезом и размер площадок подсчитывался простейшими методами.

Выделенную площадь $F_{1...8}$ целесообразно разбить на 7 элементарных площадок $f_1, f_2, f_3, f_4, f_5, f_6, f_7$.

Площадка $f_1 = f_{3,4,5,6}$ характеризуется большим поперечным отгибом стеблей. Сначала клин пальца 1 отклоняет их на правую кромку противорежущей пластины, а затем сегмент лезвием СД при движении из положения II в положение III отгибает стебли по траекториям аналогичным 3 - 12 и 6 - 7 к пальцу 2, где срезает на участке кромки 7 - 12. Минимальная величина отгиба стеблей с этой площадки - расстояние (по прямой) l_{6-7} , максимальная - l_{5-7} . Естественно, что стебель, находящийся в середине отрезка 5 - 6 и будет иметь среднюю величину отгиба $q_{ср1}$, а высота стерни этого стебля будет равна средней для всех стеблей этой площадки:

$$h_{ср1} = \sqrt{H_{ycm}^2 + q_{ср1}^2} . \quad (8)$$

Размер площадки $f_1 = l_{4-5} l_{5-6}$. Длины сторон l_{4-5} и l_{5-6} необходимо брать с диаграммы.

Площадка f_2 , очерченная отрезками следов кромок 3 - 6 и 7 - 12, а также участками траекторий 6 - 7 и 3 - 12, представляет собой криволинейный параллелограмм с длиной основания l_{3-6} и высотой $(t_0 - v_{ср})$, т.е. $f_2 = l_{3-6} (t_0 - v_{ср})$.

Все стебли с этой площадки лезвием СД по траекториям типа 6 - 7 (3 - 12) отгибаются к кромке второго пальца и срезаются на участке от точки 12 до точки 7. Поскольку все стебли с правой границы площадки (линия 7 - 12) срезаются без отгиба, а с левой (линии 3 - 6) с отгибом l_{6-7} , то средняя величина отгиба для всех стеблей этой площадки будет равна $q_{ср2} = \frac{l_{6-7}}{2}$, а средняя высота стерни $h_{ср2} = \sqrt{H_{ycm}^2 + q_{ср2}^2} .$

Аналогичны описанной процедуры определения размера площадки, средней величины отгиба и средней высоты стерни для площадки f_6 , также являющейся криволинейным параллелограммом. В отдельных случаях при значительной разнице в длинах оснований ℓ_{11-13} и ℓ_{10-12} , а также в расстояниях ℓ_{13-12} и ℓ_{11-10} размер площадки f_6 определяют как произведение полусуммы длин обоих оснований $\left(\frac{\ell_{11-13} + \ell_{10-12}}{2}\right)$ на высоту. Среднюю величину отгиба находят как полусумму отгибов по верхней и нижней криволинейным границам, т.е.

$$q_{cp6} = \left(\frac{\ell_{13-12}}{2} + \frac{\ell_{11-10}}{2}\right) : 2.$$

Площадка f_3 очерчена прямыми отрезками 7 - 10, 8 - 9, 7 - 8 и 10 - 9, ее размер $f_3 = \ell_{7-10} \ell_{7-8}$. Все стебли с этой площадки отгибаются клином пальца на левую кромку пальца 2 и срезаются лезвием СД на участке кромки от точки 10 до точки 7. Минимальная величина отгиба для стеблей, находящихся на левой границе (10 - 7) площадки, $q_{3min} = 0$, максимальная для стеблей с правой границы (8 - 9) $q_{3max} = q_1 = \frac{e_{cp}}{2}$, а средняя $q_{cp3} = \frac{q_{3min} + q_{3max}}{2} = \frac{q_1}{2} = \frac{e_{cp}}{4}$.

Средняя высота стерни для стеблей этой площадки определится по общей зависимости

$$h_{cp3} = \sqrt{H_{ycm}^2 + q_{cp3}^2}.$$

Прямоугольная площадка f_4 и треугольная f_5 характерны тем, что имеют общую вершину 10, к которой отгибаются и где срезаются началом лезвия - область возле точки С, либо С' все стебли с обеих площадок. Размеры площадок:

$$f_4 = \ell_{2-10} \ell_{1-2}; \quad f_5 = \frac{1}{2} \ell_{2-10} b_5$$

(b_5 - высота треугольника - длина \perp из точки 11 на основание 2 - 10).

Средняя величина отгиба для обеих площадок равна расстоянию от центра тяжести площадки до точки 10 (точка среза). Центр тяжести прямоугольника (f_4) находится на пересечении диагоналей (середина диагонали 1 - 10), а треугольника (f_5) на пересечении медиан. Следовательно, средние величины отгиба $q_{cp4} = \ell_{10}$ - ц.т.4 и $q_{cp5} = \ell_{10}$ - ц.т.5,

а средние высоты стерни соответственно

$$h_{cp4} = \sqrt{H_{ycm}^2 + q_{cp4}^2} \quad \text{и} \quad h_{cp5} = \sqrt{H_{ycm}^2 + q_{cp5}^2}.$$

Стебли с треугольной площадки f_7 отгибаются лезвием СД (С'Д) при движении сегмента из положения II в III и срезаются на левой кромке пальца 2 (участок от точки 10 до точки 12). Средняя величина отгиба для всех стеблей этой площадки будет равна величине отгиба стебля, находящегося в центре тяжести треугольника. Проведем через центр тяжести площадки f_7 (при помощи собственного лекала) траекторию отгиба этого стебля (она эквидистантна траекториям 6 - 7, 3 - 12). В точке ее пересечения с левой кромкой пальца 2 и будет срезан рассматриваемый стебель, а расстояние по прямой от ц.т.7 до найденной точки будет искомым величиной q_{cp7} .

По найденным значениям $h_{срi}$ и f_i среднюю высоту стерни определим как средневзвешенную величину

$$H_{ср.ср.} = \frac{f_1 h_{ср1} + f_2 h_{ср2} + \dots + f_7 h_{ср7}}{f_1 + f_2 + \dots + f_7} = \sum_1^7 \frac{f_i h_{срi}}{f_i}. \quad (9)$$

Отклонение средней высоты стерни от установочной высоты среза найдем по зависимости

$$\Delta H_{ср} = \frac{H_{ср.ср.} - H_{уст}}{H_{уст}} \cdot 100, \%. \quad (10)$$

Величина отклонения в наибольшей степени зависит от скорости движения машины (подачи L) и установочной высоты среза ($H_{уст}$).

б. Режущий аппарат низкого резания $t = 2t_0 = S$

По аналогии с построениями на рис.9 и 10 построим диаграмму отгиба стеблей для этого режущего аппарата (рис.11).

Выделение площади поля, равной площади подачи, также начинаем с точки 2 пересечения траектории B_1B_2 с левой кромки пальца 3. Пересечение \perp из точки 2 на след оси пальца даст точку 1, траектории B_1B_2 со следами кромок второго и первого пальцев - соответственно точки 4,5 и 8. На пересечении траекторий D_2D_3 и $C'_2C'_3$ и следов кромок 1,2 и 3 пальцев получим точки 10,11,14,15,18,19 и 22, а \perp из этих точек на соответствующие следы осевых линий точки 9,12,13,16,17,20 и 21. Пересечение траекторий B_1B_2 и $C'_2C'_3$ даст точку 23. Точка 24 получена на пересечении линии, эквидистантной траектории D_2D_3 (участок 10 -11), проведенной из точки 7, и левой кромки второго пальца, а 25 на пересечении этой кривой и линии, параллельной оси пальца, проведенной из точки 23.

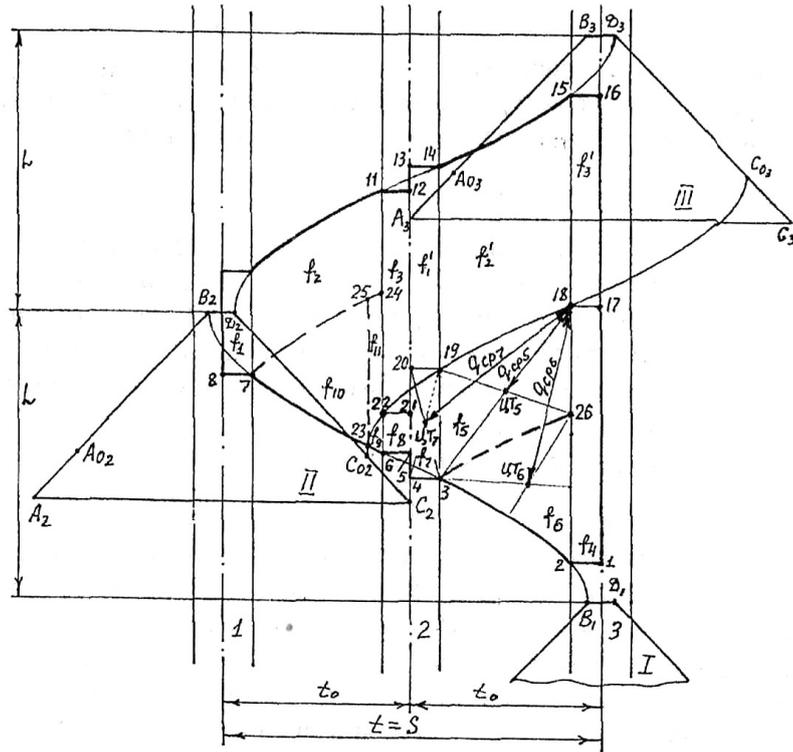


Рис.11. Диаграмма отгиба стеблей для Р.А. $t = 2t_0 = S$

Площадь фигуры $F_{1,2,\dots,16}$ и будет площадью подачи Р.А. низкого резания. Ее величина равна произведению подачи L и хода ножа S , т.е.

$$F = L \cdot S.$$

По аналогии с пунктом (а) выделим площадки f_1, f_2, f_3, f_4 .

Поскольку лезвие сегмента СД срезает стебли около противорезающих кромок второго и третьего пальца у площадок f_1, f_2 и f_3 есть аналогии f_1', f_2' и f_3' . Площадки f_1 и f_1', f_2 и f_2', f_3 и f_3' характеризуются одинаковым по направлению и величине средним отгибом, а, следовательно, одинаковой для обеих площадок высотой стерни (h_{cp1}, h_{cp2} и h_{cp3}). На остальной части площади подачи выделим площадки:

- f_5 - криволинейный параллелограмм с границами в виде участков эквидистантных кривых 19 - 18 и 3 - 26 и параллельных прямых линий 3 - 19 и 26 - 18;
- f_6 - треугольник с вершинами 2, 3, 26;
- f_7 - прямоугольник с вершинами 3, 4, 20, 19;
- f_8 - прямоугольник с вершинами 5, 6, 22, 21;
- f_9 - треугольник с вершинами 6, 23, 22;
- f_{10} - треугольник с вершинами 23, 7, 25;
- f_{11} - принимаем за криволинейный параллелограмм с границами 25 - 24, 23 - 22, 23 - 25 и 22 - 24.

Все стебли с площадок f_5, f_6 и f_7 отгибаются в зону точки 18, а с площадок f_8 и f_9 - к точке 22. В этих точках и происходит их срез началом рабочего участка лезвия СД.

Величину среднего отгиба для стеблей с площадок f_5, f_6 и f_7 найдем как расстояние от центра тяжести каждой из них до точки 18, а для площадок f_8 и f_9 - как расстояние от их центров тяжести до точки 22.

Определение средней величины отгиба стеблей и размеров площадок f_{10} и f_{11} провести по аналогии с площадками f_6 и f_7 (см. рис.10) для аппарата $t = t_0 = S$.

Средняя высота стерни определяется по зависимости

$$H_{ср} = \frac{(f_1 + f'_1)h_{ср1} + (f_2 + f'_2)h_{ср2} + (f_3 + f'_3)h_{ср3} + f_4h_{ср4} + \dots + f_{11}h_{ср11}}{f_1 + f'_1 + f_2 + f'_2 + f_3 + f'_3 + f_4 + \dots + f_{11}}. \quad (11)$$

Отклонение средней высоты стерни от установочной высоты среза подсчитывается по общей зависимости (10).

в. Режущий аппарат нормального резания с двойным пробегом ножа $2t = 2t_0 = S$

При построении диаграммы отгиба стеблей для этого режущего аппарата необходимо нанести следы осевых линий и кромок противорезающих пластин четырех соседних пальцев и проследить за перемещением двух соседних сегментов ножа (рис.12).

Для рассматриваемого режущего аппарата площадь подачи $F = \frac{LS}{2}$.

Выделение площади поля, равной площади подачи, начинаем с точки пересечения траектории B_1B_2 со следом левой кромки противорезающей пластины второго пальца (точка 2). В полном соответствии с описанными процедурами находим точки 1,3,4,5,6,7,8,9,10,11,12. На пересечении траектории G_2G_3 со следами правой кромки второго и левой кромки третьего пальцев находим точки 15 и 14. Опустив из этих точек \perp на следы осевых линий пальцев, получим точки 16 и 13. Площадь фигуры $F_{1,2,3,4,5,6,7,8,9,10,11,12,13,14,15,16}$ и есть фактическая площадь подачи режущего аппарата при заданном режиме работы.

Выделенную площадь необходимо разбить на семь элементарных площадок с характерным отгибом стеблей перед срезом $f_1, f_2, f_3, f_4, f_5, f_6$ и f_7 . У площадок f_1, f_2 и f_3 есть аналоги f'_1, f'_2 и f'_3 , отличающиеся от первых своими размерами, но имеющими одинаковые с ними величины среднего отгиба стеблей и средней высоты стерни. Процедуры выделения элементарных площадок, определения их размеров, средних величин отгибов стеблей перед срезом и средних высот стерни не отличаются от изложенных выше.

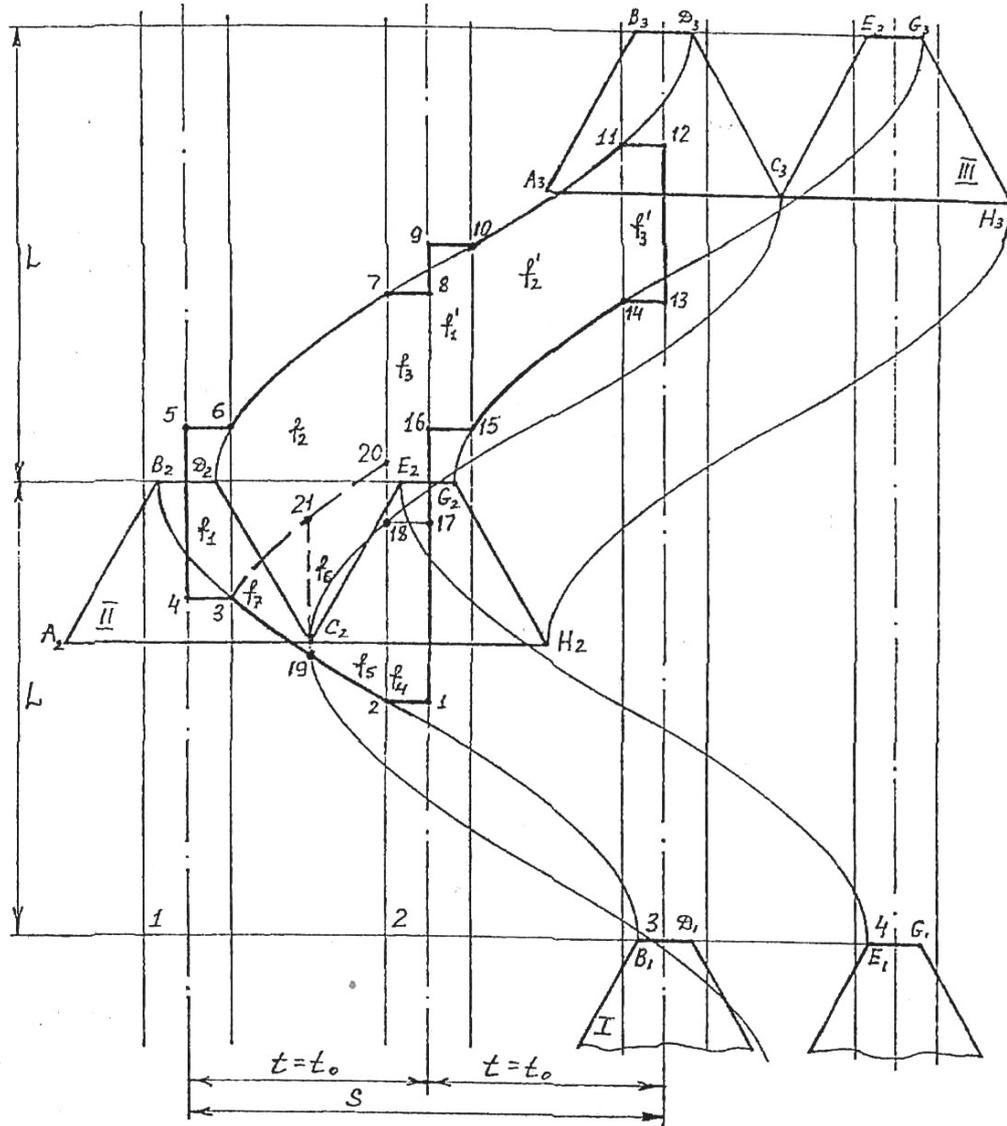


Рис.12. Диаграмма отгиба стеблей для режущего аппарата $2t = 2t_0 = S$

Средняя высота стерни определяется по зависимости

$$H_{\text{ср}} = \frac{(f_1 + f_1')h_{\text{ср}1} + (f_2 + f_2')h_{\text{ср}2} + (f_3 + f_3')h_{\text{ср}3} + f_4h_{\text{ср}4} + \dots + f_7h_{\text{ср}7}}{f_1 + f_1' + f_2 + f_2' + f_3 + f_3' + f_4 + \dots + f_7}, \quad (12)$$

а ее отклонение от установочной высоты среза по общей зависимости (10).

1.6. Определение сил, действующих на нож режущего аппарата, и мощности на привод ножа. Построение диаграмм сил сопротивления движению ножа и мощности на его привод

При работе режущего аппарата на его нож (см. рис.13) действует сила сопротивления движению ножа T и движущая сила R , приложенная к головке ножа от механизма привода через шатун: а) колебательный рычаг б) или шейку кривошипного вала в). Для устойчивой работы ножа и всего режущего аппарата необходимо постоянное соблюдение условия равновесия

$$|T| = |R_x|, (|T| = |R|)$$

где $|T|$ - значение модуля силы сопротивления движению ножа в любой точке по его ходу; $|R_x|$ - значение модуля горизонтальной составляющей движущей силы в той же точке по ходу ножа. (R - значение движущей силы)

Сила сопротивления движению ножа T складывается из трех составляющих:

$$T = P_{cp} \pm P_j + F_{тр}, \quad (13)$$

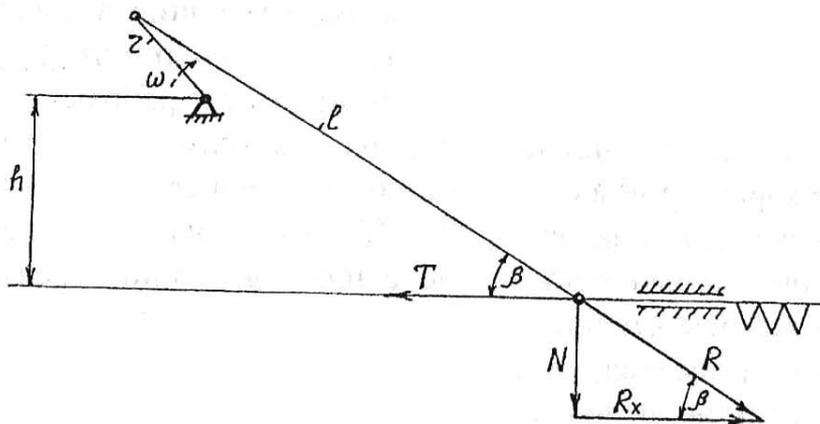
где P_{cp} - среднее значение силы сопротивления стеблей срезу, Н; $\pm P_j$ - сила инерции ножа, Н; $F_{тр}$ - сила трения ножа о пальцевый брус, Н.

Среднее значение силы сопротивления растений срезу определяют по зависимости

$$P_{cp} = \frac{\varepsilon \cdot f_n \cdot Z}{x_p}, \quad (14)$$

где ε - удельная работа на срез растений с единицы площади (m^2, cm^2);

Z - количество сегментов на ноже; x_p - длина пути, проходимого ножом (сегментом) от начала до конца резания, см; f_n - площадь нагрузки режущего аппарата, cm^2 .



а

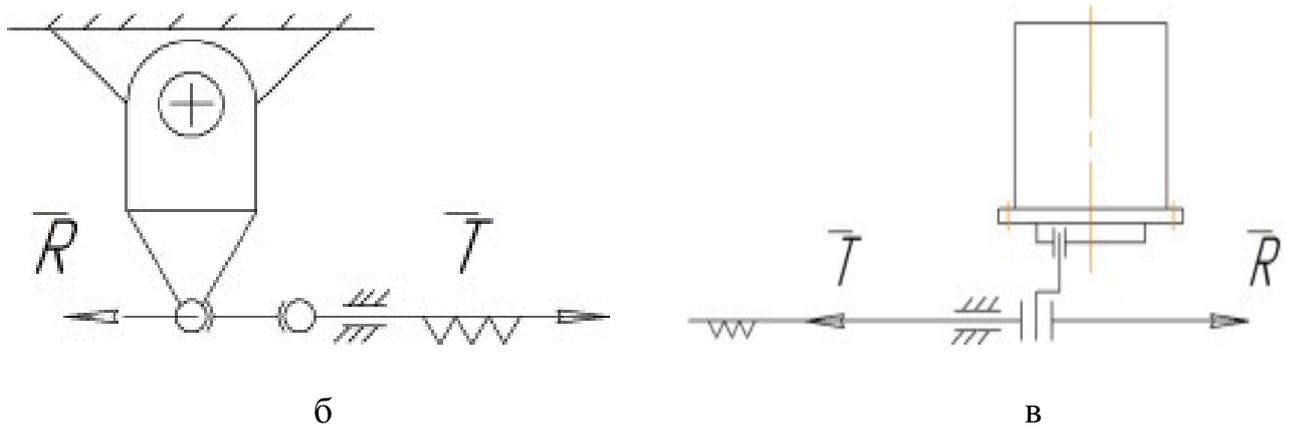


Рис.13(а, б, в). Схема сил, действующих на нож режущего аппарата с механизмами привода ножа а - кривошипно-ползунным
б - МКШ
в - планетарным

Для зерновых колосовых культур $\varepsilon = (1..2) \cdot 10^2 \frac{\text{Дж}}{\text{м}^2}$ или $(1..2) \frac{\text{Нсм}}{\text{см}^2}$.

Для трав $\varepsilon = (2..3) \cdot 10^2 \frac{\text{Дж}}{\text{м}^2}$, или $(2..3) \frac{\text{Нсм}}{\text{см}^2}$.

Количество сегментов Z на ноже определяют по выражению

$$Z = \frac{B}{t} + 1, \quad (15)$$

где B - ширина захвата режущего аппарата; t - шаг режущей части.

Путь x_p (перемещение), проходимый ножом от начала до конца резания, необходимо взять из диаграммы скоростей резания (рис.3) - расстояние A_1A_2 и A_3A_4 .

Поскольку в уравнение для определения P_{cp} не входит независимая переменная x график этой силы - отрезок прямой линии, параллельной оси абсцисс (OX), в пределах рабочего перемещения сегмента (x_p).

Для режущих аппаратов $2t = 2t_0 = S$ и $t = 2t_0 = S$, у которых каждый сегмент при одном ходе срезает растения у двух пальцев с площадями $f_{н1}$, и $f_{н2}$, необходимо определять две силы сопротивления растений срезу:

$$\text{- у первого пальца } P_{cp1} = \frac{\varepsilon \cdot f_{н1} \cdot Z}{x_{p1}};$$

$$\text{- у второго пальца } P_{cp2} = \frac{\varepsilon \cdot f_{н2} \cdot Z}{x_{p2}}.$$

На графике обе силы представлены отрезками прямых, параллельных оси абсцисс, в пределах рабочего хода x_{p1} (P_{cp1}) и x_{p2} (P_{cp2}).

Силу инерции ножа в функции его перемещения $[P_j = f(x)]$ находят по зависимости

$$P_j = \pm m_n \cdot r \cdot \omega^2 \left(1 - \frac{x}{r}\right), \quad 16 \text{ а}$$

$$P_j = \pm m_n \cdot \ell \cdot \sin \alpha \cdot \omega^2 \left(1 - \frac{x}{\ell \cdot \sin \alpha} \right), \quad 16 б$$

$$P_j = \pm m_n \cdot (r_1 + r_2) \cdot \omega_n^2 \left(1 - \frac{x}{r_1 + r_2} \right), \quad 16 в$$

где $m_n = m_{н0}B$ - масса ножа, кг ($m_{н0} = 2...2,4$ кг/м - масса одного метра длины ножа - удельная масса); B - ширина захвата режущего аппарата, м; r - радиус кривошипного вала механизма привода ножа, м; ω - угловая скорость кривошипного вала, c^{-1} ; ℓ - длина колебательного рычага МКШ, м; α - угол отклонения наклонной шейки ведущего вала МКШ, град; $(r_1 + r_2)$ - сумма радиусов планетарного привода, м; ω_n - угловая скорость водила планетарного привода, c^{-1}

Так как независимая переменная x входит в уравнение в первой степени и со знаком минус, функции $P_j = f(x)$ линейные убывающие. Для построения графика изменения силы инерции в функции перемещения ножа (прямая линия) достаточно определить значения P_j в двух точках по ходу ножа, например в точке А: $x = 0$ (начало хода) и А_к: $x = 2r$ либо $x = 2\ell \sin \alpha$ либо $x = 2(r_1 + r_2)$ (конец хода):

$$\begin{array}{lll} x = 0 & P_{j0} = m_n \cdot r \cdot \omega^2 & x = 2r & P_{jk} = - m_n \cdot r \cdot \omega^2. \\ \text{либо} & P_{j0} = m_n \cdot \ell \cdot \sin \alpha \cdot \omega^2 & x = 2\ell \sin \alpha & P_{jk} = - m_n \ell \sin \alpha \omega_n^2 \\ & P_{j0} = m_n \ell (r_1 + r_2) \omega_n^2 & x = 2(r_1 + r_2) & P_{jk} = - m_n (r_1 + r_2) \omega_n^2 \end{array}$$

Сила трения ножа о элементы пальцевого бруса при кривошипно-ползунном механизме привода складываются из двух составляющих:

$$F_{тр} = F_{тр1} + F_{тр2}. \quad (17)$$

Составляющая $F_{тр1}$ возникает от силы тяжести ножа между соприкасающимися нижними поверхностями элементов движущегося ножа и верхними поверхностями неподвижных элементов пальцевого бруса. Ее величину находят по выражению

$$F_{тр1} = G_n f', \quad (18)$$

где $G_n = m_n g$ - сила тяжести ножа, Н; f' - коэффициент трения ножа по элементам пальцевого бруса.

Значение коэффициента трения необходимо выбирать в пределах $f' = 0,30...0,75$ (трение стали по стали в абразивной среде и в условиях неучтенных защемлений от деформации ножа и пальцевого бруса).

График силы $F_{тр1}$ - прямая линия, параллельная оси абсцисс.

Составляющая $F_{тр2}$ возникает от прижатия головки ножа к направляющей корпуса жатки шатуном с силой N (см. рис.13).

$$F_{тр2} = Nf, \quad (19)$$

где $f = 0,2...0,3$ - коэффициент трения (сталь по стали в абразивной среде).

Сила N прижатия головки ножа к направляющей $N = R_x \cdot \operatorname{tg} \beta$ или с учетом условия $|T| = |R_x|$,

$$N = T \cdot \operatorname{tg} \beta,$$

где β - угол наклона шатуна к плоскости режущего аппарата.

В развернутом виде зависимости для нормальной силы имеют вид

$$N = \frac{(P_{cp} \pm P_j + G_H \cdot f') \cdot \operatorname{tg} \beta}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \beta}, \quad (20)$$

а силы трения

$$F_{mp2} = \frac{(P_{cp} \pm P_j + G_H f')}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \beta} \cdot f. \quad (21)$$

Для построения графиков $F_{mp2} = \varphi(x)$ и $T = f(x)$ значения составляющей F_{mp2} необходимо определить хотя бы в характерных точках одного хода ножа. У аппарата нормального резания с одинарным пробегом ножа ($t = t_0 = S$) таких точек четыре (см. рис.3а):

- начало хода ($x = 0$),
- начало резания ($x = x_n$),
- конец резания ($x = x_k$),
- конец хода ($x = S$).

У аппаратов нормального резания с двойным пробегом ножа ($2t = 2t_0 = S$) и низкого резания ($t = 2t_0 = S$) их шесть (см. рис.3б, в). К отмеченным четырем добавляются две: - начало ($x = x_{n2}$) и конец ($x = x_{k2}$) резания у второго пальца.

Значения сил P_{cp} , P_j и F_{mp1} в каждой из характерных точек по ходу ножа берут из соответствующих графиков или рассчитывают, подставляя в зависимость $P_j = f(x)$ соответствующую характерной точке координату x .

Величину угла β определяют из схем механизма привода ножа, соответствующих нахождению ножа в каждой из характерных точек.

При построении схем механизмов привода ножа необходимо самостоятельно выбрать величину дезаксиала $h = (2...3)r$, либо $h = (7...8)r$.

В зависимости от выбранного дезаксиала определить длину шатуна ℓ :

$$\begin{aligned} \ell &= (9...10)r \rightarrow (h = (2...3)r) \\ \text{и } \ell &= (15...25)r \rightarrow (h = (7...8)r) \end{aligned}$$

Построение начинают с нанесения горизонтали (проекция плоскости режущего аппарата) и центра (0) кривошипного вала на выбранной высоте (дезаксиале h) от нее (рис.14). Масштаб построения от 1:2,5 до 1...5.

Из центра 0 провести окружность радиуса r . Определить вспомогательный радиус $R' = \ell - r$ и им из центра 0 сделать засечку на горизонтали справа от центра. Полученная точка A_0 будет левым крайним положением ножа. Соединяя полученную точку A_0 с центром 0 прямой линией и продля линию за центр до пересечения с дугой окружности (точка k_0) найдем положение всех звеньев механизма привода ножа (кривошип Ok_0 и шатун k_0A_0 расположены по одной линии, но направлены в противоположные стороны) и угол наклона шатуна β_0 .

От точки A_0 отложить вправо в выбранном масштабе величину хода ножа $S = 2r$ и расстояние до точек начала и конца резания (A_1 и A_2 для аппарата $t = t_0 = S$ или $A_1, A_2, A_3, A_4 - 2t = 2t_0 = S$ и $t = 2t_0 = S$), используя диаграммы скоростей резания (см. рис.3).

Соединив центр O с точкой конца хода ножа (A_3 - аппарат $t = t_0 = S$ или A_5 - $2t = 2t_0 = S$ и $t = 2t_0 = S$), найдем положение механизма привода в крайнем правом положении ножа (кривошип Ok_3 или Ok_5 и шатун k_3A_3 или k_5A_5 расположены по одной линии и направлены в одну сторону) и величину угла β_3 или β_5 .

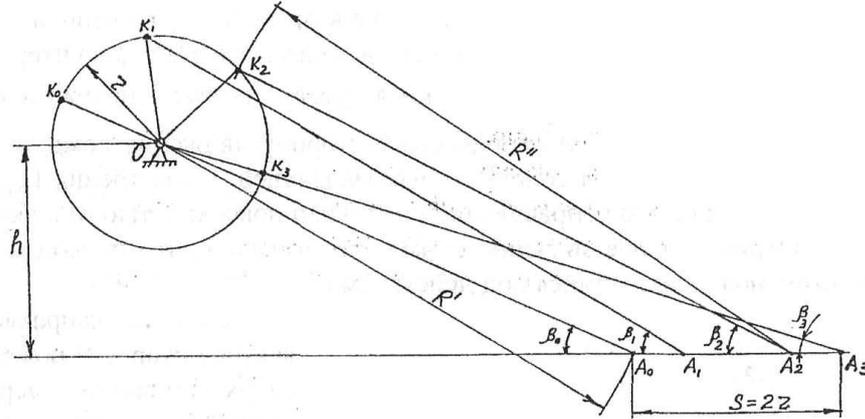


Рис.14. Схемы механизма привода ножа

Затем вспомогательным радиусом $R'' = \ell$ из точек A_1 и A_2 ($t = t_0 = S$) или из точек A_1, A_2, A_3 и A_4 ($2t = 2t_0 = S$ и $t = 2t_0 = S$), как из центров, сделать засечки на дуге окружности кривошипного вала. Соединив найденные точки k_1, k_2 (k_1, k_2, k_3 и k_4) прямыми линиями с центром кривошипного вала (O) и точками A_1, A_2 (A_1, A_2, A_3, A_4), получим положения механизма привода в точках начала и конца резания ножа, а также искомое значение угла β_1, β_2 ($\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4$).

Поскольку силы сопротивления растений срезу возникают в начале и перестают действовать в конце резания значение силы F_{mp2} в каждой из точек A_1 и A_2 (аппарат $t = t_0 = S$) или A_1, A_2, A_3 и A_4 (аппараты $2t = 2t_0 = S$ и $t = 2t_0 = S$) необходимо считать по два раза - бесконечно близко слева и бесконечно близко справа от точки.

ПРИМЕР. Режущий аппарат $t = t_0 = S$.

$$A_0; \beta_0; F_{mp2_0} = \frac{(+ P_{j_0} + G_H f') \operatorname{tg} \beta_0}{1 - f \operatorname{tg} \beta_0} f;$$

$$A_1; \beta_1; \left\{ \begin{array}{l} F'_{mp2_1} = \frac{(+ P_{j_1} + G_H f') \operatorname{tg} \beta_1}{1 - f \operatorname{tg} \beta_1} f \\ F''_{mp2_1} = \frac{(+ P_{j_1} + G_H f' + P_{cp}) \operatorname{tg} \beta_1}{1 - f \operatorname{tg} \beta_1} f \end{array} \right\};$$

$$A_2; \beta_2; \left\{ \begin{array}{l} F'_{mp2_2} = \frac{(P_{cp} - P_{j_2} + G_H f') \operatorname{tg} \beta_2}{1 - f \operatorname{tg} \beta_2} f \\ F''_{mp2_2} = \frac{(- P_{j_2} + G_H f') \operatorname{tg} \beta_2}{1 - f \operatorname{tg} \beta_2} f \end{array} \right\};$$

$$A_3; \beta_3; F_{mp2_3} = \frac{(- P_{j_3} + G_H f') \operatorname{tg} \beta_3}{1 - f \operatorname{tg} \beta_3} f.$$

*) При отрицательном значении алгебраической суммы ($-P_{ji} + G_n f'$) необходимо брать ее модуль.

Таким образом, для аппаратов $t = t_0 = S$ силу трения $F_{\text{тр}2}$ необходимо считать минимум шесть, а для $2t = 2t_0 = S$ и $t = 2t_0 = S$ - десять раз.

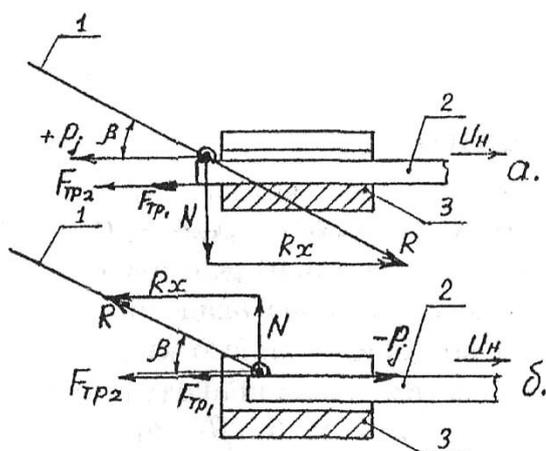
Алгебраическая сумма сил ($\pm P_j + G_n f'$) может иметь как положительное (первая половина хода ножа, а также в пределах x_p во второй половине хода), так и отрицательное значение (за пределами участка x_p во второй половине хода, где $| -P_j | > G_n f'$). Если указанная сумма сил имеет положительное значение, то сила R_x (рис.15а) направлена в сторону движения ножа, а нормальная сила N вниз, прижимая головку к направляющей. Сила трения $F_{\text{тр}2}$ возникает между поверхностью направляющей и нижней поверхностью головки ножа.

Отрицательное значение суммы сил означает, что привод не толкает, а тормозит нож, движущийся под действием силы инерции ($-P_j$).

Сила R_x направлена против вектора скорости ножа, а сила N - вверх прижимая верхнюю поверхность головки ножа к направляющей. Сила трения $F_{\text{тр}2}$

возникает между второй парой трущихся поверхностей (рис.15б).

Направление же силы трения и ее знак + в пределах всего хода ножа остаются неизменными.



Последовательное соединение нанесенных точек значений $F_{\text{тр}2}$ прямыми линиями даст график $F_{\text{тр}2} = \varphi(x)$.

Рис.15. Схема сил, действующих на нож: а - в начале хода; б - в конце хода; 1 - шатун; 2 - головка ножа; 3 - направляющая

У Р.А. с МКШ силой $F_{\text{тр}2}$ можно пренебречь, а при планетарном механизме привода она просто не возникает, что упрощает расчет.

Силу сопротивления движению ножа T определяем алгебраическим суммированием значений всех составляющих в тех же характерных точках.

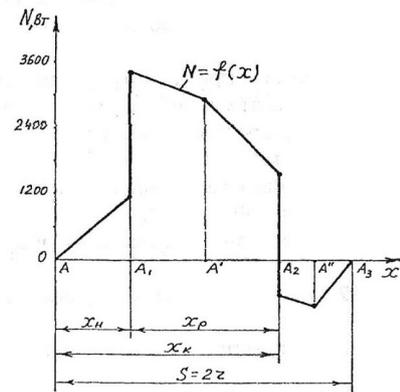
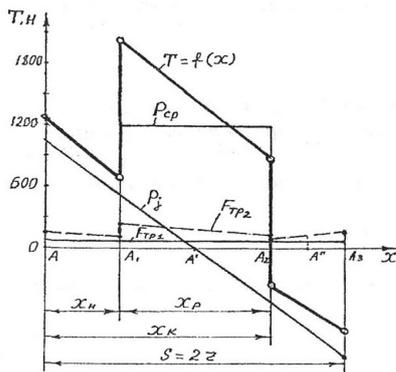
Для аппаратов $t = t_0 = S$ ее необходимо определить минимум 6 раз, а для $2t = 2t_0 = S$ и $t = 2t_0 = S - 10$ раз.

По полученным значениям силы T и ее составляющих строим диаграмму сил, действующих на нож (рис.16). Масштаб изображения графиков сил должен быть таким, чтобы максимальная ордината ($y_{T_{\max}}$) силы T (обычно значение $T_1'' = P_{j1} + G_{nf}' + P_{cp} + F_{mp2_1}$ - бесконечно близко справа от точки A_1) была около

100...120 мм, т.е. $\mu_T = \frac{T_1''}{y_{T_{\max}}}$, Н/мм. Причем μ_T должен выбираться из ряда 10, 20, 30 и.д. (Н/мм). Тогда ординаты графиков сил P_{cp} , F_{tp1} , F_{tp2} , P_j , в любой точке будут определяться $y_{p(F_i)_i} = \frac{P(F_i)_i}{\mu_T}$, мм.

Мощность на привод ножа находят по зависимости

$$N = TU_{\text{н}} \quad (22)$$



Значения силы T_i берут для каждой характерной точки в пределах хода ножа из диаграммы сил (рис.16), а скорости $U_{\text{нi}}$ - из диаграммы скоростей резания (рис.3).

По данным расчетов построить диаграмму изменения мощности на привод ножа в функции его перемещения (рис.17).

Масштаб диаграммы мощностей μ_N должен выбираться из ряда 10, 20, 30...В_т/мм, причем наибольшая ордината $y_{\max} = N_{\max} / \mu_N$ должна быть не более 110...120 мм.

Рис.16. Диаграмма сил, действующих на нож режущего аппарата

Рис.17. Диаграмма изменения мощности на привод ножа

Для уточнения вида диаграммы необходимо подсчитать значения N минимум в двух дополнительных точках: $A' - x = r$ и $A'' - x = \frac{2r + (x_n + x_p)}{2}$.

С целью упрощения процедуры расчетов и построения графиков, повышения наглядности и исключения ошибок диаграммы скоростей резания, сил, действующих на нож, и мощности на привод ножа желательно размещать друг под другом с расположением одноименных характерных точек на общих для трех диаграмм вертикалях.

Результаты силовых и мощностных расчетов являются исходными данными для прочностных расчетов элементов механизма привода ножа, определения момента инерции маховика, подбора энергосредства или трансмиссии от источника энергии (трактор, двигатель) к механизму привода ножа.

1.7. Дополнительное задание к вариантам с Т.Р.А. №6, №7.

В вариантах №6 с приводом ножа – механизм качающейся шайбы (МКШ) необходимо вычертить схему механизма и произвести анализ необходимого регулирования положения качающейся шайбы 2 на наклонной шейке ведущего вала 1 при заданном биении торца колебательного вала 3.

Рис. Схема МКШ закрытого типа с горизонтальным колебательным валом: 1- ведущий вал с наклонной шейкой
 2 – качающаяся шайба
 3 – колебательный вал с вилкой и рычагом
 4 – соединительное звено
 5 – нож
 6 – корпусные элементы

Главной задачей регулирования МКШ является обеспечение прохождения оси АВ цапф качающейся шайбы 2 через точку пересечения "О" оси вращения ведущего вала 1 и оси его наклонной шейки (под углом α). Если это условие выполняется (все три оси пересекаются в точке "О"), то биение качающейся шайбы (круговое) и колебательного вала (осевое) отсутствует и размер "К" от торца колебательного вала до корпуса МКШ во всем диапазоне колебаний (2α) остается постоянным.

Смещение оси АВ цапф качающейся шайбы на величину $+\Delta x$ в положении А'В' или на величину $-\Delta x$ в положении А"В" приведет к смещению центра качающейся шайбы от оси вращения вала 1 на радиус $r'_э$. Аналогично смещение оси АВ на величину $-\Delta x$ в положении А"В" приведет к смещению центра качающейся шайбы на величину $r''_э$.

Величина $r_э$ может быть определена как: $r_э = \Delta x \sin\alpha$.

Появление радиуса эксцентриситета $r'_э$ или $r''_э$ приведет к круговому биению качающейся шайбы с амплитудой $A = 2r_э$ и осевому биению колебательного вала с такой же амплитудой.

Смещения $+\Delta x$ и $-\Delta x$ устраняют изменением толщины комплекта прокладок λ между торцом накладной шейки вала 1 и внутренней обоймой конического подшипника (правого). Увеличивая толщину λ комплекта прокладок уменьшают смещение $-\Delta x$, а уменьшая λ – уменьшают смещение $+\Delta x$.

Направление смещения оси АВ определяют следующим образом. Устанавливают, поворачивая ведущий вал (по ходу вращения), колебательный вал с рычагом в крайнее положение (см.рис....) и замеряют с точностью до 0,1 мм. расстояние "К" . затем поворачивают в том же направлении ведущий вал на угол $\omega t = \pi/2$.(рычаг колебательного вала должен находиться в среднем положении) и снова замеряют расстояние К' или К."

Если $K' = K$ или $K'' = K$ $+ \Delta x = - \Delta x = 0$ и МКШ регулировать не нужно.

При $K' > K$ радиус эксцентриситета $r'_э = K' - K$, а смещение оси АВ от точки "О" $+ \Delta x = r'_э / \sin \alpha$.

При $K'' < K$ радиус эксцентриситета $r''_э = K - K''$ и смещение оси АВ от точки "О" $- \Delta x = r''_э / \sin \alpha$.

В первом случае ($K' > K$) необходимо демонтировать из корпуса МКШ ведущий вал вместе с колебательным валом. Демонтировать с наклонной шейки качающуюся шайбу с обоими коническими подшипниками и колебательным валом и уменьшить толщину λ комплекта прокладок на величину $Z'_э / \sin \alpha$.

(т.е. оставить комплект прокладок толщиной $\lambda - Z'_э / \sin \alpha$).

После чего необходимо установить качающуюся шайбу (с колебательным валом в сборе) на наклонную шейку ведущего вала, отрегулировать конические подшипники шайбы и полностью собрать МКШ.

Во втором случае $K'' < K$ необходимо выполнить перечисленные монтажные работы, затем довести толщину комплекта прокладок до $\lambda + Z''_э / \sin \alpha$ и провести все монтажно-регулирующие операции.

*Не выполнение или небрежное выполнение этой регулировки приводит к тяжелейшим поломкам МКШ.

В вариантах №7 с планетарным механизмом привода ножа необходимо построить траекторию абсолютного движения оси шейки кривошипа вала саттелита и установленного на ней подшипника головки ножа (рис.....).

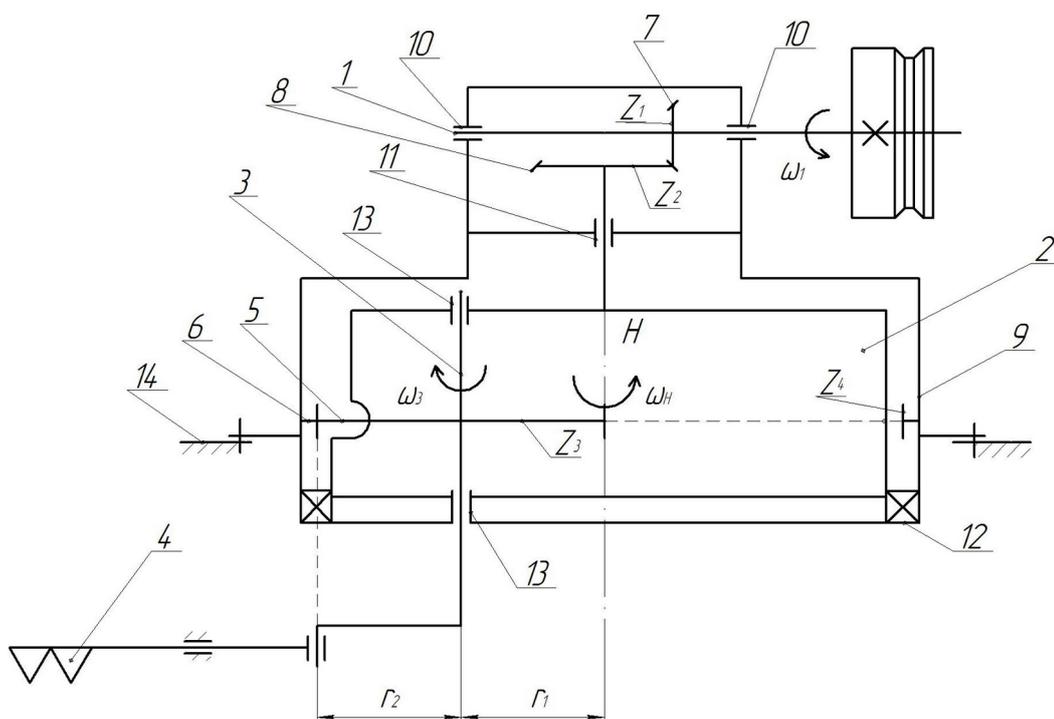


Рис.....Схема планетарного привода ножа:

- 1-ведущий вал
- 2-водило
- 3-вал саттелита
- 4-нож
- 5-саттелит
- 6-неподвижное зубчатое колесо с внутренними зубьями
- 7, 8-зубчатые конические колеса
- 9-корпус редуктора
- 10-подшипники ведущего вала
- 11, 12-подшипники водила
- 13-подшипники вала саттелита
- 14-корпус жатки

В существующих планетарных приводах, которыми в основном комплектуются режущие аппараты системы Schumacher (применяется на ряде зарубежных и новых отечественных зерноуборочных комбайнах Vector 410, 420; Acros 530, 540, 560; Torum 740 валковой жатке ЖХТ-18 и других машинах), ведущий вал вращается против хода часовой стрелки (вид сверху) и вал саттелита – по ходу часовой стрелки (вид сверху). Для уменьшения крутящего момента передаваемого клиноременной передачей число зубьев Z_1 ведущего колеса 7 меньше числа зубьев Z_2 у колеса 8 ($Z_1 < Z_2$). Число зубьев

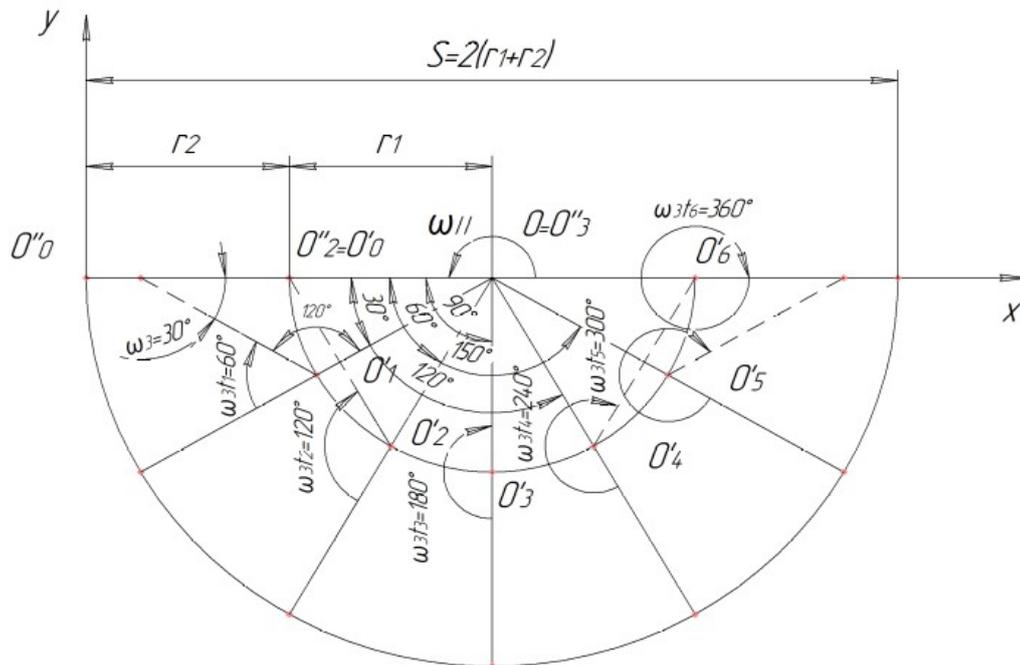
Z_4 неподвижного колеса 6 планетарной передачи в 2 раза больше числа зубьев Z_3 саттелита т.е.

$Z_4 = 2Z_3$ х. Поэтому угловая скорость вала саттелита в два раза превышает угловую скорость водила Н $\omega_3 = 2\omega_H$.

Радиус смещения оси вала саттелита относительно оси вращения водила Н - r_1 равен радиусу кривошипа r_2 вала саттелита. Так как ход ножа $S = 2(r_1 + r_2) = 84\text{мм}$. то $r_1 = r_2 = 21\text{мм}$.

При равенстве $r_1 = r_2$ траекторией абсолютного движения оси шейки кривошипа вала саттелита, а следовательно и оси подшипника головки ножа будет отрезок прямой линии, равный ходу ножа $S = 2(r_1 + r_2)$

Построение траектории абсолютного движения оси шейки кривошипа вала саттелита необходимо начать с вычерчивания двух полуокружностей радиусов $r_1 + r_2$ и r_1 из центра "О" и водила Н, расположенного на оси х на расстоянии $r_1 + r_2$ от начала координат.



Разделим обе полуокружности на одинаковое количество равных частей (достаточно на 6 частей) обозначим буквами O'_0 и O''_0 положение осей вала саттелита(O') и шейки кривошипа вала саттелита(O''), соответствующих углов поворота водила Н, $\omega_H t_0 = 0$

При повороте на угол $\omega_H t_1 = 30^\circ$ ось вала саттелита займет положение O'_1 .

За это же время вал саттелита, вращаясь в противоположном направлении с угловой скоростью $\omega_3=2\omega_n$, повернется относительно оси O'_1 , на угол

$$\omega_3 t_1 = 2 \omega_n t_1 = 60^\circ \text{ и ось шейки кривошипа } O'' \text{ из положения } O_0''$$

перейдет в положение O_1'' . Точка O_1'' лежит на оси x (как и точка O_0''). Это следует из рассмотрения $\Delta OO_1'O_1''$. В этом равнобедренном треугольнике один угол (вершина O) по условию равен $\omega_n t_1 = 30^\circ$, второй (вершина O'_1) между равными сторонами OO_1' и $O_1'O_1''$ равен $180 - (2 \omega_n t_1 = 60^\circ) = 120^\circ$.

Следовательно и третий угол с вершиной O_1'' равен 30° .

Повороту водила H на угол $\omega_n t_2 = 60^\circ$ будет соответствовать поворот вала саттелита вокруг оси O'_2 по направлению часовой стрелки на

угол $\omega_3 t_2 = 2\omega_n t_2 = 120^\circ$ и ось шейки кривошипа переместится из точки O''_1 в точку O''_2 , совпадающую с точкой O'_0 . Это утверждение следует из рассмотрения равнобедренного треугольника $OO'_2O''_2$. В нем угол при вершине O равен по условию 60° , угол при вершине O'_2 равен $180-120 = 60^\circ$. Естественно третий угол также равен 60° . Следовательно треугольник $OO'_2O''_2$ равносторонний и сторона $OO''_2 = r_1=r_2=OO'_0$.

Повороту водила на углы $\omega_n t_3=90^\circ$; $\omega_n t_4 =120^\circ$; $\omega_n t_5 = 150^\circ$ и $\omega_n t_6 =180^\circ$ будут соответствовать углы поворота вала саттелита относительно осей O'_3, O'_4, O'_5, O'_6 в противоположном направлении соответственно на углы -

$$\omega_3 t_3 = 2\omega_n t_3 = 180^\circ; \omega_3 t_4 = 2\omega_n t_4=240^\circ;$$

$$\omega_3 t_5 = 2\omega_n t_5=300^\circ \text{ и } \omega_3 t_6 = 2\omega_n t_6=360^\circ.$$

Соответственно ось шейки кривошипа из положения O''_2 переместится в точку O''_3 совпадающую с центром O , далее в точку O''_4 совпадающую с точкой O'_6 , затем в точку O''_5 и наконец в точку O''_6 .

Студент может самостоятельно убедиться, рассмотрев по аналогии с вышеизложенным, равносторонний или равнобедренный треугольники $OO'_4O''_4$ и $OO'_5O''_5$.

*Построенную траекторию выделить утолщенной линией.

II. Расчет технологических и энергетических показателей работы основных рабочих органов молотилок зерноуборочных комбайнов

Заданием предусмотрено определить

- загрузку основных рабочих органов и молотилки в целом;
- потери зерна в соломе, полове, просыпанием в щели и неплотности, распылом и в целом за молотилкой;
- пропускную способность молотилки на данном фоне;
- параметры вентилятора для очистки комбайна;
- мощность на привод барабана (ротора), остальных рабочих органов комбайна, передвижение комбайна (агрегата) по полю и суммарную на работу уборочного агрегата.

Заданием предусмотрено построить

- развертку штифтового поля барабана (зубового поля ротора);
- графики изменения ускорения барабана (ротора) в функции приведенной подачи;
- график изменения общих потерь зерна за молотилкой в функции приведенной подачи;
- график энергобаланса комбайна (агрегата).

2.1. Определение загрузки рабочих органов и молотилки в целом

$$\text{Подача зерна } q_3 = 0,1AB^{\vartheta}, \text{ кг/с.} \quad (23)$$

$$\text{Подача соломы } q_c = q_3 \frac{\beta}{1 - \beta}, \text{ кг/с,} \quad (24)$$

где $\beta = \frac{m_c}{m_3 + m_c}$ - коэффициент соломистости. Значение β находят по заданному в каждом варианте отношению $m_c:m_3$, в котором масса зерна принята за единицу.

$$\text{Фактическая подача } q_{\phi} = q_3 + q_c \text{ или } q_{\phi} = \frac{q_3}{\beta}, \text{ кг/с.} \quad (25)$$

$$\text{Приведенная подача } q = \frac{q_{\phi}}{\beta_0} \text{ или } q = 1,67q_c, \text{ кг/с,} \quad (26)$$

где $\beta_0 = 0,6$ - стандартное значение коэффициента соломистости, соответствующее отношению массы соломы к массе зерна $m_c:m_3 = 1,5$.

В соответствии с найденной величиной приведенной подачи необходимо выбрать типоразмер подходящего зерноуборочного комбайна.

Для подач $q < 3,5 \dots 4,0$ можно использовать комбайны ПН-100 или КЗС-3, $q < 5,5 \dots 6,0$ кг/с - СК-5М и Енисей - 1200 - 1, $q < 9 \dots 9,5$ кг/с - Дон - 1500, для подач $q < 12 \dots 13$ - СК - 10В и Дон - 2600ВД.

2.2. Определение потерь зерна недомолотом в соломе P_n

Для барабанно-дековых молотильно-сепарирующих устройств (МСУ) и аксиально-роторных молотильно-сепарирующих систем (МСС) осевой запитки

с рабочими органами бильного типа потери зерна недомолотом в соломе можно рассчитать по единой зависимости

$$P_n = P_1 e^{-bl}, \%, \quad (27)$$

- где $P_1 = P_0 - \kappa_p \Delta q$ - количество зерна, невымолоченного у первой планки деки (для аксиально-роторных МСУ - в заходной части), %;
- P_0 - количество зерна, невымолоченного на входе в молотильное пространство МСУ(МСС) при подаче $[q]$;
- $b = b_0 - \kappa_b \Delta q$ - коэффициент интенсивности вымолота зерна по длине молотильного (рабочего) пространства МСУ(МСС);
- b_0 - коэффициент интенсивности вымолота при подаче $[q]$;
- κ_b, κ_p - коэффициенты пропорциональности;
- $\Delta q = q - [q]$ - приращение подачи;
- $[q]$ - номинальная подача или пропускная способность, кг/с;
- q - приведенная подача массы в МСУ (МСС), определенная в разделе 2.1.;
- ℓ - полная длина молотильного пространства МСУ (МСС).

Для бильных и штифтовых барабанно-дековых МСУ она равна длине деки ($\ell = \ell_d$), а у аксиально-роторных ($\ell = \ell_m + \ell_c$). В литературе ℓ_d обозначает длину деки, а ℓ_m и ℓ_c длины молотильной и сепарирующей частей а.-р. МСС.

При определении потерь зерна недомолотом P_n в соломе, схода E_m и сепарации зерна S_m для а.-р. МСС с тангенциальной запиткой (комбайн ПН - 100) в формулы 27, 28 и 29 необходимо вместо полной длины ($\ell = 1,65$ м) молотильного пространства (формула 27) или длины молотильной части ($\ell = 0,68$ м - формулы 28 и 29) подставлять значения ℓ' (полная длина активных зон молотильного пространства) и ℓ'_m (длина активной зоны молотильной части МСС).

Из-за необходимости осевого смещения обрабатываемой массы при ее движении по деке и сепарирующим решеткам молотильной части на полную ее длину ℓ_m за один оборот вокруг ротора, часть деки и сепарирующих поверхностей (от правой боковины молотилки) не участвуют в работе. Применительно к параметрам молотильной части МСС комбайна ПН - 100: длина $\ell_m = 0,68$ м, диаметр кожуха ротора 0,65 м, угол обхвата ротора декой и сепарирующей решеткой $\alpha \cong 190^\circ$, угол наклона направлятелей осевого смещения массы $\beta = 58^\circ$ из полной длины $\ell_m = 0,68$ м активно используется только 70...75% ($\ell'_m = 0,47...0,51$) и не используется 25...30%. Полная же длина активных зон молотильного пространства $\ell' = \ell'_m + \ell_c$ будет составлять 1,44...1,48 м (длина сепарирующей части $\ell_c = 0,97$ м).

Значения показателей для расчета потерь зерна недомолотом и сепарации зерна в МСУ (МСС) различных комбайнов приведены в табл. 3.

Таблица 3

Значения показателей для определения P_n и S_m

Показатели

Тип комбайнов	$P_0, \%$	$[q],$ кг/с	K_p	$l_m/l, \text{ м}$	$b_0,$ 1/м	K_b	$\mu_{mo}, 1/\text{м}$
ПН-100	26...30	3,5	2,5	0,68/1,65	3,0	0,20	3,5...3,9
КЗС-3	25...28	3,2	2,5	0,65/0,65	5,3	0,90	2,0...2,2
СК-5М	25...28	5,0	2,5	0,78/0,78	5,3	0,90	2,0...2,2
Енисей-1200-1	24...27	5,5	2,5	0,68/0,68	5,4	0,90	2,1...2,4
Дон-1500	28...32	8,0	2,0	0,92/0,92	4,8	0,40	1,8...1,95
СК-10В	8...10	11,0	1,0	1,10/2,30	1,5	0,12	3,4...3,6
Дон-2600ВД	8...10	12,0	1,0	1,10/2,60	1,5	0,12	3,4...3,6

2.3. Определение сепарации зерна в МСУ

Сепарацию зерна в пределах молотильного пространства для МСУ различных модификаций и типов можно определить по зависимости

$$S_m = 100 - E_m, \%, \quad (28)$$

где E_m - сход зерна из МСУ с соломой на начало сепаратора грубого вороха.

Сход вымолоченного зерна с соломой, в свою очередь, определим по уравнению

$$E_m = 100 \cdot e^{-\mu_m l_m}, \%, \quad (29)$$

где μ_m - коэффициент сепарации зерна, 1/м; e - 2,71 - основание натурального логарифма; l_m - длина деки (молотильной части кожуха ротора), м.

Коэффициент сепарации зависит от большого количества факторов, среди которых одним из главных является величина приведенной подачи массы. В функции подачи зависимость имеет вид

$$\mu_{mi} = \mu_{mo} \frac{[q]}{q_i},$$

где $[q]$ - пропускная способность МСУ или молотилки в целом, кг/с; q_i - конкретная (реальная или расчетная) величина приведенной подачи в комбайн (молотилку); μ_{mo} - номинальное значение коэффициента сепарации, соответствующее загрузке, равной пропускной способности $[q]$.

Значения l_m, μ_{mo} и $[q]$ для различных МСУ приведены в табл. 3.

2.4. Определение основных параметров штифтового барабана (ротора). Построение развертки штифтового поля

Общее количество штифтов на барабане:

- из условия допустимых потерь зерна недомолотом $[P_n] = 0,5, \%$.

$$Z = \frac{q}{[q_0]_{\mu}}, \quad (30)$$

где q - приведенная подача массы в комбайн; $[q_0]_{\mu}$ - удельная допустимая

подача массы на I штифт;

- из условия размещения на конкретном барабане или роторе

$$Z_{\phi} = m_b \left(\frac{l'_{ш}}{a} + 1 \right), \quad (31)$$

где m_b - число заходов винтовой линии; $l'_{ш}$ - рабочая длина штифтового барабана (ротора), мм; a - расстояние между следами, мм (для аксиально-роторных МСУ среднее расстояние a_{cp}).

$$\text{Число заходов винтовой линии } m_b = \frac{M_{П(Г)}}{K_{П(Г)}},$$

где $M_{П(Г)}$ - число планок барабана или гребенок ротора; $K_{П(Г)}$ - показатель кратности.

У штифтовых барабанов число планок $M_{П}$ обычно равно числу M_6 бичей или в 1,25 раза больше, а у роторов $M_{Г} = (1...2)M_6$; показатели кратности $K_{П(Г)}$ у барабанов равны 2, а у роторов 3 или 4.

$$\text{Рабочая длина } l'_{ш} = l_{ш} - 2\Delta l,$$

где $l_{ш}$ - полная длина штифтового барабана равна длине бильного (l_6) у классических МСУ и длине бильной молотильной части у роторных; $\Delta l = 18...22$ мм - для штифтовых барабанов; $\Delta l = 5...10$ мм - для а.-р. устройств.

Длина окружности барабана по основанию штифтов (ротора - по основанию зубьев).

$$L = \Pi(d_{ш} - 2h),$$

где $d_{ш}$ - диаметр барабана (ротора) по крайним точкам штифтов (зубьев), мм; h - высота штифтов или зубьев, мм.

$$\text{Шаг винтовой линии } t_s = aM_{П(Г)}.$$

Для аксиально-роторных МСУ расстояние между следами выбирается переменным по зависимости

$$a_{pi} = a_0 - (i - 1)\Delta a, \quad (32)$$

где a_0 - начальное расстояние между следами, мм; Δa - шаг убывания a ;

i - номер винта - ближайшее целое число, большее чем $\frac{Z_i}{M_{Г}}$ (здесь Z_i порядковый номер зуба).

Среднее значение расстояния между следами находят так:

$$a_{cp} = \frac{a_0 + a_1 + \dots + a_i}{i}, \text{ мм.} \quad (33)$$

У МСС роторных зерно-рисуоборочных комбайнов СК-ЮРВ и Дон-2600ВДР в пределах молотильной зоны длиной 1100 мм размещено 5 полных винтов ($i = 1...5$) и два разреженных винта ($i = 6$ и 7) зубьев, начальное расстояние между следами $a_0 = 47$ мм, шаг убывания $\Delta a = 3$ мм, конечное расстояние $a_k = 29$ мм и $a_{cp} = 38$ мм. С целью повышения устойчивости рабочего процесса и снижения энергоемкости в первых двух винтах устанавливают острые зубья ($\Delta < 0,1$ мм) уменьшенной высоты ($h_1 = 60$ мм - СК-ЮРВ и Дон-2600ВДР). На остальной части МСУ размещают неострые зубья (с толщиной кромки $\Delta = 1,5...2,0$ мм) увеличенной высоты ($h_2 = 68$ мм - СК-ЮРВ и Дон-2600 ВДР).

Образцы разверток штифтового поля барабана и зубового поля ротора представлены на рис. 18.

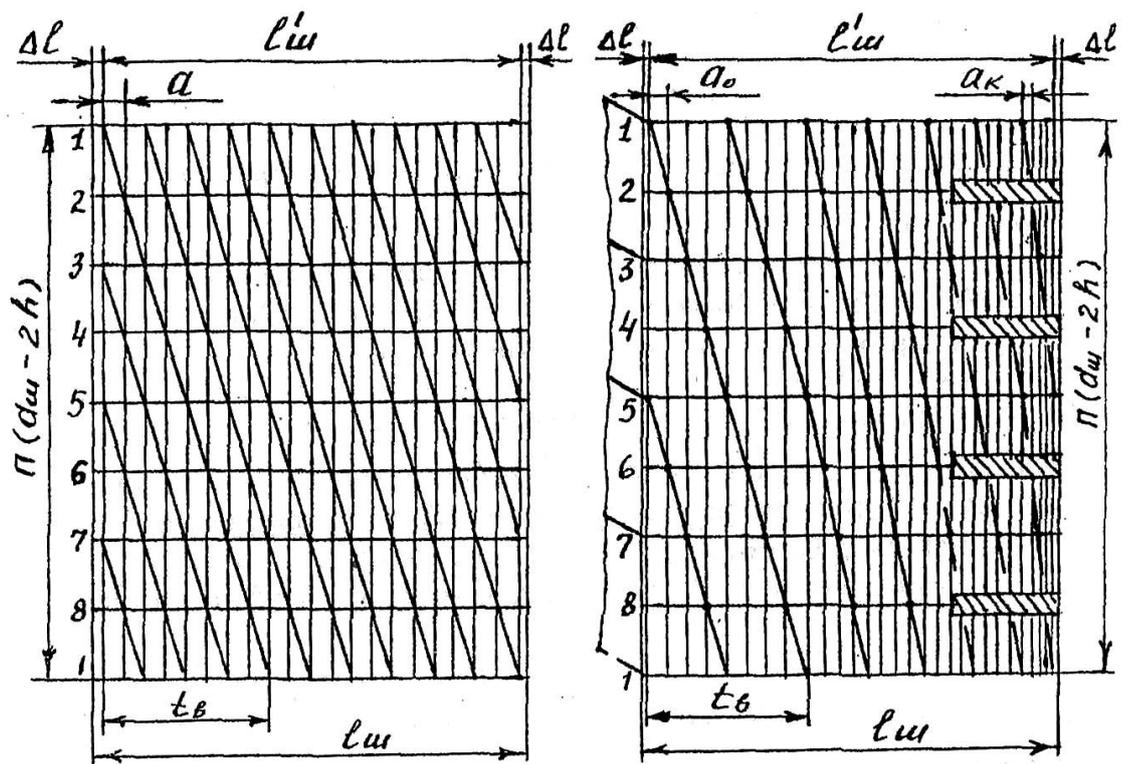


Рис.18. Развертки штифтового поля барабана (а) и зубового поля молотильной части ротора (б)

Уточнить потери зерна недомолотом за штифтовым аппаратом

$$P_n = \frac{q_{0,5}}{[q_{ш}]}, \%, \quad (34)$$

где $[q_{ш}] = [q_0]_{ш} Z_{\phi}$ - пропускная способность штифтового МСУ с размещенным на развертке количеством штифтов (зубьев); $[q_0]_{ш}$ - удельная допустимая подача массы на один штифт (зуб), кг/с.

Основные данные для расчетов параметров развертки и потерь зерна за штифтовым МСУ приведены в табл. 4.

Таблица 4

Справочные данные по расчету штифтовых (зубовых) МСУ

Тип МСУ	$l_{ш}$, м	Δl , мм	a , мм	h , мм	$d_{ш}$, мм	$[q_0]_{ш}$, кг/с на 1 штифт	m_{ϕ}	$K_{п(г)}$	Δ , мм
Штифтовое классическое	l_{ϕ}	18 - 22	25 - 29	64 - 70	d_{ϕ}	0,025 - 0,045	3 - 5	2	-
Зубовое аксиально - роторное	l_{ϕ}	5 - 10	$a_0 = 47$ $\Delta a = 3$	60 и 68	$d_{\phi} + 42$	0,18 - 0,22	2	4	< 0,1 и 1,5 - 2,5

2.5. Определение мощности, потребной на работу барабана (ротора)

Полная мощность на работу барабана (ротора)

$$N = N_1 + N_2, \quad (35)$$

где N_1 - мощность на рабочий процесс; N_2 - мощность на преодоление сопротивлений холостого хода барабана (ротора).

Первую составляющую можно определить по выражению

$$N_1 = \frac{qu^2}{1-f} 10^{-3}, \text{ кВт}, \quad (36)$$

где q - приведенная подача, кг/с; u - окружная скорость бичей или штифтов (зубьев), м/с; f - коэффициент пропорциональности (протаскивания или перетирания).

Мощность на преодоление сопротивлений холостого хода определяют по зависимости

$$N_2 = (a_x u + b_x u^3) 10^{-3}, \text{ кВт}, \quad (37)$$

где a_x - сила трения в опорах барабана и боковых поверхностей барабана (ротора) о воздух, приведенная к крайней точке бичей или штифтов, Н; b_x -

коэффициент, характеризующий вентиляторное сопротивление лобовых поверхностей барабана (ротора), $\text{Нс}^2/\text{м}^2$.

$$a_x = 0,01a_0m,$$

где a_0 - сила трения в расчете на 100 кг массы барабана (ротора); m - масса барабана (ротора), кг.

Для бильных барабанов и роторов $a_{об} = 0,85 \dots 0,9$ Н, для штифтовых барабанов $a_{ош} = 5 \dots 5,5$ Н на каждые 100 кг массы.

Из-за сравнительно малого количества зубьев в молотильной части ротора $a_{оа-пу} = 2,0 \dots 2,5$ Н на 100 кг массы.

$$b_x = b_0 l,$$

где b_0 - значение коэффициента в расчете на 1 м длины барабана или ротора; l - длина барабана (ротора), м.

Для бильных барабанов $b_{об} = 0,065 \text{ Нс}^2/\text{м}^3$, бильных роторов $b_{оа-рб} = 0,06 \dots 0,07 \text{ Нс}^2/\text{м}^3$ (0,06...0,064 - роторы МСС с тангенциальной запиткой, 0,065...0,07 - роторы с лопастной заборной частью МСС с осевой запиткой), штифтовых барабанов и зубовой части роторов аксиально-роторных МСУ $b_{ош} = 0,045 \text{ Нс}^2/\text{м}^3$.

2.6. Определение углового ускорения барабана $\frac{d\omega}{dt}$ и построение

графика $\frac{d\omega}{dt} = f(q)$

Из основного уравнения работы барабана имеем

$$\pm \frac{d\omega}{dt} = \frac{10^3}{I_{нр}\omega} \left[N'_{дв} - \left(a_x u + b_x u^3 + \frac{qu^2}{1-f} \right) 10^{-3} \right], \quad (38)$$

где $I_{нр}$ - момент инерции вращающихся масс комбайна, приведенный к валу барабана (ротора), кгм^2 ; ω - угловая скорость барабана, с^{-1} ; $N'_{дв}$ - часть мощности двигателя, которая может пойти на привод барабана (ротора), кВт.

При известной окружной скорости бичей (планок, штифтов и т.п.) u и диаметре барабана (ротора) по крайним точкам d

$$\omega = \frac{2u}{d}.$$

Часть мощности двигателя $N'_{дв}$ находим из выражения

$$N'_{дв} = N_{дв} - N_{ро} - N_n, \quad (39)$$

где $N_{дв}$ - эксплуатационная мощность двигателя комбайна, кВт; $N_{ро}$ - мощность на привод всех рабочих органов комбайна кроме барабана (ротора), кВт; N_n - мощность на передвижение комбайна (агрегата), кВт.

Значения N_n определяют по выражениям 59, 63 или 64, приведенным в пункте 2.11. Поскольку зависимость $\frac{d\omega}{dt} = f(q)$ - убывающая линейная функция и ее график - прямая линия, то для его построения достаточно иметь две точки (рис.18):

- при $q = 0$, $\frac{d\omega}{dt} = \max$;

- при заданной скорости ϑ и найденной величине подачи q_p .

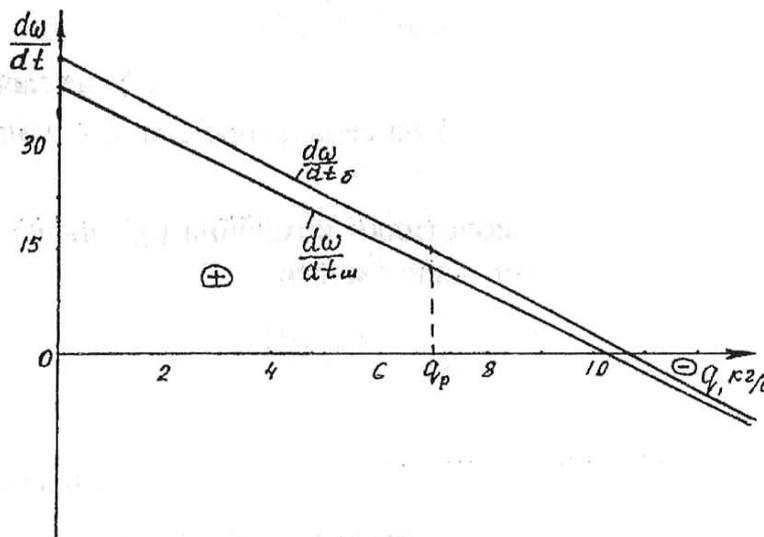


Рис.19. Графики изменения углового ускорения барабанов (роторов)

В зависимости от положения расчетной подачи на оси абсцисс дать заключение об условиях работы барабана (ротора) и других рабочих органов и систем по энергообеспеченности.

Основные данные для определения требуемой мощности на привод барабана (ротора) и его ускорения приведены в табл. 5 и 8.

Таблица 5

Справочные данные для определения показателей работы МСУ на пшенице нормальной влажности

Марка комбайна	u, м/с	d _б , мм	l _б , мм	f _б	f _ш	m, кг	I _{пр} , кгм ²
1	2	3	4	5	6	7	8
ПН-100	33...36	570	1870	0,8...0,86	0,82...0,88	230	18
КЗС-3	32...34	600	880	0,7...0,8	0,75...0,82	180	17
СК-5	32...34	600	1180	0,7...0,8	0,75...0,82	230	20

Продолжение табл. 5

1	2	3	4	5	6	7	8
Енисей-1200-1	32...34	550	1180	0,71...0,81	0,75...0,82	220	20
Дон-1500	33...36	800	1480	0,71...0,81	0,75...0,82	370	30
СК-0В	35...42	770	3100	0,83...0,9	0,85...0,91	550	50
Дон-2600ВД	35...42	770	3350	0,83...0,9	0,85...0,91	530	48

2.7. Определение потерь свободным зерном в соломе P_c

Потери зерна (свободного) в соломе за сепаратором грубого вороха определяют по зависимости

$$P_c = ae^{-\mu_c l_c}, \%, \quad (40)$$

где $a = E_m, \%$ - количество зерна, поступающего из МСУ на начало сепаратора; μ_c - коэффициент сепарации зерна на сепараторе 1/м; l_c - длина сепаратора, м.

Для конкретной загрузки молотилки комбайна (q_i) значение коэффициента сепарации μ_{ci} можно найти по зависимости

$$\mu_{ci} = \frac{\mu_{co}[q]}{q_i},$$

где $[q]$ и μ_{co} - соответственно номинальная допустимая подача и номинальный коэффициент сепарации зерна для данного сепаратора.

Значения показателей, необходимых для определения потерь свободным зерном в соломе приведены в табл. 6.

Таблица 6

Основные показатели для расчета P_c

Показатели	Комбайны						
	ПН-100	КЗС-3.0	Енисей-1200-1	СК-5	Дон-1500	СК-10В	Дон-2600ВД
$l_c, \text{ м}$	0,97	3,6	3,52	3,6	4,1	1,2	1,5
$\mu_{co}, 1/\text{м}$	3,5	1,0	1,1	1,0	0,85	1,5	1,4
$[q], \text{ кг/с}$	3,5	3,2	5,5	5,0	8,0	11,0	12,0

2.8. Расчет загрузки очистки q_n и потерь P_0 зерна в полове

Определяющее влияние на величину потерь зерна за очисткой оказывает загрузка очистки соломистой фракцией мелкого вороха, выделенной через сепарирующие поверхности МСУ и сепаратора грубого вороха. Величину подачи соломистой фракции вороха q_n (подачу полове) на очистку можно определить по зависимости

$$q_n = q_3 \frac{\beta_b}{1 - \beta_b}, \text{ кг/с}, \quad (41)$$

где β_b - содержание сорной примеси в мелком ворохе (засоренность)

$$\beta_b = \frac{q_n}{q_3 + q_n}.$$

Она является функцией влажности соломы и режима работы как МСУ, так и сепаратора грубого вороха. Засоренность тем ниже, чем больше влажность и мягче режим работы МСУ (меньшее количество барабанов, ниже

окружная скорость бичей или штифтов, больше молотильные зазоры). Максимальные значения β_b имеют место при работе штифтовых МСУ и особенно аксиально-роторных МСС на обработке массы особо низкой влажности ($W_c = 6...8\%$).

Для классических МСС с бильным МСУ и клавишным соломотрясом $\beta_b = 0,2...0,35$. У аксиально-роторных МСС $\beta_b = 0,25...0,4$. При известной загрузке q_n потери зерна за очисткой (P_0) определяют по приближенной зависимости

$$P_0 = \frac{q_n^{0,5}}{[q_n]} \cdot \%, \quad (42)$$

где $[q_n]$ - допустимая загрузка верхнего решета очистки, при которой потери зерна в полове $[P_0] = 0,5\%$ удовлетворяют агротехническим требованиям.

Допустимую загрузку решета $[q_n]$ находим как произведение площади верхнего решета $F_{вр}$ и удельной допустимой загрузки $[q_{он}]$ на 1 м^2 поверхности решета:

$$[q_n] = [q_{он}] F_{вр}, \text{ кг/с}. \quad (43)$$

Удельные допустимые загрузки решет современных комбайнов находятся в пределах $[q_{он}] = 0,5... 1,2 \text{ кг/с}$. Меньшие значения относятся к уборке хлебов повышенной влажности, а большие - сухих.

Верхние решета основных отечественных комбайнов имеют следующие площади:

Комбайны	КЗС-3	СК-5, ПН-100, Енисей-1200-1	Дон-1500	СК-10В	Дон- 2600ВД
$F_{вр}, \text{ м}^2$	1,16*	1,40*	2,1*	2,4*	2,6*
*) совместно с удлинителем верхнего решета.					

2.9 .Подсчитать суммарные (общие) потери зерна за молотилкой и построить графическую зависимость (рис. 20) $P_{\Sigma м} = f(q)$

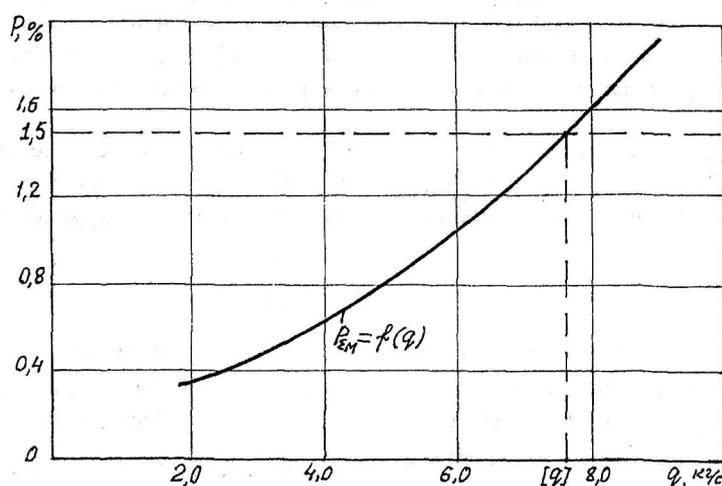
$$P_{\Sigma м} = P_n + P_c + P_o + P_{нр} + P_p, \quad (44)$$

где $P_{нр}$ - потери просыпанием в неплотности и щели молотилки, %; P_p - потери распылом, %.

Потери зерна в щели и неплотности обусловлены конструктивными особенностями молотилки (типом уплотнений элементов очистки, шнеков и элеваторов), качеством их изготовления и состоянием в процессе эксплуатации. Их определяют экспериментально в процессе испытаний зерноуборочных комбайнов на испытательных станциях, а в хороших хозяйствах и при подготовке к уборке.

Рис.20. К определению расчетной пропускной способности молотилки выбранного комбайна

Более рациональные схемы уплотнений очистки использованы в комбайнах ПН-100, СК-10В, КЗС-3 и Дон-1500, Дон-2600 и менее



рациональные в СК-5М и Енисей-1200. По уплотнениям шнеков и элеваторов преимущество перед другими имеют комбайны «Дон».

Потери зерна распылом пропорциональны величине дробления зерна

$$P_p = 0,1\delta, \%$$

где δ - дробление зерна рабочими органами молотилки комбайна %.

Ориентировочные потери просыпанием $P_{пр}$ и величина дробления зерна у различных комбайнов имеют следующие значения:

Комбайн	СК-5М, Енисей-1200	ПН-100, КЗС-3	Дон-1500	СК-10, Дон-2600
$P_{пр}, \%$	0,15...0,25	0,15...0,18	0,1...0,15	0,12...0,16
$\delta, \%$	1,8...2,2	0,6...0,8	1,8...2,2	1,4...1,7

Сравнить полученные значения потерь зерна с допустимыми и дать предложения по необходимой корректировке режима работы комбайна.

По индивидуальному заданию преподавателя потери зерна за молотилкой рассчитать при 4-5 различных величинах приведенных подач от $q_{\min} = 0,5[q]$ до $q_{\max} = 1,25[q]$, и определить по графику расчетную пропускную

способность молотилки выбранного комбайна (при допустимых потерях зерна 1,5%).

2.10. Подбор вентилятора для очистки комбайна

Исходными данными для подбора вентилятора являются количество примесей, которые необходимо удалить воздушным потоком, q_n и критическая скорость этих примесей $\vartheta_{кр}$.

Минимальную массу воздуха $Q_{b\min}$, необходимого для удаления легких примесей, найдем по зависимости

$$Q_{b\min} = \frac{q_n}{\lambda_{\max}}, \text{ кг/с}, \quad (45)$$

где λ_{\max} - максимально допустимый коэффициент концентрации воздушного потока, показывающий сколько килограммов примесей можно удалить одним килограммом воздуха.

Минимальный объемный расход воздуха V_{\min} определим по зависимости:

$$V_{\min} = \frac{q_n}{\lambda_{\max} \rho_b}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (46)$$

где $\rho_b = 1,29 \text{ кг/м}^3$ - плотность воздуха.

Величина λ_{\max} применительно к очисткам современных комбайнов с интенсифицированными рабочими процессами достигает 0,4...0,65.

Объемный расход воздуха, необходимый для обеспечения требуемой скорости воздушного потока в выходном канале вентилятора, найдем по выражению

$$V' = \vartheta_b F_k, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (47)$$

где ϑ_b - скорость воздуха в выходном канале вентилятора, обеспечивающая удаление частиц с заданной критической скоростью, м/с; F_k - площадь выходного канала вентилятора, м².

Скорость воздуха в выходном канале вентилятора определим по соотношению

$$\vartheta_b = \alpha_b \vartheta_{кр}, \quad (48)$$

где α_b - коэффициент превышения скорости воздуха в выходном канале, учитывающий сопротивление сети очистки (внезапное расширение потока воздуха на выходе из вентилятора, введение в поток решет и технологического материала) и обусловленное им снижение скорости движения воздуха в камере очистки.

Значения критических скоростей и коэффициентов α_b для различных материалов приведены в табл. 7.

Таблица 7

Скорости витания ($\vartheta_{кр}$) и коэффициенты α_b для компонентов мелкого вороха

Показатели	Зерно			Колос без зерна	Солома		Полова			
	пшеница	рожь	ячмень		длина 50 - 100	до 50 мм	пшеничная	ячменная	овсяная	гречишная
$\vartheta_{кр},$ м/с	8... 11,5	8... 9,9	8,4... 10,8	\perp 2...5,3 II 2,7...6,5	\perp 2...3,3 II 2,7...8,0	\perp 2...4,0 II 2,7...8,0	0,7 5... 5,2 5	0,6 7... 3,1	0,7 4... 3,8 6	0,92 ... 2,73
a_b	-	-	-	1,5...3,0	1,1...1,7		1,9...3,7			

\perp , II - расположение длинной оси частицы относительно вектора скорости ϑ_b

Площади выходных каналов вентиляторов зерноуборочных комбайнов имеют следующие значения:

Комбайн	КЗС-3	СК-5, ПН-100, Енисей-1200-1	Дон-1500	СК-10В	Дон- 2600ВД
$F_k, \text{м}^2$	0,195	0,25	0,34	0,38	0,44
$(B_k \times S_k) *$	(0,72 × 0,27)	(0,914 × 0,274)	(1,214 × 0,28)	(1,24 × 0,308)	(1,3 × 0,34)

* B_k - ширина кожуха вентилятора, м; S_k - высота выходного канала вентилятора, м.

Из полученных значений V_{\min} и V' следует выбрать большее, обозначить через V_{\max} и по нему вести дальнейшие расчеты.

По выбранному V_{\max} уточняют скорость воздуха в выходном канале вентилятора

$$\vartheta_b' = \frac{V_{\max}}{F_k}.$$

Полное давление P вентилятора складывается из статического $P_{ст}$ и динамического $P_{д}$ давлений $P = P_{ст} + P_{д}$. (49)

Для выбранного расхода V_{\max} и скорости ϑ_b' воздуха величину $P_{д}$ найдем из выражения

$$P_{д} = \frac{\rho_b (\vartheta_b')^2}{2}, \text{ Па}, \quad (50)$$

раскрывающего его физическую сущность (кинетическая энергия I м³ движущегося воздуха). Плотность воздуха $\rho_b = 1,29$ кг/м³ и является массой одного кубометра воздуха.

Статическое давление, необходимое для работы очисток комбайнов, обычно выбирают равным 3...5 динамическим давлениям, т.е.

$$P_{ст} = (3...5)P_{д}. \quad (51)$$

Тогда полное давление будет равно

$$P = (4...6)P_{д}. \quad (52)$$

Сравнивая требуемое полное давление P с диапазонами нормируемых давлений вентиляторов (низкого, среднего или высокого давлений), устанавливают тип необходимого вентилятора по создаваемому давлению и условной быстроходности. В большинстве очисток современных комбайнов используются радиальные вентиляторы низкого давления ($0 \leq P \leq 1000$ Па) повышенной быстроходности ($n_y = 80 \dots 120$). На рис. 21 представлена количественная безразмерная характеристика для вентилятора типа комбайна Дон-1500.

По безразмерной количественной характеристике для вентиляторов установленного типа определяют безразмерные коэффициенты

$$\psi, \lambda_b, n_y, \eta.$$

Обычно значения коэффициентов давления ψ , мощности λ_b , условной быстроходности n_y определяют при коэффициенте производительности φ , соответствующем максимальному значению η_{\max} , или близкому от него - $\eta = (0,8 \dots 0,9) \eta_{\max}$ в сторону увеличения φ .

Полученные по характеристике значения коэффициентов

$$n_y = a; \eta = b; \psi = c; \lambda_b = d; \varphi = e$$

позволят в совокупности с найденными ранее полным давлением P и расходом V_{\max} определить диаметр лопастного колеса $D_2 = 2r_2$, частоту вращения лопастного колеса вентилятора n и мощность N_b на его привод:

Из выражения
$$n_y = 5,54n \frac{\sqrt{V}}{\sqrt[4]{P^3}} \quad (53)$$

определим
$$n = \frac{n_y \sqrt[4]{P^3}}{5,54\sqrt{V}}, \text{ мин}^{-1}, \quad (54)$$

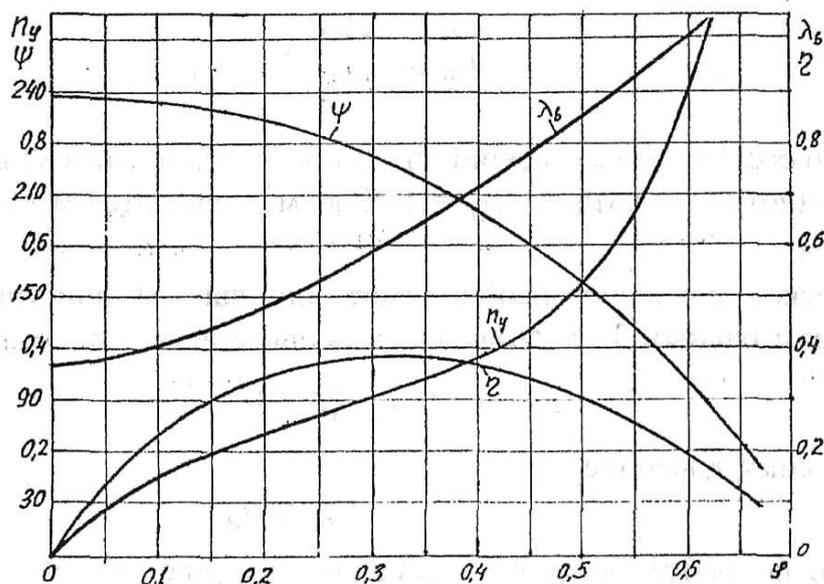


Рис.21. Количественная безразмерная характеристика вентилятора очистки комбайна Дон-1500

Из выражения
$$\psi = \frac{P}{0,5 \cdot \rho_b \cdot u_2^2}, \quad (55)$$

выразив окружную скорость крайних точек лопастей
$$u_2 = \frac{\pi r_2 n}{30},$$

определим
$$r_2 = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{P}{0,5 \cdot \rho_b \cdot \psi}}, \text{ м.} \quad (56)$$

Здесь $\psi = c$ (по характеристике), а n - значение, определенное по выражению (54).

Мощность на привод вентилятора
$$N_b = \frac{P \cdot V_{\max}}{\eta}, \text{ Вт.} \quad (57)$$

По аэродинамической схеме и найденному наружному диаметру $D_2 = 2r_2$ лопастного колеса определить основные размеры вентилятора:

- внутренний диаметр лопастного колеса

$$D_l = (0,34 \dots 0,4) D_2;$$

- диаметр кожуха вентилятора

$$D_k = (1,04 \dots 1,05) D_2;$$

- диаметр входных окон кожуха

$$D_0 = (0,75 \dots 0,79) D_2;$$

- высоту выходного канала кожуха вентилятора

$$S_k = (0,95 \dots 1) r_2, \text{ м;}$$

- ширину выходного канала кожуха

$$B_k = \frac{F_k}{S_k}, \text{ м;}$$

- длину лопастей лопастного колеса

$$e_k = B_k - (15 \dots 20) \text{ мм.}$$

2.11. Расчет показателей и построение графика энергобаланса зерноуборочного комбайна

Для устойчивой работы комбайна необходимо постоянное выполнение условия
$$N_{дв} \geq N_{агр},$$

где $N_{дв}$ - эксплуатационная мощность двигателя, кВт; $N_{агр}$ - общая мощность, необходимая на работу комбайна, кВт.

Общая мощность, необходимая на работу комбайна, складывается из мощности на привод барабана (ротора) N , мощности на привод остальных рабочих органов N_{po} и мощности на самопередвижение комбайна (агрегата) N_n , т.е.

$$N_{агр} = N + N_{po} + N_n. \quad (58)$$

Комбайн должен работать с подачей, равной пропускной способности $[q]$, а, следовательно, с допустимыми потерями зерна $[P_{\Sigma,м}] = 1,5\%$. Поэтому все

составляющие мощности $N_{азр}$ определяют для $q = [q] = const$. Мощности N и N_{po} на привод барабана (ротора) и остальных рабочих органов будут постоянными во всем диапазоне изменения урожайности ($A = 1..6$ т/га). Значение N рассчитывают по зависимости (35), а N_{po} выбирают по экспериментальным данным, сведенным в табл. 8.

Мощность на самопередвижение самоходного комбайна N_n определяют по выражению:

$$N_n = \frac{P[q]}{\eta_{mp} \cdot \eta_b} 10^{-3}, \text{ кВт}, \quad (59)$$

где $P = P_0 \cdot M_k + G_k \sin \alpha$ - сопротивление комбайна перекачиванию, Н; P_0 - удельное сопротивление комбайна перекачиванию, Н/т; M_k - масса комбайна, т; G_k - вес комбайна, Н; α - уклон поля, при котором комбайн может работать с номинальной пропускной способностью $[q]$ (величина α не превышает 3 градусов); η_{mp} - коэффициент полезного действия трансмиссии ходовой части комбайна; $\eta_b = 0,95..0,98$ - коэффициент, учитывающий буксование колес.

Масса комбайна, используемая в расчетах энергобаланса,

$$M_k = M_s + \Delta M, \quad (60)$$

где M_s - эксплуатационная масса комбайна, т; ΔM - масса технологических материалов, накопленных в бункере и копнителе комбайна, т.

Скорость движения комбайна, необходимую для работы комбайна на разных по урожайности фонах с приведенной подачей, равной пропускной способности ($q = [q]$), находят из выражения

$$[q] = \frac{[q] \beta_0 (1 - \beta)}{0,1 A B \beta}, \quad (61)$$

где β_0 - стандартный коэффициент солоmistости.

Основные данные для расчетов составляющих энергобаланса приведены в табл. 8.

Таблица 8

Справочные данные для расчетов $N_{азр}$

Ком- байн	Показатели							
	$N_{об},$ кВт	$M_s,$ т	$\Delta M,$ т	$P_0,$ Н/т	$\eta_{тр}$	$N_{po},$ кВт		$V_b,$ м ³
						с копните- лем (капотом)	с измель- чителем	
ПН-100	55... 57 ³	3,5 3,37 ³	1,1... 1,4	800...1500 ³ 1200...2000	0,88...0,92 ³	8...9,0	-	1,7
КЗС-3	60	6,9	1,6... 2,0	1200...2000	0,84...0,89	9...10,5	18...20	2,5
СК-5	88,2	8,0	2,2... 2,7	1200...2000	0,83...0,88	10...12,5	24...27	3,0

Енисей-1200-1	102,9	8,7	3,1... 3,8	1200...2000	0,83...0,88	11...13	25...28	4,5
Дон-1500	162	13,4* 13,7 ¹	4,2... 5,2	900...1600	0,7...0,85	18...22	37...45	6,0 ²
СК-10 В	184; 194,8	14,66 ¹	3,9... 4,9	900...1600	0,7...0,85	35...40	55...60	6,0 ²
Дон-2600 ВД	206	14,84 ¹	4,2... 5,2	900...1600	0,7...0,85	32...37	55...60	6,0 ²

*- с жаткой захватом 6 м;

¹- с жаткой захватом 7 м;

²- допускается переполнение до 0,3...0,4 м³

³- показатели по трактору МТЗ - 80.

При комплектации комбайнов измельчителями и уборке урожая со сбором всей или части (половы) незерновой фракции в прицепную тележку типа 2ПТС - 4 - 887 с вместимостью кузова 45 м³ массу комбайна определяют по зависимости

$$M'_k = M_s + \Delta M^l, \quad (62)$$

где $\Delta M^l = V_{\delta} \cdot \rho_3$ - масса зерна в бункере комбайна, т; V_{δ} - вместимость (объем) бункера, м³; ρ_3 - плотность зерна, т/м³.

Мощность на самопередвижение агрегата (комбайн + 2ПТС - 4 - 887) можно определить по выражению

$$N'_n = \frac{(P' + P'') \cdot [g]}{\eta_{mp} \cdot \eta_{\delta}} \cdot 10^{-3}, \text{ кВт}, \quad (63)$$

где $P' = P_0 M'_k + G'_k \sin \alpha$ - сопротивление перекачиванию комбайна;

$P'' = P_{on} M_n + G_n \sin \alpha$ - сопротивление перекачиванию прицепа; M_n - масса прицепа, заполненного измельченной незерновой частью урожая, т; G_n - вес прицепа, Н; P_{on} - удельное сопротивление перекачиванию прицепа, Н/т.

Масса заполненного прицепа 2ПТС-4-887 варьирует от 5,5 до 6,0 т. Удельное сопротивление перекачиванию прицепа из-за более высокого, чем в ходовой части комбайнов, давления в шинах и меньшего диаметра колес варьирует от 1400 до 2100 Н/т.

Мощность на самопередвижение уборочного агрегата, состоящего из трактора типа МТЗ-80 и прицепного комбайна ПН-100 можно определить по зависимости

$$N_{npr} = \frac{P_{\Sigma} \cdot [g]}{\eta_{mpm} \cdot \eta_{\delta m}} \cdot 10^{-3}, \text{ кВт},$$

где $P_{\Sigma} = P'_m + P'_k$ - общее сопротивление перекачиванию агрегата (Н), складывающееся из сопротивлений перекачивания трактора (P'_m) и комбайна (P'_k); $\eta_{mpm}, \eta_{\delta m}$ - коэффициенты полезного действия трансмиссии (η_{mpm}) и учета буксования ($\eta_{\delta m}$) ведущих колес трактора.

Сопротивление перекачиванию трактора (P'_m) определяют по соотношению

$$P'_m = M'_m \cdot P_{om} + G'_m \cdot \sin \alpha,$$

где $M'_m = M_m + \Delta M_k$ - масса трактора с учетом распределения массы прицепного (полунавесного) комбайна по опорам (прицепная сница и опорные колеса), т; $\Delta M_k = 0,5 \dots 0,6$ т - масса комбайна, передаваемая через сницу на трактор; $G'_m = M'_m \cdot g \cdot 10^3$ - сила тяжести (вес) трактора с догрузкой от комбайна, Н; P_{om} - удельное сопротивление перекачиванию трактора, Н/т.

Сопротивление перекачиванию прицепного комбайна

$$P'_k = M'_{кнр} \cdot P_{ок} + G'_{кнр} \cdot \sin \alpha,$$

где $M'_{кнр} = M_э + \Delta M' - \Delta M_k$ - масса комбайна, приходящаяся на его ходовые колеса, т; $\Delta M'$ - масса зерна в заполненном бункере комбайна, т; ΔM_k - масса комбайна, переданная через сницу на трактор, т; $G'_{кнр} = M'_{кнр} \cdot g \cdot 10^3$ - сила тяжести (вес), приходящаяся на ходовые колеса комбайна.

Необходимые данные для расчета $N_{нр}$ приведены в табл. 8.

Значения N_n или N'_n подсчитывают для следующего ряда урожайностей: $A = 1,0; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0$ т/га.

В их числе должна быть и урожайность, указанная в выполняемом варианте задания.

По полученным данным строим графики $N, N_{po}, N_n(N'_n)$ и $N_{об}$ в зависимости от урожайности A (рис.22).

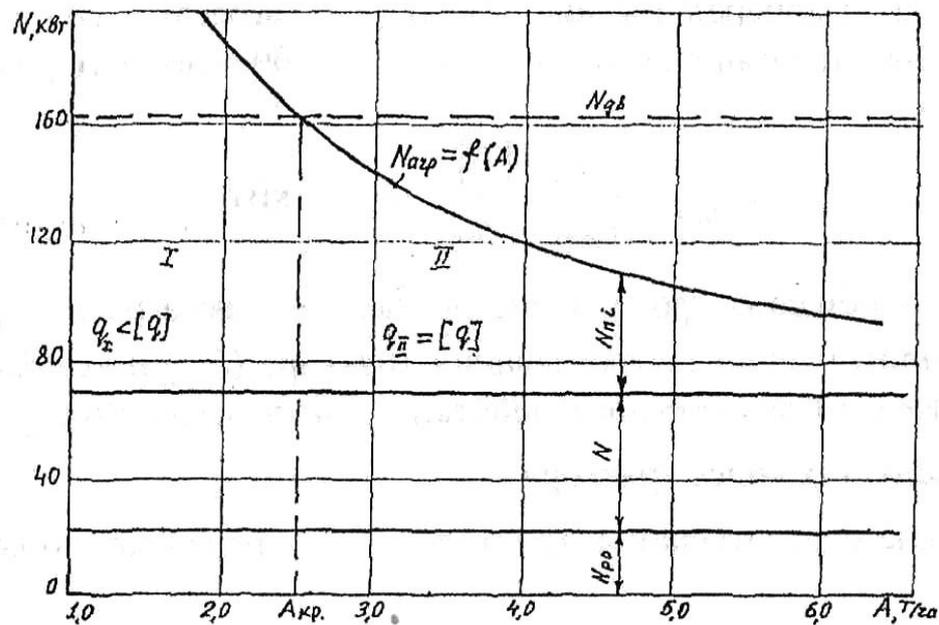


Рис.22. График энергобаланса зерноуборочного комбайна

Для упрощения построения графической зависимости $N_{агр} = f(A)$ графики изменения мощностей N_{po} , N и N_n от урожайности начинаются каждый раз не от оси X (от 0), а от линии ранее нанесенного графика составляющей, т.е.

сразу осуществляется последовательное суммирование.

Вертикальная линия, проходящая через точку пересечения прямой линии $N_{ав}$ и кривой $N_{агр} = f(A)$ делит все фоны по урожайности на две зоны I и II.

По условиям энергобаланса необходимо сделать заключение о том с какой приведенной подачей q_1 , q_2 может и должен работать комбайн в I и II зонах.

Список литературы

- 1.Кленин Н.И., Сакун В.А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. - М.: Колос, 1994.
2. Кленин Н.И. Обоснование параметров работы вентиляторов с.-х. машин: Методические рекомендации. - М.: МИИСП, 1994.
- 3.Ломакин С.Г., Бердышев В.Е.. Методические указания к лабораторным работам по разделу курса "Теория и расчет уборочных машин". - М.: МИИСП: ч. I. 1986.
- 4.Васильев Б.А., Грецов Н.А. Гидравлические машины. - М.: Агропромиздат, 1988.

