

# СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫЕ МАШИНЫ



• Издательство ТГТУ •

Учебное издание

# **СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫЕ МАШИНЫ**

Методические указания

Составители:

КАПУСТИН Василий Петрович,  
КОНОВАЛОВ Дмитрий Николаевич

Редактор З.Г. Чернова

Инженер по компьютерному макетированию И.В. Евсева

Подписано в печать 11.04.2011

Формат 60×84/16. 1,86 усл. печ. л. Тираж 100 экз. Заказ № 150

Издательско-полиграфический центр

Тамбовского государственного технического университета  
392000, Тамбов, Советская, 106, к. 14

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Государственное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
"Тамбовский государственный технический университет"

# СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫЕ МАШИНЫ

Методические указания по выполнению курсовой работы  
для студентов 3, 4, 5 курсов очной и заочной форм обучения  
специальностей 110301, 110304 и подготовки бакалавров  
по направлению 110800 "Агроинженерия"



---

Тамбов  
• Издательство ГОУ ВПО ТГТУ •  
2011

УДК 631.331  
ББК П072я73-5  
С29

Рекомендовано Редакционно-издательским советом университета

Рецензент

Кандидат педагогических наук, доцент кафедры  
"Техника и технологии производства нанопродуктов" ГОУ ВПО ТГТУ  
*А.И. Попов*

Составители:

*В.П. Капустин, Д.Н. Коновалов*

С29      Сельскохозяйственные машины : метод. указ. / сост. : В.П. Капустин, Д.Н. Коновалов. – Тамбов : Изд-во ГОУ ВПО ТГТУ, 2011. – 32 с. – 100 экз.

Даны методические указания по выполнению курсовой работы по дисциплине "Сельскохозяйственные машины" для студентов 3, 4, 5 курсов очной и заочной форм обучения специальностей 110301, 110304 и подготовки бакалавров по направлению 110800 "Агроинженерия".

УДК 631.331  
ББК П072я73-5

© Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Тамбовский государственный технический университет" (ГОУ ВПО ТГТУ), 2011

## ВВЕДЕНИЕ

Реформы, проводимые в России, коснулись и сельского хозяйства. Продукция, получаемая в сельскохозяйственном производстве, должна быть конкурентоспособной на рынке сбыта, а этого можно достичь только благодаря использованию новейшей техники, технологии, применению лучших сортов для посева, использованию органических и минеральных удобрений, выполнению всех технологических процессов в лучшие агротехнические сроки и с высоким качеством.

Для правильной организации работы инженерно-технической службы в сельском хозяйстве инженеру-механику и бакалавру нужны глубокие знания конструкции и теорий рабочих процессов современных сельскохозяйственных машин, умение настраивать их на оптимальные режимы работы в соответствии с изменяющимися свойствами и состоянием обрабатываемого материала.

Курсовая работа охватывает большой раздел теоретического курса сельскохозяйственных машин.

### 1. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ И СОВЕТЫ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Выполнение курсовой работы преследует цель закрепить знания, приобретённые при изучении дисциплины, развить у студентов навыки инженерного мышления и умения самостоятельно применять инженерные методы к решению задач повышения эффективности использования сельскохозяйственной техники в конкретных местных условиях.

Объём работы составляет один графический лист А1 и расчётно-пояснительную записку на 20...30 страницах печатного текста формата А4.

Пояснительная записка должна содержать разделы: введение, расчёт параметров и режимов работы основных рабочих органов зерноуборочного комбайна, выводы по работе.

Графический лист должен содержать: траекторию движения планки мотовила, диаграмму скоростей резания, траекторию абсолютного движения точки  $A$  ножа, график пробега активной части лезвия и диаграмму отгиба стеблей, схему определения угла  $\alpha$ , график изменения сил, действующих на нож.

#### 1.1. ЗАДАНИЕ ДЛЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Задание для курсовой работы определяется по таблице А1 приложения. Пользуясь этой таблицей, студент определяет прототип зерноуборочного комбайна, вид убираемой культуры и её влажность, а также показатель кинематического режима работы планки мотовила, тип

режущего аппарата (рис. В1, прил. В), скорость комбайна, урожайность зерна и соломы, угол наклона клавиш соломотряса и радиус его кривошипа, частоту вращения вентилятора.

## 1.2. СОДЕРЖАНИЕ ЗАДАНИЯ

1. Провести расчёт мотовила, графически построить траекторию движения крайней точки мотовила и по ней определить численные значения глубины погружения планки в стебли, максимально допустимый вынос мотовила, высоту установки оси мотовила и месторасположение режущего аппарата.

2. Выполнить расчёт режущего аппарата и графоаналитическим способом определить скорости начала и конца резания, поперечные и продольный отгиб стеблей и высоту стерни, построить графики изменения сил, действующих на нож.

3. Определить основные параметры молотильного аппарата, соломотряса и очистки. Построить траекторию движения точки соломотряса и частицы вороха, перемещающейся по нему.

4. Определить баланс мощности зерноуборочного комбайна.

5. Сделать выводы по работе, сравнив полученные конструктивные и режимные параметры с параметрами выпускаемых отечественных зерноуборочных комбайнов.

При отклонении в значениях параметров рассчитанных и выпускаемых комбайнов определить пути их соответствия.

## 2. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ

### 2.1. РАСЧЁТ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ МОТОВИЛА

Окружную скорость планки мотовила определяют по формуле

$$v_{пл} = v_m \lambda,$$

где  $v_m$  – скорость машины, м/с;  $\lambda$  – показатель (коэффициент) кинематического режима мотовила.

Для расчёта остальных показателей необходимо графическим методом построить траекторию абсолютного движения крайней точки планки мотовила.

Прежде чем приступить к построению траектории, нужно определить радиус мотовила –  $R_{мот}$  и перемещение машины за один оборот мотовила  $S$ :

$$R_{мот} = \lambda k l / (\lambda - 1); \quad S = 2\pi R_{мот} / \lambda,$$

где  $k$  – коэффициент для стеблей длиной  $l = 0,5...2$  м,  $k = 0,2...0,4$ .

Построение траектории абсолютного движения планки мотовила выполняют, как показано на рис. 1.

Строят окружность радиусом  $R_{\text{мот}}$  и делят её на некоторое число  $n$  равных частей (12...16). Полученные точки обозначают номерами 1, 2, 3 и т.д., центр окружности –  $O$ . Откладывают отрезок  $OO_1$  от точки  $O$ , равный перемещению  $S$  машины за один оборот мотовила, делят его на такое же число  $n$  равных частей и обозначают номерами 1', 2', 3' и т.д. Из точек 1, 2, 3 и т.д. на окружности проводят горизонтальные прямые линии (линии, параллельные траектории движения оси мотовила), а из точек 1', 2', 3' и т.д. линии 1' – 1'', 2' – 2'', 3' – 3'' и т.д., параллельные соответствующим положениям 0 – 1, 0 – 2, 0 – 3 и т.д. радиуса мотовила. Точки 1'', 2'', 3'' и т.д. будут точками абсолютной траектории планки мотовила. Соединив их плавной кривой, получают траекторию абсолютного движения планки мотовила.

Глубина погружения планки мотовила в стебли должна удовлетворять условию

$$h \leq l_{\text{ср}}/3 \leq H_{\text{max}},$$

где  $l_{\text{ср}}$  – длина срезанной части стебля, м;  $l_{\text{ср}} = l - H_{\text{ср}}$ ;  $H_{\text{max}}$  – расстояние от наибольшей хорды  $MN$  до нижней точки петли (рис. 1).

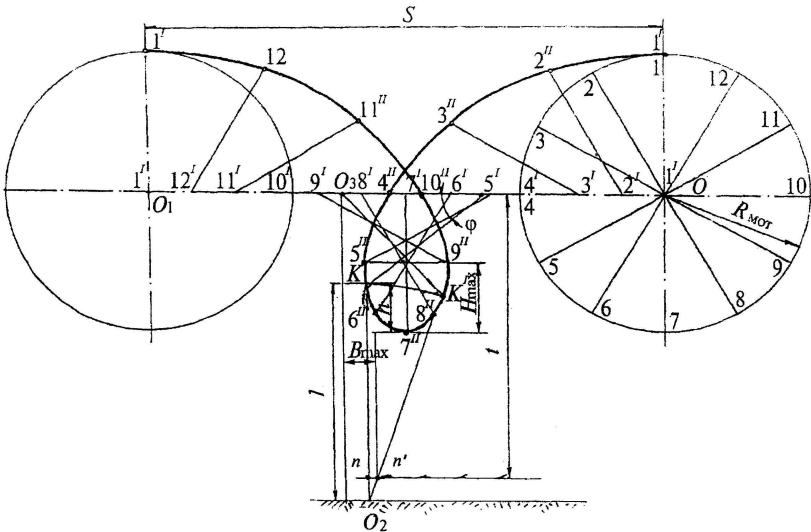


Рис. 1. Построение траектории планки мотовила

Для определения максимально допустимого выноса мотовила  $\alpha_{\max}$  необходимо провести следующие построения. От нижней точки петли откладывают размер  $h$  и находят точку  $K$ , определяющую положение верхушек стеблей. От точки  $K$  перпендикулярно линии движения оси мотовила откладывают длину стебля  $l$  и отмечают точку  $O_2$ . Находят точку  $K_1$ , которая определяет момент выскальзывания стеблей из-под планки. Для этого из точки  $O_2$  радиусом, равным  $l$  ( $O_2K$ ), делают засечку  $K_1$  на другой стороне петли. Из точки  $K_1$  радиусом мотовила  $R_{\text{мот}}$  делают засечку на линии движения его оси и определяют точку  $O_3$ . Она показывает положение оси в момент, когда планка находится в точке  $K_1$ .

Следует отметить, что в действительности стебли закреплены в почве жёстко и при воздействии на них планок мотовила изгибаются. Поэтому, чтобы устранить возможность выскальзывания стеблей, принимают, что в момент, когда планка находится в точке  $K_1$ , режущий аппарат должен располагаться на пересечении линий  $O_2K$  и линии движения ножа (точка  $n$ ). Вынос мотовила замеряется по горизонтали между его осью (точка  $O_3$ ) и режущим аппаратом (точка  $n'$ ). Этот вынос считается максимальным, так как дальнейшее увеличение его может вызвать выскальзывание стеблей из-под планки мотовила.

Вынос может быть положительным, когда ось мотовила расположена впереди режущего аппарата по ходу машины; отрицательным, если ось находится позади; равным нулю, когда ось расположена над режущим аппаратом. Замеряют высоту установки оси мотовила над линией режущего аппарата  $t_{\text{граф}}$  и сравнивают её с результатом, вычисленным по формуле

$$t_{\text{рас}} = l + R/\lambda - H_{\text{ст}}; \quad \Delta t = \frac{t_{\text{рас}} - t_{\text{граф}}}{t_{\text{рас}}} \cdot 100.$$

Отклонение не должно превышать 5%.

## 2.2. РАСЧЁТ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ РЕЖУЩЕГО АППАРАТА

Работу режущего аппарата характеризуют следующие показатели: частота вращения кривошипа; скорость начала и конца резания; отгиб стеблей; высота стерни; мощность, необходимая на срезание растений (привод ножа).

Частоту вращения кривошипа определяют по формуле

$$n = \kappa S v_m / 2F_n,$$



где  $\kappa$  – коэффициент, характеризующий тип режущего аппарата (ТРА),  $\kappa=1$  (режущий аппарат нормального резания с одинарным пробегом),  $\kappa=0,32$  (нормального резания двойного пробега),  $\kappa=0,68$  (низкого резания);  $S$  – ход ножа при повороте кривошипа на  $\pi$  рад;  $F_n$  – площадь нагрузки,  $F_n = (60...80) \cdot 10^{-4}$ ,  $\text{м}^2$ .

Для определения скорости начала  $v_n$  и конца  $v_k$  резания необходимо нанести на чертеже контуры сегмента (рис. 2), расположенного в крайнем положении и противорежущей пластины (для аппаратов  $t=2t_0=S$  и  $2t=2t_0=S$  следует нанести контуры двух пластин).

Далее строят диаграмму скорости какой-либо точки сегмента, которая представляется окружностью радиусом  $r=S/2$ . Отложив от точки  $A$  (начальная точка рабочей части лезвия) отрезок  $AO=r$  (для ТРА низкого резания точку  $A$  выбирают так, чтобы скорость начала резания у крайнего пальца составляла не менее 0,5 м/с) провести полуокружность радиусом  $r$  и получают в масштабе диаграмму изменения скорости точки  $A$  ножа.

Скорость ножа в начале резания  $v_n$  (м/с) определяется в момент, когда самая нижняя точка лезвия сегмента соприкасается с лезвием противорежущей пластины и равна произведению ординаты, восстановленной из точки соприкосновения до пересечения с окружностью, на масштаб  $2\pi n$ , т.е.  $v_n = A_1 K_1 \cdot 2\pi n$ , м/с.

Скорость конца резания должна соответствовать моменту, когда самая верхняя точка лезвия сегмента соприкасается с лезвием противорежущей пластины:  $v_k = A_2 K_2 \cdot 2\pi n$ , м/с.

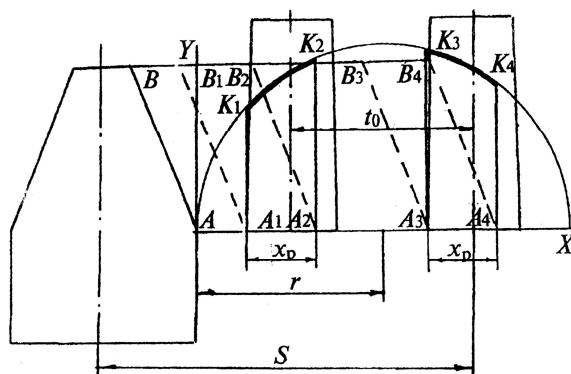


Рис. 2. Диаграмма скоростей резания

Чтобы определить отгиб стеблей и высоту стерни, необходимо графическим способом построить траекторию абсолютного движения точки ножа и график пробега его активной части.

Траектория абсолютного движения любой точки ножа может быть получена графическим сложением двух движений: относительно (движение ножа) и переносного (движение машины), рис. 3.

Для этого на оси  $Z$  откладывают отрезок  $L$ , равный в масштабе пути, пройденного машиной за половину оборота кривошипа привода ножа:  $L = v_M / 2n$ .

Далее через выбранную для анализа точку (на чертеже точка  $A$ ) проводят полуокружность движения пальца кривошипа при повороте его на угол:  $\omega t = \pi$ .

Отрезок  $L$  и полуокружность разбивают на одинаковое число частей. Затем находят точки пересечения вертикалей, проведённых из точек деления полуокружности, и горизонтальных линий, проходящих через соответствующие деления отрезка  $L$ .

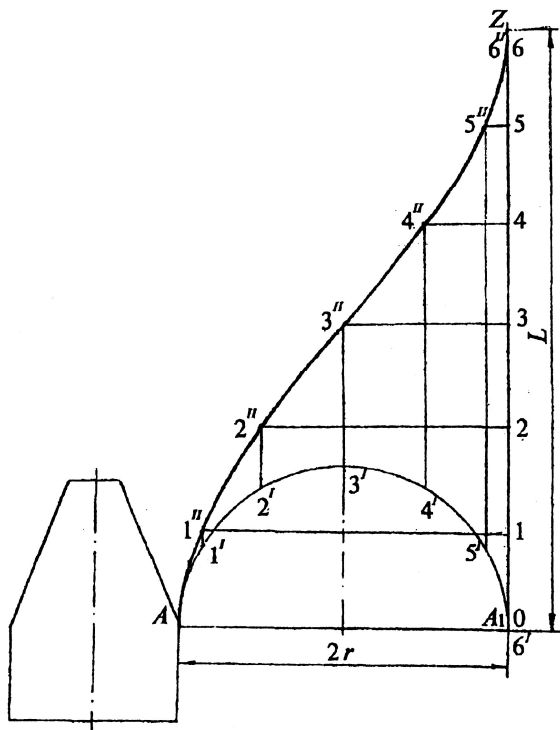


Рис. 3. Траектория абсолютного движения точки  $A$  ножа

Точки пересечения соединяют плавной кривой, которая представляет траекторию абсолютного движения точки  $A$  сегмента. Полученную траекторию используют при построении графика пробега активной части лезвия сегмента и диаграммы отгиба стеблей и высоты стерни.

График пробега активной части лезвия сегмента строят в масштабе 1:1. Для этого на расстоянии  $t_0$  друг от друга проводят осевые линии двух соседних пальцев  $KK$  и  $KK_1$  и, отложив подачу режущего аппарата  $L$ , наносят положения сегмента за три последовательных хода ножа (рис. 4).

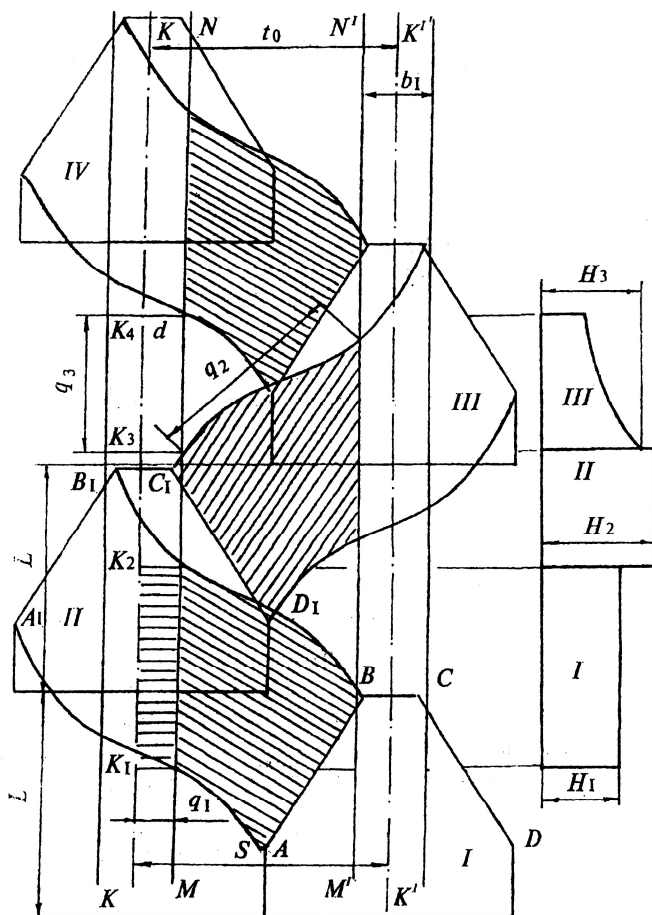


Рис. 4. График пробега активной части лезвия и диаграмма отгиба стерни

Затем по найденной ранее траектории (рис. 3), строят шаблон и пользуются им для вычерчивания траектории точек сегмента. После вычерчивания траекторий штриховкой отмечают площадки, на которых активные части лезвия сегмента захватят и срежут стебли при прямом и обратном пробеге.

Начало резания соответствует моменту, когда точка лезвия сегмента войдёт в соприкосновение с одноимённой точкой противорежущей пластины.

Конец резания определяется аналогичным путём.

Для построения диаграммы отгиба стеблей и высоты стерни необходимо проследить на рис. 4 за перемещением сегмента ножа и его воздействием на стебли, расположенные на осевой линии пальца. При движении сегмента влево рабочим лезвием будет  $AB$ , а при обратном ходе – лезвие  $CD$ . Тогда за время двух ходов ножа стебли, подлежащие срезанию на участке  $K_1 - K_4$ , по характеру отгиба могут быть разбиты на три группы.

Группа I – стебли от  $K_1$  до  $K_2$ , срезаемые у кромки  $MN$ . Поперечный отгиб в этом случае определяется по формуле

$$q_1 = b_1/2,$$

где  $b_1 = \frac{b_n + b_3}{2}$  – ширина противорежущей пластины в средней части, м;

$b_n$  – ширина противорежущей пластины в верхней части, м;  $b_3$  – ширина противорежущей пластины в нижней части, м.

Высота стерни на этом участке

$$H_1 = \sqrt{H_{\text{ст}}^2 + q_1^2}.$$

Группа II – стебли от  $K_1$  до  $K_3$ , отклоняемые сначала на половину ширины пальца и затем вместе с лезвием сегмента, не проскальзывая относительно него, к кромке  $M'N'$ . В этом случае поперечный отгиб определяется по формуле

$$q_2 = (t_0 - b_1) / 2\sqrt{1 + (L/\pi r)^2},$$

где  $r$  – радиус кривошипа,  $r = S/2$ .

Высота стерни на этом участке будет равна

$$H_2 = \sqrt{H_{\text{ст}}^2 + q_2^2}.$$

Группа III – стебли от  $K_3$  до  $K_4$ , незахватываемые сегментами и наклоняемые пальцевым брусом вперед к точке  $d$ , где и происходит их срез. Такой отгиб называется продольным и определяется по формуле

$$q_3 = (3/2)L - L/\pi[\arcsin b_1/2r - \arccos(1 - b_1/2r)],$$

или

$$q_3 = AL - h_1,$$

где  $A$  – коэффициент, обусловленный конструктивными параметрами режущей пары; для режущих аппаратов нормального резания одно-пробежных  $A = 1,29$ ; для двупробежных  $A = 0,77$ ;  $h_1$  – высота активной части сегмента, м;  $L$  – подача, м.

Полученное значение  $d_3$  сравнить с графическим на рис. 4.

Это будет максимальный отгиб, который уменьшается до значения поперечного отгиба пальцем. Поэтому на этом участке высота стерни имеет переменное значение. Таким образом,  $H_3 = \sqrt{H_{\text{ст}}^2 + q_3^2}$  в начале участка и  $H_3 = \sqrt{H_{\text{ст}}^2 + q_1^2}$  в конце участка.

На чертеже высоту начального участка соединяют плавной кривой с высотой в конце участка 3.

Во время работы нож режущего аппарата находится под действием следующих сил (рис. 5):  $Q$  – сила сопротивления срезу, Н;  $P$  – сила инерции массы ножа, Н;  $F$  – сила трения ножа, Н.

Сила сопротивления срезу определяют по формуле

$$Q = kF_n Z / x_p,$$

где  $k$  – коэффициент, выражающий работу на срез растений сегментом с  $1 \text{ м}^2$  площади,  $k = 100 \dots 200 \text{ Дж/м}^2$ ;  $F_n$  – площадь нагрузки,  $\text{м}^2$ ;  $Z$  – число сегментов, шт.;  $Z = B/t$ ,  $B$  – ширина захвата жатки, м;  $t$  – шаг сегментов, м;  $x_p$  – ход ножа за период резания (находят на диаграмме скоростей как расстояние от начала до конца резания, рис. 2).

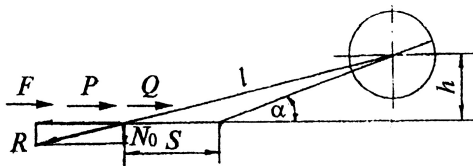


Рис. 5. Схема сил, действующих на нож

Силу инерции  $P$  находят по массе ножа  $m_n$  и ускорению его движения, т.е.

$$P = m_n \omega^2 r / (1 - x/r),$$

где  $m_n$  – масса ножа, кг,  $m_n = m_1 B$ ;  $m_1$  – масса одного погонного метра ножа, кг/м;  $\omega$  – угловая скорость, рад/с;  $x$  – текущее значение перемещения ножа, м. Максимальное значение силы инерции будет при  $x = 0$  и  $x = 2r$ .

Сила трения ножа  $F$  об элементы пальцевого бруса складывается из силы трения от силы тяжести ножа  $F'$  и силы трения  $F''$  от действия шатуна  $F = F' + F''$ . Сила трения от тяжести ножа

$$F' = f G_n,$$

где  $f$  – коэффициент трения,  $f = 0,25 \dots 0,30$ ;  $G_n$  – сила тяжести, Н;  $G_n = 9,8 m_n$ .

Сила трения от действия шатуна  $F''$  зависит от нормальной силы  $N_0$  и коэффициента трения  $f$ :

$$F'' = f N_0 = \frac{(Q + P + f G_n) \operatorname{tg} \alpha}{1 - f \operatorname{tg} \alpha} f_0,$$

где  $\alpha$  – угол между шатуном и горизонталью по схеме рис. 5.

При изображении схемы механизма принимаются следующие соотношения:  $r = S/2$ ; смещение (дезаксиал)  $l = (2 \dots 3)r$  для жаток и  $l = (7 \dots 8)r$  для косилок, длина шатуна  $l = (10 \dots 15)r$  для жаток и  $l = (15 \dots 25)r$  для косилок.

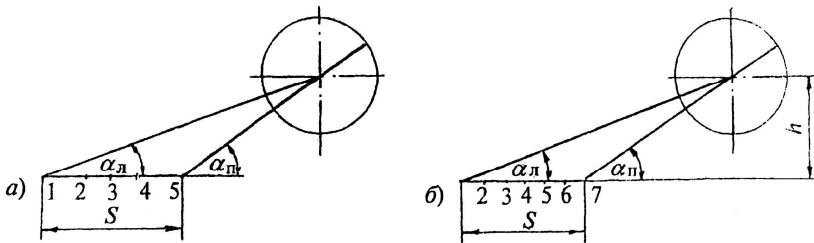
Задаваясь углом  $\alpha$ , находят для различных перемещений ножа значение силы  $F''$ .

Для однопробежного ножа первое значение угла  $\alpha$  определяют при нахождении ножа в крайнем левом положении.

Численные значения углов в 1, 5 точках однопробежного ножа и в 1, 7 точках для двупробежного и низкого резания можно определить по формулам

$$\sin \alpha_1 = \frac{l+r}{h}, \quad \sin \alpha_{5,7} = \frac{l-r}{h}.$$

Промежуточные значения в точках 2, 3, 4, 6 углов  $\alpha$  определяют графоаналитическим методом, используя для этого чертеж, построенный в масштабе (рис. 6).



**Рис. 6. Схема определения угла  $\alpha$ :**

*a* – одноребезный нож: 1 – нож находится в крайнем левом положении;

2 – начало резания; 3 – среднее положение;

4 – конец резания; 5 – крайнее правое положение;

*b* – двуребезный нож низкого резания: 1 – крайнее левое положение;

2 – начало резания у первого сегмента; 3 – конец резания у первого сегмента;

4 – среднее положение; 5 – начало резания у второго сегмента;

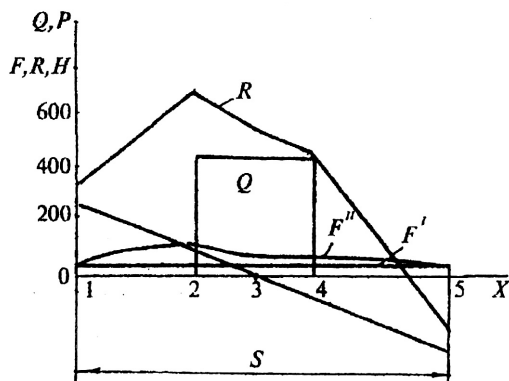
6 – конец резания у второго сегмента; 7 – крайнее правое положение

Полученные расчётным путём силы сопротивления наносят на график (рис. 7) и сложением их ординат находят результирующую силу и строят её на графике. Для удобства контроля за правильностью расчёта все результаты сводятся в табл. 1.

Мощность, необходимую для преодоления сил сопротивления движению, определяют по выражению

$$N = (Q + P + F) v_n = R v_n,$$

где  $v_n$  – скорость ножа, м/с.



**Рис. 7. График изменения сил, действующих на нож**

## 1. Результаты расчёта сил, действующих на нож

Положение ножа	Вычисленные значения сил, Н						Значения угла $\alpha$	
	$Q$	$P$	$F'$	$F''$	$F$	$R$	град	рад
1								
2								
3								
4								
5								
6								
7								

Для однопробежного ножа мощность рассчитывается для точек 2 и 3, для двухпробежного и низкого среза – в точках 2, 3 и 5, 6.

Наибольший результат рассчитанной мощности принимают за исходный.

### 2.3. РАСЧЁТ МОЛОТИЛЬНОГО АППАРАТА

Подача хлебной массы в молотилку включает в себя подачу соломы и зерна. Поэтому фактическая подача определяется как сумма подач соломы и зерна:

$$q_c = Bv_m Q_3 \beta_c / [(1 - \beta_c) \cdot 100], \quad q_3 = Bv_m Q_3 / 100, \quad q = q_c + q_3,$$

где  $B$  – ширина захвата жатки, м;  $v_m$  – скорость комбайна, м/с;  $Q_3$  – урожайность зерна, ц/га;  $\beta_c$  – коэффициент соломистости,

$$\beta_c = \frac{Q_c}{Q_3 + Q_c}.$$

Длину бильного барабана определяют по формуле

$$L = q / q_0 M,$$

где  $q_0$  – допустимая подача хлебной массы на 1 м длины бича, кг/с. Для хлебной массы влажностью 14...18% при соотношении зерна к соломе 1:3 принимают  $q_0 = 0,25...0,35$  кг/см;  $M$  – число бичей.

Диаметр молотильного барабана рассчитывают по формуле

$$D = v_{\text{окр}} \Delta t M / \pi,$$



где  $v_{\text{окр}}$  – окружная скорость барабана, м/с;  $v_{\text{окр}} = 28 \dots 32$  м/с;  $\Delta t$  – промежуток времени между ударами по хлебу двух смежных бичей, с,  $\Delta t = 0,0045 \dots 0,0075$  с.

Частоту вращения молотильного барабана определяют по формуле

$$n = 60v_{\text{окр}} / \pi D.$$

Мощность, необходимую для привода барабана, рассчитывают по формуле

$$N = N_1 + N_2,$$

где  $N_1$  – мощность, расходуемая на холостой ход барабана, кВт;  $N_2$  – мощность, потребная на обмолот, кВт;

$$N_1 = A\omega + K\omega^3,$$

где  $A$  – коэффициент, представляющий собой момент силы трения, на каждые 100 кг массы барабана, принимается равным  $A_0 = 0,2$  Н·м;  $K$  – коэффициент пропорциональности, зависящий от плотности воздуха, формы и размеров вращающихся частей барабана, принимается равным  $K = 9,7 \cdot 10^{-4}$  Н·м/с<sup>2</sup>;

$$N_2 = qv_{\text{окр}}^2 / (1 - f),$$

где  $f$  – коэффициент перетирания, равный 0,6...0,75.

Критическая скорость барабана определяется по выражению

$$\omega_{\text{кр}} = (1/r) \sqrt{N(1-f)/q}.$$

Для обеспечения надёжной работы молотильного аппарата рабочая угловая скорость, определяемая по формуле  $\omega = \pi n / 30$ , должна быть меньше критической, т.е.  $\omega < \omega_{\text{кр}}$  [1, 2].

## 2.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СОЛОМОТРЯСА

В комбайнах с бильным молотильным барабаном ширину соломотряса принимают равной  $B_c \geq 1,12 L_6$ . Количество зерна в соломе, поступающей на соломотряс, составляет 15...30% от подачи в молотильный аппарат. Толщину слоя соломы на соломотрясе определяют по следующей зависимости:

$$H = (1 - \beta_3) q / B_c \rho_c v_{\text{кр}},$$

где  $\beta_3$  – коэффициент, определяющий содержание зерна в ворохе,  
 $\beta_3 = \frac{Q_3}{Q_3 + Q_c}$ ;  $\rho_c$  – плотность соломы,  $\text{кг/м}^3$ ,  $\rho_c = 12 \dots 20 \text{ кг/м}^3$ ;  $v_{cp}$  –  
 средняя скорость соломы по соломотрясу,  $\text{м/с}$ ,  $v_{cp} = v'_{cp} \sqrt{r/r'}$ , где  $r$  –  
 радиус кривошипа коленчатого вала,  $\text{м}$ .

Значение скорости  $v'_{cp}$  при радиусе кривошипа  $r' = 0,05 \text{ м}$  и извест-  
 ных значениях угла наклона клавишей  $\alpha$  и показания кинематиче-  
 ского режима  $K$ , определяется из графика рис. 8.

Если значение кинематического режима  $K$  меньше 1,8 или больше  
 2,2, то проводятся параллельные линии ниже 1,8 и выше 2,2 на равном  
 расстоянии, равном расстоянию между линиями 1,8 и 2,0, между 2,0  
 и 2,2 (метод интерполяции).

Определив толщину слоя соломы, находящейся на соломотрясе,  
 находят число встряхиваний  $v$  слоя, необходимое и достаточное для  
 выделения зерна из соломы:

$$v = v_0 \sqrt{H/H_0},$$

где  $v_0 = 40$  – число встряхиваний, достаточное для выделения зерна  
 из соломы при толщине слоя  $H_0 = 0,15 \text{ м}$ .

Частоту вращения коленчатого вала соломотряса определяют по  
 формуле

$$n_c = (30/\pi) \sqrt{Kg/r}.$$

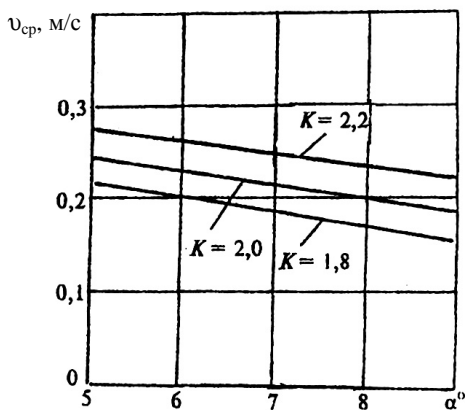
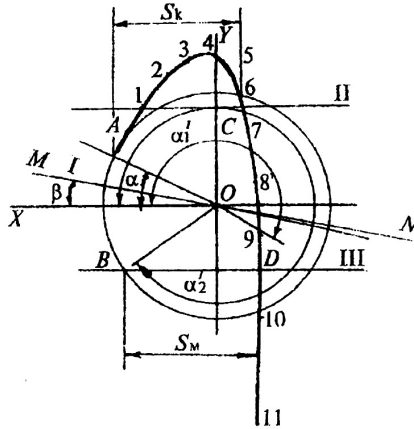


Рис. 8. График изменения скорости соломы по соломотрясу от угла его наклона



**Рис. 9. Траектория полёта частицы вороха:**  
 I – горизонталь; II – первая клавиша; III – вторая клавиша

Зная необходимое для выделения зерна из соломы суммарное число встряхиваний, производимое соломотрясом и скорость перемещения слоя по соломотрясу, определяют длину соломотряса по выражению

$$L_c = 60v\upsilon_{cp}/n_c.$$

Определив координаты  $x$  и  $y$  в функции угла поворота коленчатого вала (рис. 9), занести данные в табл. Д1 приложения и по ним построить траекторию частицы вороха в полете.

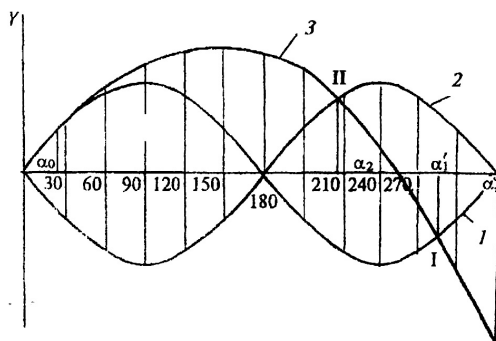
Определяют координаты  $x$  и  $y$  по формулам:

$$x = r \left[ \cos \omega t_1 - (\omega t - \omega t_1) \sin \omega t_1 + \operatorname{tg} \beta \sin \omega t_1 \frac{(\omega t - \omega t_1)^2}{2} \right];$$

$$y = r \left[ \sin \omega t_1 - \cos \omega t_1 (\omega t - \omega t_1) - \sin \omega t_1 \frac{(\omega t - \omega t_1)^2}{2} \right],$$

где  $\sin \omega t_1$  – угол поворота коленчатого вала соломотряса, при котором ворох отрывается от клавиш;  $\arcsin \omega t_1 = \frac{\cos \beta}{k}$ ;  $\omega t$  – текущее значение угла поворота коленчатого вала соломотряса;  $\beta$  – угол наклона клавиш.

Для определения момента падения вороха на клавиши соломотряса строят графики зависимости  $y = r \sin \omega t$ ,  $y = -r \sin \omega t$  (рис. 10).



**Рис. 10. Определение момента падения вороха на клавиши солоотряса:**  
 1 – траектория точки первой клавиши; 2 – траектория точки второй клавиши;  
 3 – траектория полёта частицы вороха

## 2.5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РЕШЁТ

Подача вороха на очистку определяется по формуле

$$q_B = q(1 - \beta \kappa_0),$$

или

$$q_B = q\beta_3/\beta_B,$$

где  $q$  – подача хлебной массы в молотилку, кг/с;  $\kappa_0$  – коэффициент, характеризующий влияние конструктивно-технологических параметров молотилки и влажности хлебной массы на подачу зернового вороха, определяется по табл. 2;  $\beta_3$  – коэффициент, характеризующий содержание зерна в хлебной массе;  $\beta_B$  – коэффициент, характеризующий содержание примесей в ворохе, поступающем на очистку,  $\beta_B = 0,6 \dots 0,9$ .

Площадь решета очистки определяется по допустимой удельной нагрузке на  $1 \text{ м}^2$ :

$$F_p = q_B/q_f,$$

где  $q_f$  – допустимая удельная нагрузка,  $\text{кг/см}^2$ ,  $q_f = 1,5 \dots 2,5 \text{ кг/см}^2$ .

Ширина решета принимается равной ширине солоотряса за вычетом удвоенной толщины стенок решётного стана:

$$B_p = B_c - 2\Delta,$$

где  $\Delta$  – толщина стенки решётного стана, м;  $\Delta = 0,025 \dots 0,035 \text{ м}$ .

Длину решета определяют по формуле

$$L_p = F_p/B_p.$$

## 2. Значение коэффициента $\kappa_0$

Комбайн	Влажность хлебной массы, %			
	10	15	20	свыше 20
СК-5 Нива, "Нива-Эффект"	0,60...0,70	0,70...0,80	0,80...0,85	0,85...0,90
СКД-6, "Енисей-950", "Енисей-1200"	0,40...0,60	0,60...0,70	0,70...0,75	0,75...0,80
СК-6-П "Колос"	0,45...0,60	0,60...0,65	0,65...0,70	0,70...0,75
"Дон-1500", "Дон-1500Б"	0,50...0,65	0,65...0,70	0,70...0,75	0,75...0,80
"Вектор"	0,40...0,55	0,55...0,60	0,60...0,65	0,65...0,70

### 2.6. РАСЧЁТ ВЕНТИЛЯТОРА

Исходными данными для расчёта вентилятора являются средняя рабочая скорость воздушного потока на выходе  $v_{\text{ср}}$ , расход воздуха  $Q_{\text{в}}$  и общее давление  $H$  [1, 2, 3, 5]. Среднюю рабочую скорость воздушного потока определяют, исходя из аэродинамических свойств компонентов вороха, которые выносятся за пределы очистки. Она должна быть в  $\alpha$  раз больше критической скорости  $v_{\text{кр}}$  этих компонентов, т.е.  $v_{\text{ср}} = \alpha v_{\text{кр}}$ . Для соломы длиной до 200 мм  $\alpha = 1,1...1,7$ ; для половы  $\alpha = 1,9...3,7$ ; для сбины  $\alpha = 2,5...5,0$ ; для обмолоченных колосьев  $\alpha = 1,5...3,0$ .

Следует отметить, что подсчитанная средняя скорость должна быть меньше критической скорости убираемой культуры, так как в противном случае зерно вместе с примесями будет выноситься с решёт. Расход воздуха вентилятором определяют по формуле

$$Q_{\text{в}} = q_{\text{в}} / k_1 \gamma_{\text{в}},$$

где  $q_{\text{в}}$  – подача вороха на очистку; кг/с;  $k_1$  – коэффициент концентрации;  $k_1 = 0,8$ ;  $\gamma_{\text{в}}$  – плотность воздуха,  $\gamma_{\text{в}} = 1,2$  кг/м<sup>3</sup>.

Динамическое давление в выходном канале вентилятора определяют по выражению

$$h_{\text{д}} = \gamma_{\text{в}} v_{\text{ср}}^2 / 2.$$

Статическое давление определяется

$$h_{\text{ст}} = (1 - k^2) / k^2,$$

где  $k$  – коэффициент,  $k = \sqrt{h_{\text{д}} / (h_{\text{д}} + h_{\text{ст}})}$ .

Для сельскохозяйственных вентиляторов  $k = 0,25 \dots 0,45$ . Полное давление определяют по формуле

$$H = h_{\text{д}} + h_{\text{ст}}.$$

Теоретическое давление

$$H_m = H / \eta,$$

где  $\eta$  – КПД вентилятора, принимается равным 0,7.

Диаметр входного отверстия находят из условия получения наименьших потерь энергии воздуха при входе на колесо:

$$D_0 = 2,57 \sqrt{\Delta \lambda_0 Q_{\text{в}} / \mu_0} (1 - \varphi_0) n,$$

где  $\Delta$  – коэффициент использования входного отверстия,  $\Delta = 0,55 \dots 0,85$ ;  $\mu_0$  – коэффициент поджатия потока,  $\mu_0 = 0,8 \dots 1,0$ ;  $\lambda_0$  – соотношение диаметров входного отверстия и колеса вентилятора, принимается равным  $\lambda_0 = 1,9$ ;  $\varphi_0$  – коэффициент предварительного закручивания потока,  $\varphi_0 = 0,42 \dots 0,46$ ;  $n$  – частота вращения колеса вентилятора,  $\text{мин}^{-1}$ .

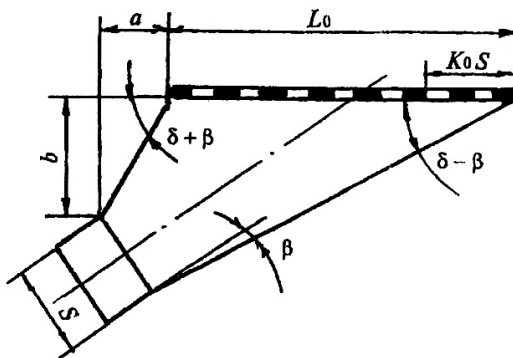
Внешний диаметр рабочего колеса определяют по формуле

$$D_r = 60 / (\pi n) \sqrt{H_m / (\varphi r_{\text{в}})},$$

где  $\varphi = \left[ \frac{1}{1 - \text{tg } \alpha_2 \text{ tg } \varepsilon_2} - \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2 \frac{1}{1 + \text{tg } \alpha_1 \text{ tg } \varepsilon_1} \right]$ ;  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – углы между

касательной к лопасти колеса и его радиусом у входа и выхода;  $\varepsilon_1$  и  $\varepsilon_2$  – углы между перпендикуляром к радиусу и направлением скорости воздуха на внутреннем и внешнем конце лопаток;  $\varepsilon_1 = 45^\circ$ ,  $\varepsilon_2 = 2 \dots 3^\circ$ ,  $r_1 / r_2 \approx 0,4$ ; лопасти вентилятора обычно радиальные или отогнутые назад до угла  $30^\circ$ .

Если лопасти плоские радиальные, то  $\alpha_1 = \alpha_2 = 0$ ; если отогнутые назад на угол до  $30^\circ$ , то  $\alpha_1 \leq 30^\circ$ ,  $\sin \alpha_2 = \sin \alpha_1 (D_1 / D_2)$ , где  $D_1$  – внутренний диаметр колеса, определяют по выражению  $D_1 = (0,35 \dots 0,50) D_2$ .



**Рис. 11. Схема расположения горловины воздушного канала очистки зерноуборочного комбайна:**

$$\delta = 25 \dots 30^\circ; \quad \beta = 12 \dots 16^\circ; \quad k_0 = 0,5 \dots 0,6; \quad b = a \operatorname{tg}(\delta + \beta)$$

Высоту канала (рис. 11) определяют по формуле

$$S = Q_B / B_p v_{\text{ср}},$$

где  $Q_B$  – расход воздуха, м<sup>3</sup>/с.

Из опыта эксплуатации принимают:

$$b/D_2 = 1 \dots 1,5; \quad S/D_2 = 0,4 \dots 0,6; \quad b/S = 3 \dots 4.$$

Ширину вентилятора принимают равной ширине решета, т.е.  $B_B = B_p$ .

Мощность, потребляемую вентилятором, определяют по формуле

$$N = Q_B H_\eta / \eta,$$

где  $\eta$  – КПД передачи, равный 0,95...0,98.

## 2.7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ БАЛАНСА МОЩНОСТИ КОМБАЙНА

Расход энергии зависит от состояния хлебной массы, рельефа поля, состояния почвы, основных параметров машины и режимов работы. Баланс мощности комбайна можно представить так:

$$N_e = N_{\text{пер}} + N_{\text{х.х}} + N_{\text{техн}} + N_{\text{изм}} + N_T,$$

где  $N_e$  – эффективная мощность двигателя, кВт;  $N_{\text{пер}}$  – мощность на передвижение комбайна, кВт;  $N_{\text{х.х}}$  – мощность на холостой ход его

рабочих органов, кВт;  $N_{\text{техн}}$  – мощность на выполнение технологического процесса, кВт;  $N_{\text{изм}}$  – мощность, затрачиваемая на измельчение соломы, кВт;  $N_{\text{т}}$  – мощность, затрачиваемая на транспортирование прицепной тележки, кВт.

Мощность на передвижение комбайна

$$N_{\text{пер}} = P_{\text{д}} g f_0 v_{\text{м}} / [1020\eta(1 - \delta)],$$

где  $P_{\text{д}}$  – эксплуатационная масса комбайна, кг;  $f_0 = f + \sin \alpha$  – обобщённый коэффициент перекатывания ( $f$  – коэффициент перекатывания, зависящий от твёрдости почвы, характера пути, массы комбайна, конструктивных особенностей и параметров движителей);  $v_{\text{м}}$  – скорость комбайна;  $\eta$  – КПД трансмиссии ходовой части комбайна;  $\delta$  – коэффициент буксования;

$$P_{\text{д}} = P + P_3 + P_{\text{с}} + P_{\text{тсв}} + P_{\text{к}},$$

где  $P$  – конструктивная масса комбайна, кг;  $P_3$  – масса зерна в бункере, кг;  $P_{\text{с}}$  – масса соломы в накопителе, кг;  $P_{\text{тсв}}$  – масса топливосмазочных материалов и воды в системе охлаждения, кг;  $P_{\text{к}}$  – масса комбайнёра, кг. Коэффициент  $f$  для комбайнов составляет в среднем 0,11. С учётом уклона поля (при подъёме 6%) коэффициент  $f_0$  для основных зерносеющих районов равен 0,17.

КПД трансмиссии ходовой части (механическая трансмиссия с вариатором)

$$\eta_{\text{м}} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4,$$

где  $\eta_1 = 0,87$  – КПД вариатора ходовой части;  $\eta_2 = 0,987$  – КПД коробки диапазонов скоростей;  $\eta_3 = 0,97$  – КПД главной передачи и дифференциала;  $\eta_4 = 0,975$  – КПД бортовых передач. Потери мощности в механической трансмиссии в среднем составляют 20%, что позволяет при определении мощности двигателя принимать  $\eta_{\text{м}} = 0,8$ .

КПД объёмной гидropередачи на 10...20% ниже, чем механической, поэтому в расчётах его принимают равным 0,65. Коэффициент  $\delta$  для различных зон страны не превышает 3%. По данным испытаний, расход энергии на привод рабочих органов комбайнов с копнителем в холостую в среднем составляет для СК-5А – 13,7 кВт, СКД-5, СКД-5Р "Сибиряк" – 14,4 кВт, СК-6 "Колос" (однобарабанный) – 16,1 кВт, СК-6-П



"Колос" – 19,3 кВт, "Дон-1500" – 23,6 кВт, СК-5М "Нива" – 14,85 кВт, "Нива-Эффект" – 15,1 кВт, "Дон-1500Б" – 25,8 кВт, "Вектор" – 20,9 кВт, "Енисей-950" – 17,9 кВт, "Енисей-1200" – 19,2 кВт.

Мощность холостого хода

$$N_{x.x} = 2,75q,$$

где  $q$  – пропускная способность комбайна.

Мощность на выполнение технологического процесса

$$N_{\text{техн}} = N_{\text{уд}}q,$$

где  $N_{\text{уд}}$  – удельная мощность, равная для однобарабанных комбайнов с барабаном диаметром до 610 мм – 5,5 кВт/(кг/с), для диаметра барабана свыше 610 мм – 5,8 кВт/(кг/с), для роторных комбайнов – 6,6 кВт/(кг/с).

Мощность на привод рабочих органов измельчителя соломы определяется по формуле

$$N_{\text{изм}} = 1,6Q_c + 3,7q_c,$$

где  $Q_c$  – подача соломы в измельчитель, кг/с, соответствующая пропускной способности комбайна при отношении зерна к соломе 1:1,5;  $q_c$  – фактическая подача соломы в измельчитель, кг/с. Испытаниями установлено, что при работе комбайна с ПУН  $N_{\text{техн}} \approx 5,3$  кВт/(кг/с).

Мощность, затрачиваемая на передвижение прицепной тележки

$$N_T = P_T q f_0 v_m / 1020,$$

где  $P_T$  – масса тележки, заполненной соломой.

Мощность, затрачиваемая на работу копнителя, составляет 3,7 кВт.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В заключении сделать выводы о работоспособности рассчитанных рабочих органов и комбайна в целом и сравнить полученные данные с данными рабочих органов, выпускаемых отечественной промышленностью комбайнов, таблицы Г1, Г2 приложения. В случае несоответствия или неработоспособности указать пути устранения недостатков в конструкции или режимах рабочих органов.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / Г.Е. Листопад, Г.К. Демидов, Е.Д. Зонов и др. – М. : Агропромиздат, 1986.
2. Кленин, Н.И. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины: Элементы теории рабочих процессов, расчёт регулировочных параметров и режимов работы / Н.И. Кленин, В.А. Саун. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Колос, 1980.
3. Комаристов, В.Е. Сельскохозяйственные машины / В.Е. Комаристов, Н.Ф. Дунай. – М. : Колос, 1984.
4. Лурье, А.Б. Расчёт и конструирование сельскохозяйственных машин / А.Б. Лурье. – Л. : Машгиз, 1977.
5. Босой, Е.С. Теория, конструкция и расчёт сельскохозяйственных машин / Е.С. Босой. – М. : Машиностроение, 1978.
6. Зерноуборочные комбайны / Г.Ф. Серый, Н.И. Косилов, Ю.Н. Ярмашев, А.И. Русанов. – М. : Агропромиздат, 1986.
7. Халанский, В.М. Сельскохозяйственные машины / В.М. Халанский, И.В. Горбачёв. – М. : КолосС, 2004.
8. Кленин, Н.И. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / Н.И. Кленин, В.Г. Егоров. – М. : КолосС, 2005.
9. Тенденции развития сельскохозяйственной техники (По материалам 7-й Международной выставки "Золотая осень") : науч. ан. обзор. – М. : ФГНУ "Росинформагротех", 2006.

## ПРИЛОЖЕНИЕ

### А1. Исходные данные к курсовой работе

№ варианта	Скорость машин $v_m$ , м/с	Ширина захвата машины $B$ , м	Тип режущего аппарата	Высота стелегостя $h_{ст}$ , мм	Высота $h_{ст}$ , мм	Показатель кинематического режима мотопила, $\lambda$	Число планок мотопила	Урожайность зерна $Q_z$ , ц/га	Урожайность соломбы $Q_c$ , ц/га	Угол наклона соломотрса $\beta$ , град	Показатели кинематического режима соломотрса	Частота вращения вентильатора $n$ , мин <sup>-1</sup>	Радиус кривизны соломотрса $r$ , мм
1	1,2	4,0	3	1400	150	1,50	4	35	60	5,0	2,0	500	52
2	1,2	4,1	4	1300	150	1,60	4	35	65	7,0	2,0	550	53
3	1,3	4,2	5	1300	130	1,55	5	35	70	7,0	2,0	600	50
4	1,3	4,3	3	1400	140	1,50	5	40	40	5,0	2,0	650	52
5	1,4	4,4	4	1500	60	1,60	6	40	45	3,0	2,2	1000	51
6	1,2	4,5	5	900	70	1,65	6	40	50	4,0	2,1	900	54
7	1,1	4,6	3	1000	80	1,70	5	35	40	4,0	2,1	1000	55
8	1,0	4,7	4	800	90	1,75	5	30	45	2,0	2,2	1000	55
9	1,4	4,8	5	800	100	1,7	4	35	45	2,0	2,0	900	50
10	1,5	4,9	1	1400	110	1,6	5	15	15	3,0	2,1	1000	52
11	1,6	5,0	2	1200	120	1,6	6	20	20	3,0	2,1	650	55
12	1,3	5,1	5	800	100	1,5	4	25	25	2,0	2,0	500	56
13	1,4	4,0	4	800	100	1,7	4	30	35	3,0	2,2	800	57

Продолжение табл. А1

№ варианта	Скорость машин $v_m$ , м/с	Ширина захвата машины $B$ , м	Тип режущего аппарата	Высота стелестоя $l_{ст}$ , мм	Высота стерна $h_{ст}$ , мм	Показатель кинематического режима мотопила, $\lambda$	Число планок мотопила	Ужкаяйность зерна $Q_z$ , л/га	Ужкаяйность соломы $Q_c$ , ц/га	Угол наклона соломотрса $\beta$ , град	Показатели кинематического режима соломотрса	Частота вращения вентилятора $n$ , мин <sup>-1</sup>	Радиус кривошипа соломотрса $r$ , мм
14	1,5	4,1	3	1000	150	1,8	5	40	50	4,0	2,3	850	58
15	1,6	5,0	5	700	70	1,65	6	40	50	5,0	2,4	900	59
16	1,5	5,1	3	800	80	1,7	5	40	60	3,0	2,2	900	60
17	1,4	5,2	4	900	90	1,6	5	25	25	6,0	2,1	800	54
18	1,3	5,0	5	900	100	1,8	6	30	35	5,0	2,0	650	55
19	1,44	6,5	2	1400	140	1,6	5	30	40	6,0	2,0	750	55
20	1,2	6,0	1	1500	120	1,7	5	30	30	5,0	2,2	800	51
21	1,2	7,5	5	900	100	1,65	6	35	50	4,0	2,2	700	51
22	1,1	7,8	4	1000	110	1,5	6	30	50	3,0	2,0	880	52
23	1,2	7,7	3	800	60	1,6	6	25	40	4,0	2,0	750	53
24	1,3	6,3	1	1400	140	1,5	4	35	35	5,0	2,2	900	54
25	1,3	6,4	2	1500	150	1,6	5	40	40	6,0	2,2	500	56
26	1,3	6,5	3	1200	100	1,7	6	20	20	4,0	2,0	500	56
27	1,1	6,6	4	1100	100	1,4	4	25	25	6,0	2,0	600	57

28	1,5	6,0	5	1300	10	1,5	5	15	20	5,0	2,3	600	57
29	1,6	5,0	3	1100	70	1,6	4	15	25	4,0	2,4	650	58
30	1,6	5,3	4	1000	90	1,4	5	15	30	2,0	1,8	500	58
31	1,6	5,4	5	900	70	1,6	5	15	20	3,0	2,0	550	59
32	1,3	4,2	3	800	80	1,5	6	20	25	2,0	2,2	650	59
33	1,3	4,1	5	900	60	1,5	4	15	30	4,0	2,2	700	60
34	1,1	4,2	4	1000	100	1,7	4	30	35	5,0	2,0	800	60
35	1,3	4,4	2	1400	120	1,6	5	3	40	6,0	2,2	900	59
36	1,4	4,8	4	1100	150	1,5	4	30	45	5,0	2,1	1000	58
37	1,6	4,6	5	1200	100	1,55	5	40	45	4,0	2,0	1000	60
38	1,5	5,0	2	1300	100	1,6	6	40	50	3,0	2,0	1100	52
39	1,6	5,2	4	1000	100	1,4	4	40	50	4,0	1,8	1100	52
40	1,2	6,0	1	1250	90	1,65	5	40	55	5,0	2,0	1000	51
41	1,3	7,7	3	1600	100	1,6	5	40	65	6,0	2,2	900	50
42	1,4	6,4	2	1500	10	1,7	4	40	70	5,0	2,1	950	50
43	1,1	6,6	4	1200	100	1,5	5	20	25	2,0	2,0	600	55
44	1,6	5,3	3	800	70	1,4	5	20	30	2,0	2,2	700	56
45	1,6	5,1	5	800	70	1,55	4	20	35	3,0	2,0	800	57
46	1,2	4,1	4	800	50	1,65	6	20	40	3,0	1,8	850	58
47	1,3	4,3	3	1100	100	1,7	5	20	25	4,0	2,0	900	59
48	1,4	4,5	5	1200	100	1,6	5	20	30	5,0	2,2	900	60
49	1,2	4,7	4	1150	150	1,4	5	20	35	4,6	2,2	950	52
50	1,0	4,9	1	1350	100	1,45	5	20	40	6,0	2,0	1000	50



### В1. Параметры режущего аппарата

Тип режущего аппарата (ТРА)	Соотношения параметров	Размеры сегмента и противорежущей пластины, мм						
		$b$	$f_1$	$l$	$b_1$	$b'$	$h_1$	$\kappa$
1	$t = t_0 = S = 76,2$ мм	80	25	16	27	37	65	1,0
2	$t = t_0 = S = 90$ мм	85	30	12	21	37	65	1,0
3	$2t = 2t_0 = S = 152$ мм	75	21	16	21	24	58	0,3
4	$2t = 2t_0 = S = 101$ мм	75	30	15	22	25	58	0,3
5	$t = 2t_0 = S = 101$ мм	70	22	16	21	24	63	0,6

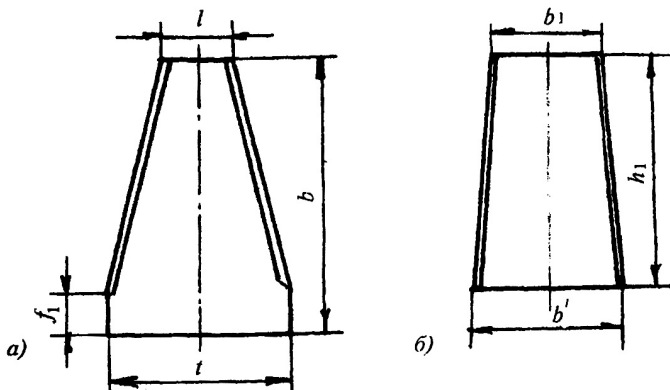


Рис. В1. Размеры режущего аппарата:  
 $a$  – сегмент;  $b$  – противорежущая пластина

## Г1. Технические показатели отечественных комбайнов

Показатели	Марка комбайна					
	СК-5А	СКД-5	СКД-6	СК-6-П	"Дон-1200"	"Дон-1500"
Ширина молотилки $B_{\text{мр}}$ , м	1,2	1,2	1,2	1,5	1,2	1,5
Диаметр барабана $D$ , м	0,60	0,55	0,55	0,60	0,80	0,80
Длина клавиш $L_{\text{кл}}$ , м	3,62	2,86	2,86	2,56	4,10	4,11
Площадь решёт $F_{\text{р}}$ , м <sup>2</sup>	2,13	2,12	2,12	2,73	–	4,72
Вместимость бункера $V_{\text{б}}$ , м <sup>3</sup>	3,0	2,3	4,5	3,0	6,0	6,0
Мощность двигателя $N$ , кВт	88,3	73,5	77,0	110	125	162
Масса $G$ , кг	7320	7500	8800	9640	11400	13160
Пропускная способность $q$ , кг/с	5,0	5,3	6,3	6,0	6,0	7...8
Удельная материалоемкость $\gamma_{\text{м}}$ , г/(кг/с)	1464	1415	1410	1606	1900	1645



## Г2. Технические показатели отечественных комбайнов

Наименование показателя	Марка комбайна					
	СК-5М "Нива"	"Нива-эффект"	"Дон-1500Б"	"Вектор"	"Енисей-950"	"Енисей-1200"
Ширина молотилки $B_m$ , м	1200	1200	1500	1200	1200	1200
Диаметр барабана $D$ , м	600	600	800	800	550	550
Длина клавиш $L_{кп}$ , м	3,62	3,62	4,1	5,2	3,6	3,6
Площадь решет $F_p$ , м <sup>2</sup>	2,13	2,42	4,74	3,7	3,6	3,6
Вместимость бункера $V_б$ , м <sup>3</sup>	3	3	6	6	4,5	4,5
Мощность двигателя $N$ , кВт	107	106,5	173	154	145	132
Масса $G$ , кг	11 500	6637	12 830	11 500	11 500	8998
Пропускная способность $q$ , кг/с	5,0	5,5	9	9	7,0	6,5
Удельная материалоемкость $\gamma_m$ , кг/(кг/с)	1464	1206	1426	1278	1643	1384
Ёмкость топливного бака $V_{т.б.}$ , л	300	300	540	540	300	300

## Д1. Параметры координат частицы вороха

Показатели	Угол поворота коленчатого вала $\omega$ , град											
	$\omega t_1$	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360
$\omega t - \omega t_1$												
$\sin \omega t_1 (\omega t - t_1)$												
$\cos \omega t_1 (\omega t - t_1)$												
$(\omega t - t_1)^2 / 2$												
$\sin \omega t_1 \operatorname{tg} \beta (\omega t - \omega t_1)^2 / 2$												
$\sin \omega t_1 (\omega t - \omega t_1) / 2$												

Примечания: 1. Показатели необходимо рассчитывать в радианах.

2. Графики определения момента падения вороха на клавиши соломотряса и траектории полёта частицы вычертить в пояснительной записке.