

# **основы расчета и конструирования машин для уборки колосовых, бобовых, крупяных, масличных и других культур**

1. Процесс отгиба стеблей делителями жатки.

Расчет длины стебля, отклонённого делителем. 2. Основы расчета процесса подъёма и перемещения растений по стеблеподъемникам

3. Назначение мотовила уборочных машин.

Кинематика планки мотовила. 3.1. Расчет шага мотовила

4. Уравнения траектории движения планки мотовила.

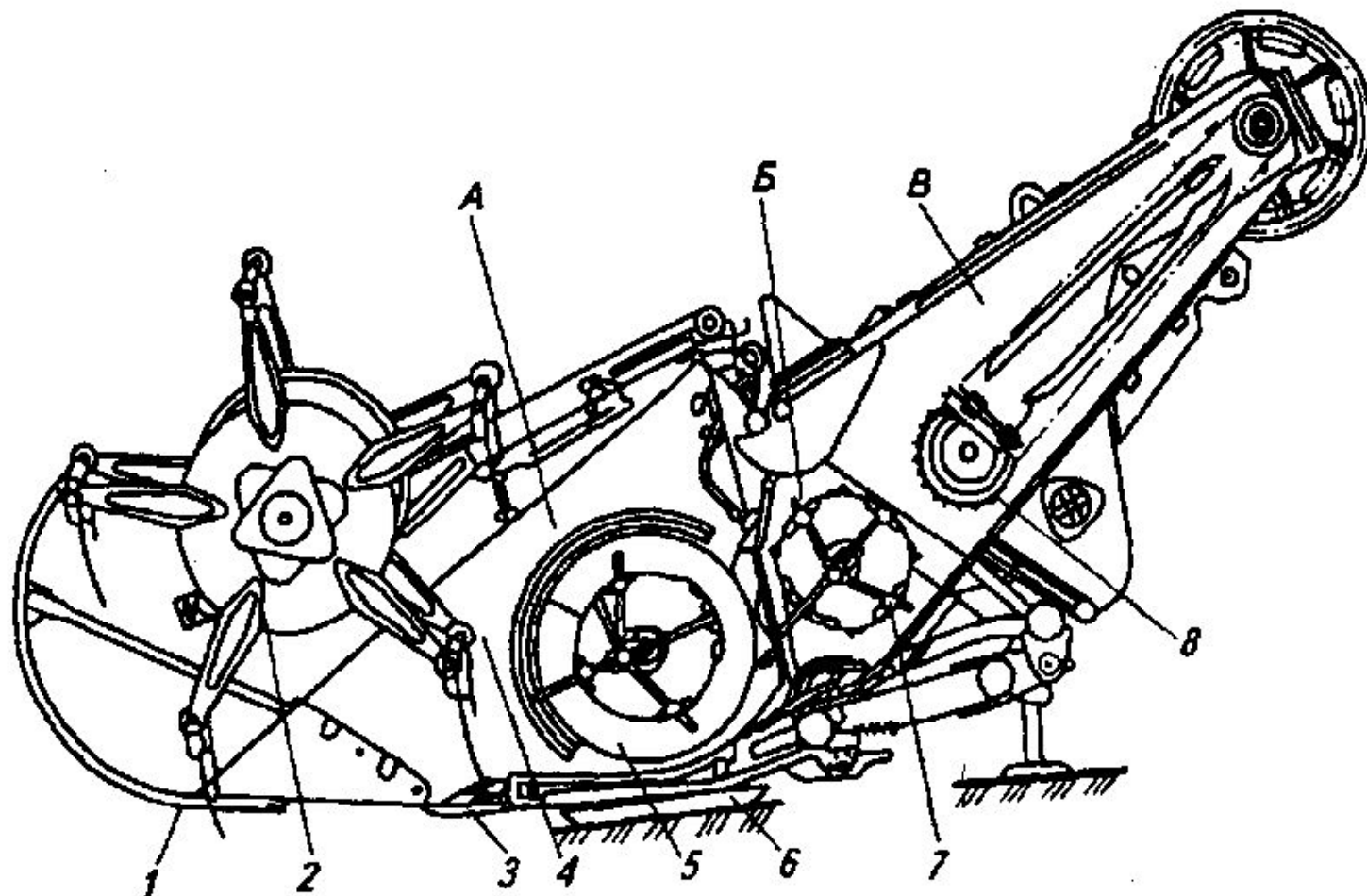
7. Анализ взаимодействия мотовила и режущего аппарата (не освещать)

8. Расчёт основных параметров шнека жатки

9. Устойчивость хода прицепной жатки

10. Условия равновесия навесной жатки

11. Баланс мощности валковой жатки



А — жатка; Б — проставка; В — наклонная камера; 1 — делитель; 2 — мотовило; 3 — режущий аппарат; 4 — кожух жатки; 5 — шнек; б — башмак; 7 — битек проставки; 8 — транспортер наклонной камеры

Рисунок 1.- Жатвенная часть комбайнов семейства «Дон»:

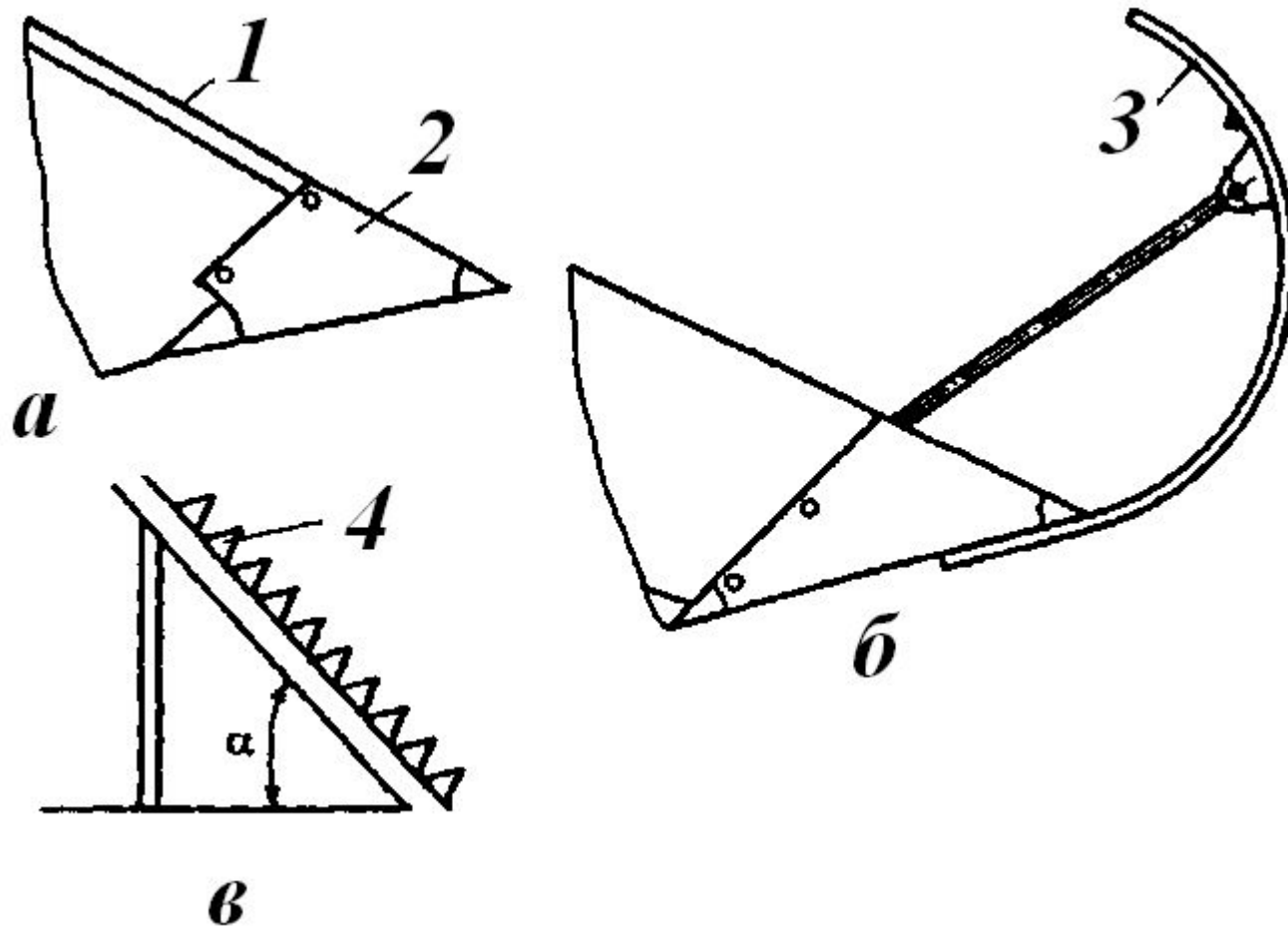
# НАЗНАЧЕНИЕ ДЕЛИТЕЛЕЙ

**Делители.** Различают пассивные и активные делители, перерезающие стебли ножами. Пассивные делители могут быть клиновыми, прутковыми, торпедными. Крепят делители на боковых корпусах жатки.

*Клиновые делители* (рис. 2, а) применяют на прямостояче стеблестое длиной 60...80 см. Они разделяют срезаемые стебли стеблей нескошенного массива. На низкорослых и перепутанных культурах носок делителей снижают.

*Прутковые делители* (рис.2, б) устанавливают на жатке при уборке короткостебельных культур с густым стеблестоем.



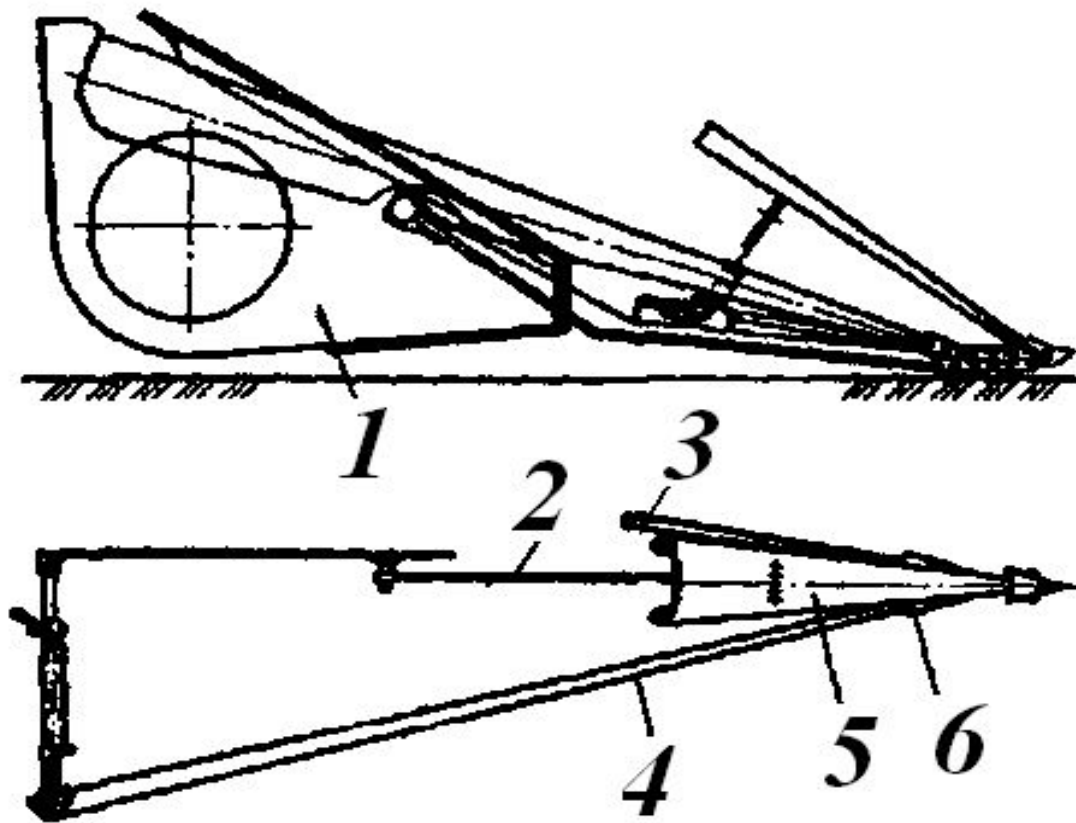


а – клиновой; б – прутковый; в – активный (ножевой) 1 - боковина жатки; 2 – носок делителя; 3 – пруток делителя; 4 – нож.  
 Рисунок 2.- Делители жаток:

# АКТИВНЫЕ ДЕЛИТЕЛИ

*Активные делители* выполняют в виде движущихся ножей (рис. 2, в), шнеков, цепей. Их устанавливают к горизонтальной поверхности под углом  $\alpha = 30 \dots 40^\circ$ . Чаще применяются делители с одним ножом. Активные делители предпочтительно применять при полеглом перепутанном стеблестое. Но разрезая или разрывая стебли, делители допускают потери зерна.

*Торпедные делители* (рис. 3) с регулируемыми стеблеотводами оборудуют жатки при уборке спутанных длинностебельных культур. На спутанном стеблестое наружный стеблеотвод 6 смешают вправо вверх, чтобы поникшие стебли укладывались на нескошенный хлебостой. Внутренний стеблеотвод 5 устанавливают в такое положение, при котором стебли, расположенные у боковин жатки, захватываются мотовилом после их среза.



1 - боковина жатки; 2 – тяга; 3, 4 – внутренний и наружный стеблеотводы; 5 – корпус; 6 – носок корпуса

Рисунок 3.- Торпедный делитель жаток

При сплошной полеглости стеблей вправо от направления движения комбайна внешний стеблеотвод поднимают и отводят в сторону от жатки, а внутренний устанавливают так, чтобы он не задевал за планки мотовила. На короткостебельном хлебе регулируемые стеблеотводы снимают, заменяя их прутковыми.

# ОСНОВЫ РАСЧЁТА ПРОЦЕССА ОТГИБА СТЕБЛЕЙ ДЕЛИТЕЛЯМИ

Стебли растений подвергаются воздействию рабочей кромки делителя  $AB$  (рис. 4), расположенной в пространственной системе координат с осями  $Ox$ ,  $Oy$ ,  $Oz$ . Считая для простоты, что стебель при наклоне сохраняет прямолинейность, и не учитывая его упругости и взаимодействия с другими стеблями, рассмотрим процесс отгиба прямостоящих стеблей.

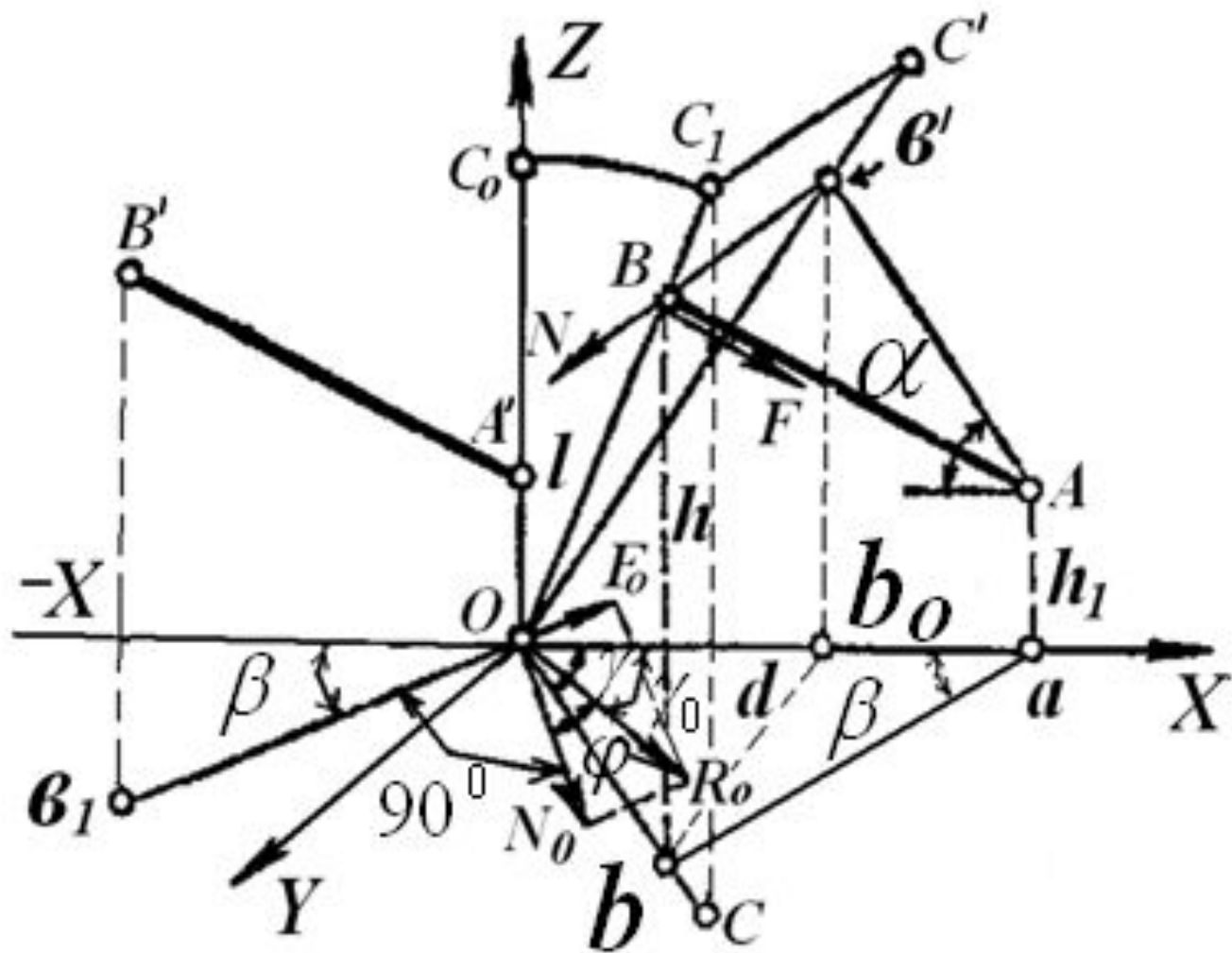


Рисунок 4.- Схема к расчёту отгиба стеблей делителем

Положение кромки  $AB$  определяется проекциями  $ab$  и  $a'b'$  на горизонтальную  $YOX$  и вертикальную  $XOZ$  плоскости, углами  $\alpha$  и  $\beta$  и высотой  $h$  расположения точек  $A$  и  $B$  над горизонтальной плоскостью. Будем считать, что точка  $A$  находится в плоскости  $XOZ$ , а рабочая кромка  $AB$  движется в направлении оси  $X$ . Наибольшее отклонение под действием рабочей кромки будут получать стебли, совпадающие с осью  $OZ$ .



# СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА

Стебель, первоначально находящийся в положении  $OC_0$ , при перемещении делителя отклонится, скользя по кромке  $AB$ , в положение  $OC'$ , которое определится проекциями  $OC$  и  $OC'$  и углом  $\gamma$  между проекцией  $OC$  и осью  $OX$ .

На стебель кромка  $AB$  воздействует нормальной силой  $N$  и силой трения  $F$ . Равнодействующая  $R$  этих сил вызывает наклон стебля в плоскости  $OAC'$ , след которой составляет с осью  $OX$  угол  $\gamma$ .

# РАСЧЁТ УГЛА ОТВОДА СТЕБЛЕЙ

## ДЕЛИТЕЛЕМ

Для определения угла рассмотрим начальный момент соприкосновения кромки со стеблем (в точке  $A'$ ). Действующие в этом случае на стебель силы  $N_0$  и  $F_0$  дадут равнодействующую  $R_0$ , отклоненную от нормали  $N_0$  на угол трения  $\varphi$  стебля по делителю.

Согласно расчетам, значение  $\gamma$  отличается  $\gamma_0$  от менее чем на 1%, поэтому, считая их практически равными, из чертежа значение  $\gamma$  находим по зависимости

$$\gamma = 90 - (\beta + \varphi) \quad (1)$$

# РАСЧЁТ ДЛИНЫ ОТКЛОНЕННОГО СТЕБЛЯ ДЕЛИТЕЛЕМ

Максимальное отклонение стебля от вертикального положения получается при достижении им точки  $B$  кромки делителя.

Учитывая, что  $d$  (из треугольника  $Obb_0$ ), где  $d$  — расстояние от оси делителя до крайней кромки, и воспользовавшись прямоугольным треугольником  $OBb$ , находим длину стебля, отклоненного делителем:

$$l = \sqrt{h^2 + \frac{d^2}{\sin^2 \gamma}} \quad \text{или} \quad l = \sqrt{h^2 + \frac{d^2}{\cos^2 (\beta + \gamma)}} \quad (2)$$

# УСТАНОВКА ДЕЛИТЕЛЕЙ

## Делители жаток зерноуборочных машин

должны разделять стебли до подхода к ним планки мотовила и укладывать крайние не захватываемые растения как можно выше, колосом над почвой. Для достижения первой цели внутренний стеблеотвод и корпус делителя устанавливают так, чтобы корпус действовал на середину стебля, а стеблеотвод сдвигал его к центру жатки. Вторая цель достигается установкой наружного стеблеотвода.

**В активных делителях шнекового и цепного типов с целью избежания сгруживания стеблей на их рабочей поверхности необходимо добиться согласования скорости движения машины, цепи и частоты вращения шнека. При этом следует учесть угол наклона делителя к горизонту и коэффициент скольжения стеблей по делителю который лежит в пределах (0,90...0,99).**

## 2.ОСНОВЫ РАСЧЕТА ПРОЦЕССА ПОДЪЁМА И ПЕРЕМЕЩЕНИЯ РАСТЕНИЙ ПО СТЕБЛЕПОДЪЕМНИКАМ

Для облегчения среза полеглой растительной массы жатки для зернобобовых культур оборудуют стеблеподъемниками. Они могут быть жесткими, шарнирными и шарнирно-телескопическими. Стеблеподъемники должны хорошо копировать рельеф поля, не пропускать растения и не зарываться в почву.

Стеблеподъемники с жестким креплением' плохо копируют рельеф поля, часто пропускают растения и зарываются в почву, а шарнирно-телескопические зарываются и плохо копируют рельеф поля на влажных почвах с малой плотностью. Растительная масса должна скользить по поверхности стеблеподъемника. В противном случае она обволакивает его поверхность, что приводит к забиванию режущего аппарата.

**Стеблеподъемники** используют для подъема полеглых растений и устанавливают на пальцы режущего аппарата, размещая их через два пальца на третий. Находят применение ползковые и шарнирные стеблеподъемники.

*Ползковый стеблеподъемник* крепят на пальце 2 (рис. 1, а) режущего аппарата наконечником 5 и подвижным хомутом 7. Последний притягивается пружиной 6, закрепляя корпус ползка 1 на палец 2.



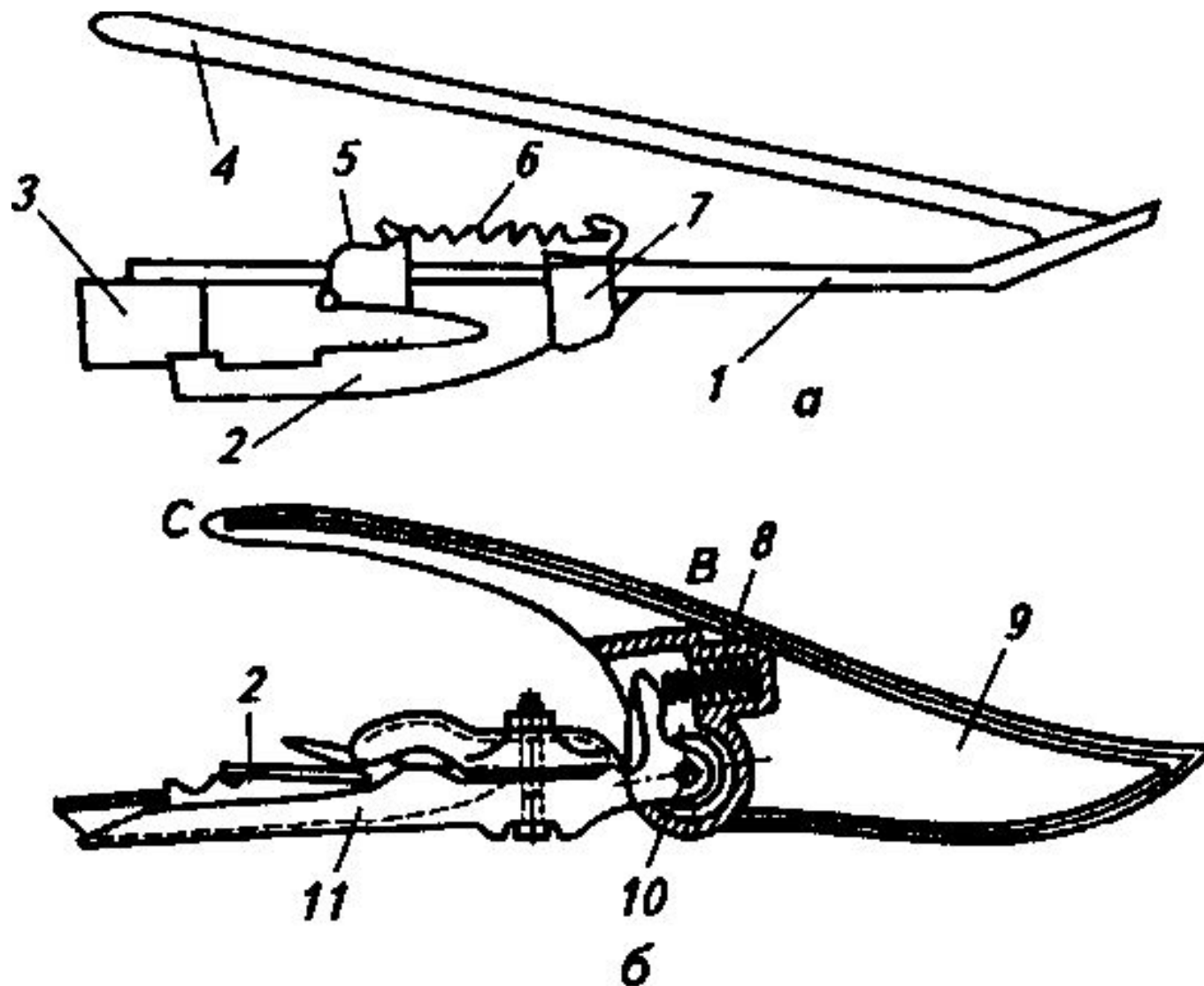


Рис. 1. Стеблеподъемники: ползковый (а) и шарнирный (б):

1 — ползок 2-палец режущего аппарата; 3— брус жатки; 4— перо; 5 — наконечник; 6,8 — пружины; 7—подвижный хомут; 9— подвижный корпус; 10— ось; 11 — кронштейн

# ШАРНИРНЫЙ

**СТЕБЛЕПОДЪЕМНИК**  
Такое соединение обеспечивает быстрое монтирование и демонтирование стеблеподъемников.

В процессе движения жатки носок корпуса поднимает полеглые растения, которые затем перемещаются по перу 4 к режущему аппарату.

Угол наклона пера относительно ползка 25...30градуса , длина пера 300...400 мм.

***Шарнирный стеблеподъемник*** (рис. 1, б) имеет подвижный корпус 9, связанный осью 10 с кронштейном 11, который соединяют с пальцем 2 режущего аппарата. Носок корпуса прижимается к почве пружиной 8.

Давление равной массы на  
хвостовике подъемника так же  
действия пальцев мотовила могут  
вызвать поворот корпуса от  
носителю оси *10*. Носок корпуса при  
этом поднимается и будет пропускать  
полегшие стебли, что приведет к  
забиванию режущего аппарата. Чтобы  
избежать этого, иногда  
стеблеподъемники делают без  
хвостовика *BC*.

# УСЛОВИЕ СКОЛЬЖЕНИЯ

Рассмотрим воздействие поверхности

## СТЕБЛЕЙ

стеблеподъемника на растительную массу.

При движении машины в направлении  $V$  (рис. 2) на стебель действуют силы  $R$ ,  $T$  и  $F$ . Пусть угол между нормалью  $N$  и направлением движения  $V$  равен  $\alpha$ . Тогда

$$R = N / \cos \alpha; T = N \operatorname{tg} \alpha \quad (1)$$

Если угол  $\alpha$  равен или меньше угла трения стебля по крылу стеблеподъемника, то  $F=T$ . В этом случае стебель не скользит по крылу стеблеподъемника, а увлекается в направлении  $V$ .

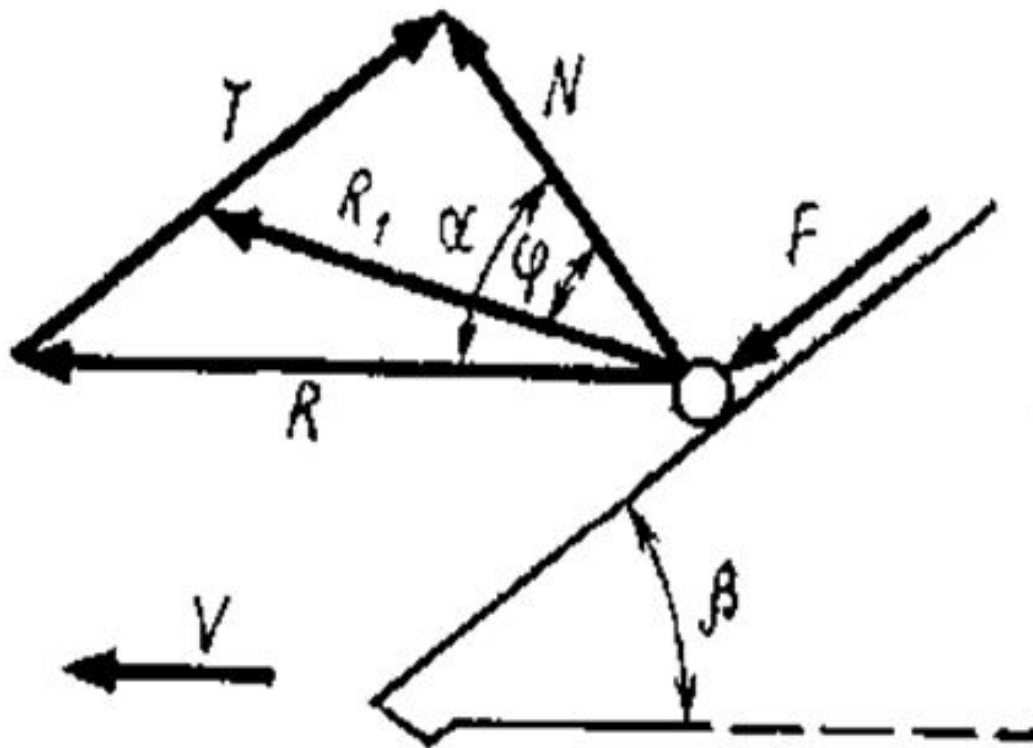


Рисунок 2.-Силы, действующие на массу растений со стороны стеблеподъемника

Если  $\alpha > \varphi$ , то сила трения достигает максимального значения, т. е.

$$F_{max} = N \operatorname{tg} \varphi \quad (2)$$

При условии  $\alpha \geq \varphi$  стебли скользят по перу стеблеподъемника и находятся под действием силы  $R_1$  отклоненной от нормали на угол  $\beta$ . Так как  $\alpha \geq \varphi$ , то  $\beta \leq 90 - \varphi$ .

Следовательно, угол подъема пера зависит от угла трения стеблей по поверхности стеблеподъемника ( $\varphi = 28 \dots 50^\circ$ ).

## 2.ПРОЦЕСС ПЕРЕМЕЩЕНИЯ РАСТЕНИЙ ПО

### СТЕБЛЕПОДЪЕМНИКАМ

Процесс перемещения растений по рабочей поверхности стеблеподъемников  $A B$  (рис.2 ) со скольжением определяется условием

$$\alpha < \frac{\pi}{2} - \varphi \quad (1)$$

где  $\alpha$  — угол установки поверхности стеблеподъемника к горизонту;

$\varphi$ — угол трения растений по рабочей поверхности.

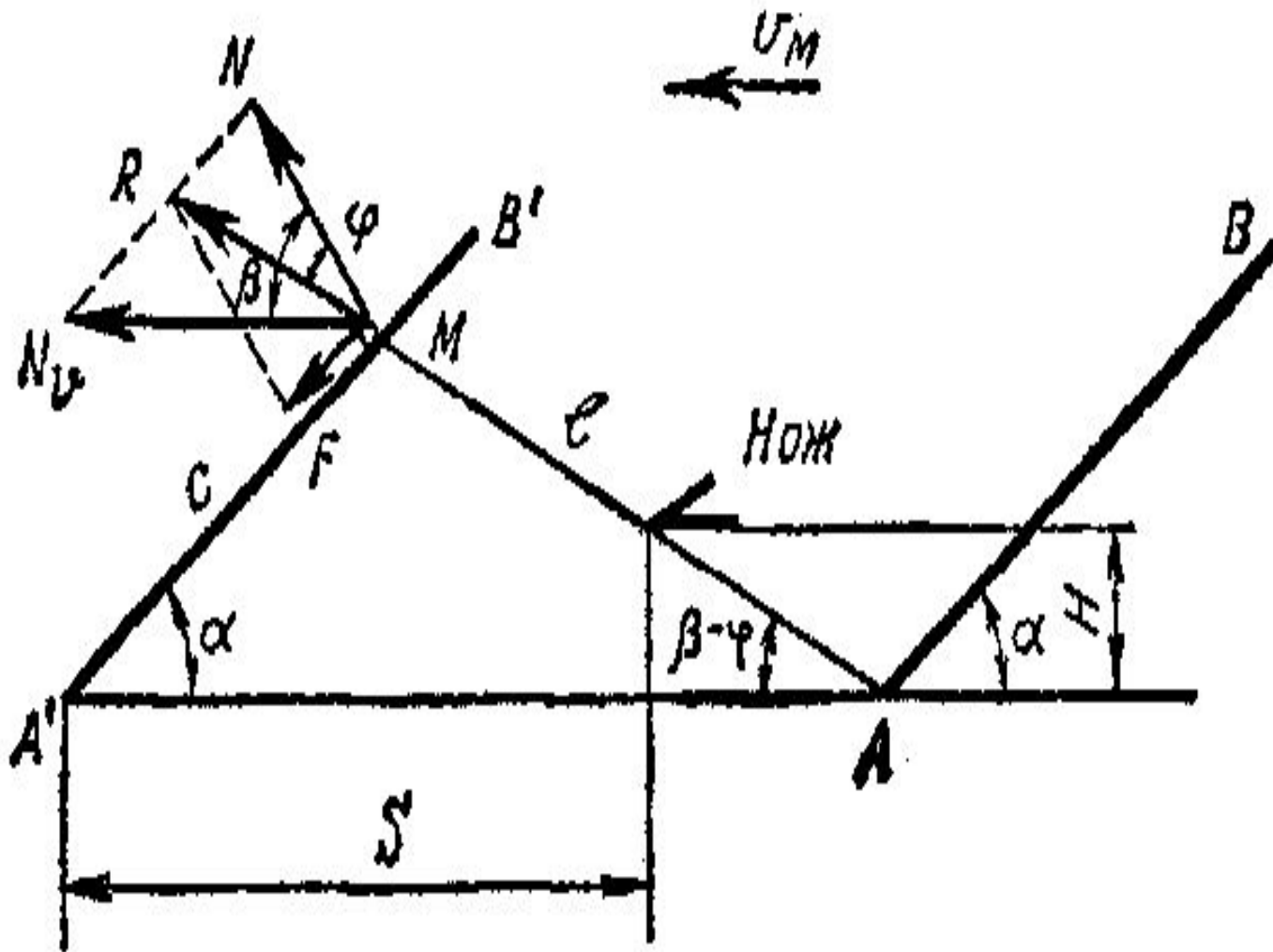


Рис.2.-Схема взаимодействия стеблеподъёмника со стеблями убираемых культур



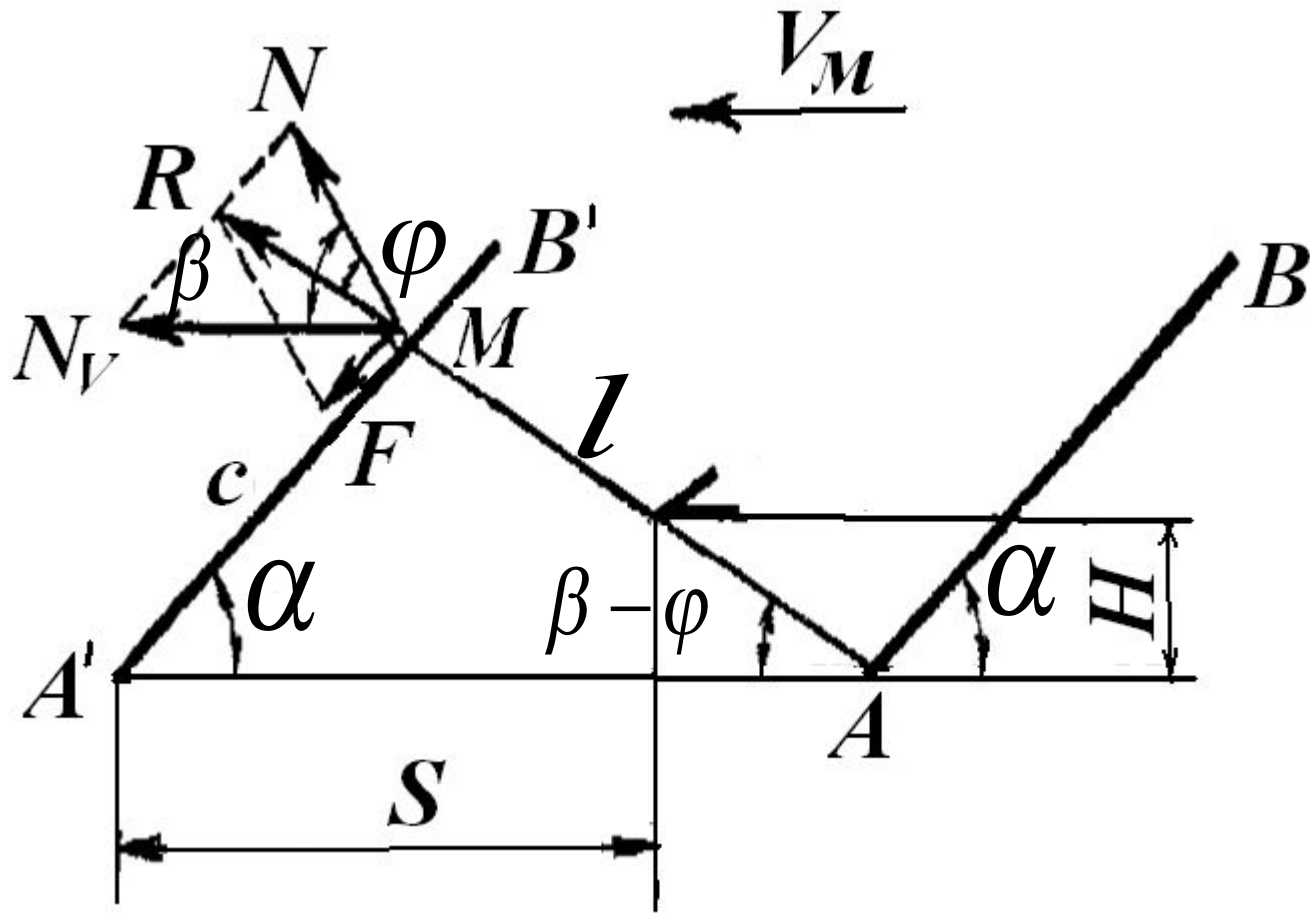


Рис.2.-Схема взаимодействия  
 стеблеподъёмника с растениями убираемых  
 культур

В этом случае под действием нормальной силы  $N$  и силы трения  $F$  стебель будет совершать перемещение по направлению силы  $R$ . При передвижении поверхности от положения  $AB$  в положение  $A'B'$  он расположится по линии  $AM$ .

Связь между перемещением  $s$  —  $A'M$  по поверхности и длиной стебля  $l = AM$ , на которую воздействует стеблеподъемник, находят из треугольника  $AM A'$

$$l = \frac{c \cdot \sin \alpha}{\cos(\alpha + \varphi)} \quad (2)$$

# ВЛИЯНИЕ УГЛОВ НА РАБОТУ СТЕБЛЕПОДЪЕМНИКА

Чем больше углы  $\alpha$  и  $\varphi$ , тем больше длина стебля, на которую воздействует стеблеподъемник, и тем хуже его работа по подъему и разделению спутанных стеблей. Работа стеблеподъемников взаимосвязана с установкой режущего аппарата. Стебли должны быть подняты на такую высоту, чтобы срез происходил ниже колосьев, бобов, метелок.

# УРАВНЕНИЕ, ВЫЯСНЯЮЩЕЕ ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ

Воспользовавшись треугольником  $AM A'$ , можем записать уравнение, выясняющее влияние параметров стеблеподъемника на установку режущего аппарата

$$\frac{c}{\sin(\beta - \varphi)} = \frac{S \cdot \operatorname{tg}(\beta - \varphi) + H}{\operatorname{tg}(\beta - \varphi) \cdot \cos \varphi} \quad (3)$$

где  $c$  — длина рабочей поверхности;

$S$  — вынос носка стеблеподъемника относительно режущего аппарата;

$H$  — установочная высота среза.

# ВЛИЯНИЕ ВЫНОСА НОСКА

## СТЕБЛЕПОДЪЕМНИКА НА ВЫСОТУ

### УСТАНОВКИ РЕЖУЩЕГО АППАРАТА

Если в уравнении (3) учесть, что  $\beta = 90^\circ$ , получим выражение, в котором указаны величины оказывающее влияние на высоту установки режущего аппарата

$$H = \frac{c \cdot \cos \varphi}{\sin(\alpha + \varphi)} - S \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi) \quad (4)$$

Из выражения(4) видно, что на высоту установки режущего аппарата оказывают:  $c$ - длина рабочей поверхности ;  $S$ - вынос носка стеблеподъемника относительно режущего аппарата  $\alpha$  - угол установки поверхности стеблеподъемника к горизонту.

**3. НАЗНАЧЕНИЕ МОТОВИЛА УБОРОЧНЫХ  
МАШИН. КИНЕМАТИКА ПЛАНКИ МОТОВИЛА.  
РАСЧЕТ ШАГА МОТОВИЛА**

Мотовило предназначено для подвода стеблей к ножу, направления их после среза на транспортирующие устройства и освобождения режущего аппарата для приема новых стеблей.

В процессе работы планки мотовила радиусом  $R$  равномерно вращаются вокруг горизонтальной оси с угловой скоростью  $\omega$  и одновременно участвуют в поступательном движении вместе с машиной со скоростью  $V_M$ .

В связи с этим траектория движения планки будет представлять собой циклоиду (рис. 2), форма которой зависит от соотношения окружной и поступательной скоростей

$$\lambda = \frac{\omega R}{V_M} = \frac{u}{V_M} \quad (3.1)$$

При  $\lambda < 1$  она будет укороченной, а при  $\lambda > 1$  — удлиненной.

Путь  $X_0$ , пройденный машиной за время одного оборота мотовила, рассчитывается

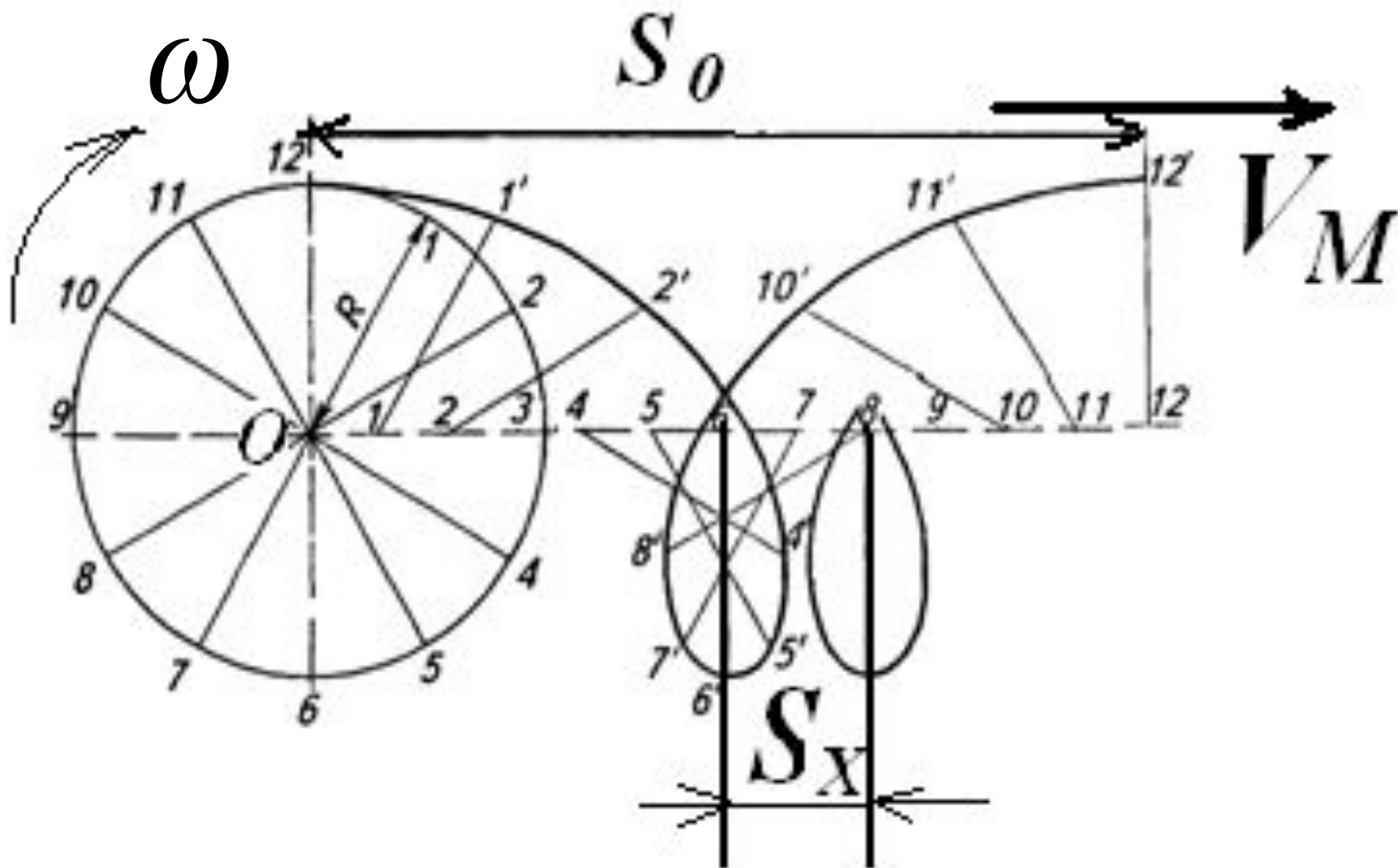


Рисунок 3.1. - Построение траектории движения планки мотовила



из выражения

$$S_0 = V_M \frac{2\pi}{\omega} \quad \text{или} \quad S_0 = 2\pi R \frac{1}{\lambda} \quad (3.2)$$

Чтобы мотовило было работоспособным, его планки должны совершать движение по удлинённым циклоидам. Обычно величину  $\lambda$  принимают в пределах 1,5—1,7.

**Кинематический режим  
работы мотовила** выбирают с  
учетом конкретных условий,  
обеспечивая минимум потерь  
колосьев за жаткой и зерна при  
действии планок на стебли.

## 3.1 РАСЧЕТ ШАГА МОТОВИЛА

Шагом мотвила называется расстояние  $S_x$  (рис. 1) между одинаковыми точками двух циклоид, описанных одноименными точками соседних планок. Зная число планок  $z$  и перемещение машины за время одного оборота мотвила  $S_0$ .

Определяем величину шага

$$S_x = \frac{S_0}{Z} \text{ или } S_x = \frac{2\pi}{Z\lambda} R \quad (3.3)$$

Выражая  $S_x$  и  $R$  в метрах, находим число ударов  $k$  планками на 1 м пути движения жатки

$$k = \frac{1}{S_x} = \frac{Z\lambda}{2\pi R} \quad (3.4)$$

Число ударов  $k$  оказывает большое влияние на вымолот зерна из колоса. Для сокращения числа ударов и потерь зерна прибегают к использованию мотовил с уменьшенным числом планок. Это особенно важно для жаток, работающих на повышенных скоростях.

## 4. УРАВНЕНИЯ ТРАЕКТОРИИ ДВИЖЕНИЯ ПЛАНКИ МОТОВИЛА

Для уяснения общего характера работы мотовила и составления уравнений траектории движения его планки рассмотрим перемещение произвольной планки  $A_0$  относительно стоящего на корню хлеба (рис. 4.2).

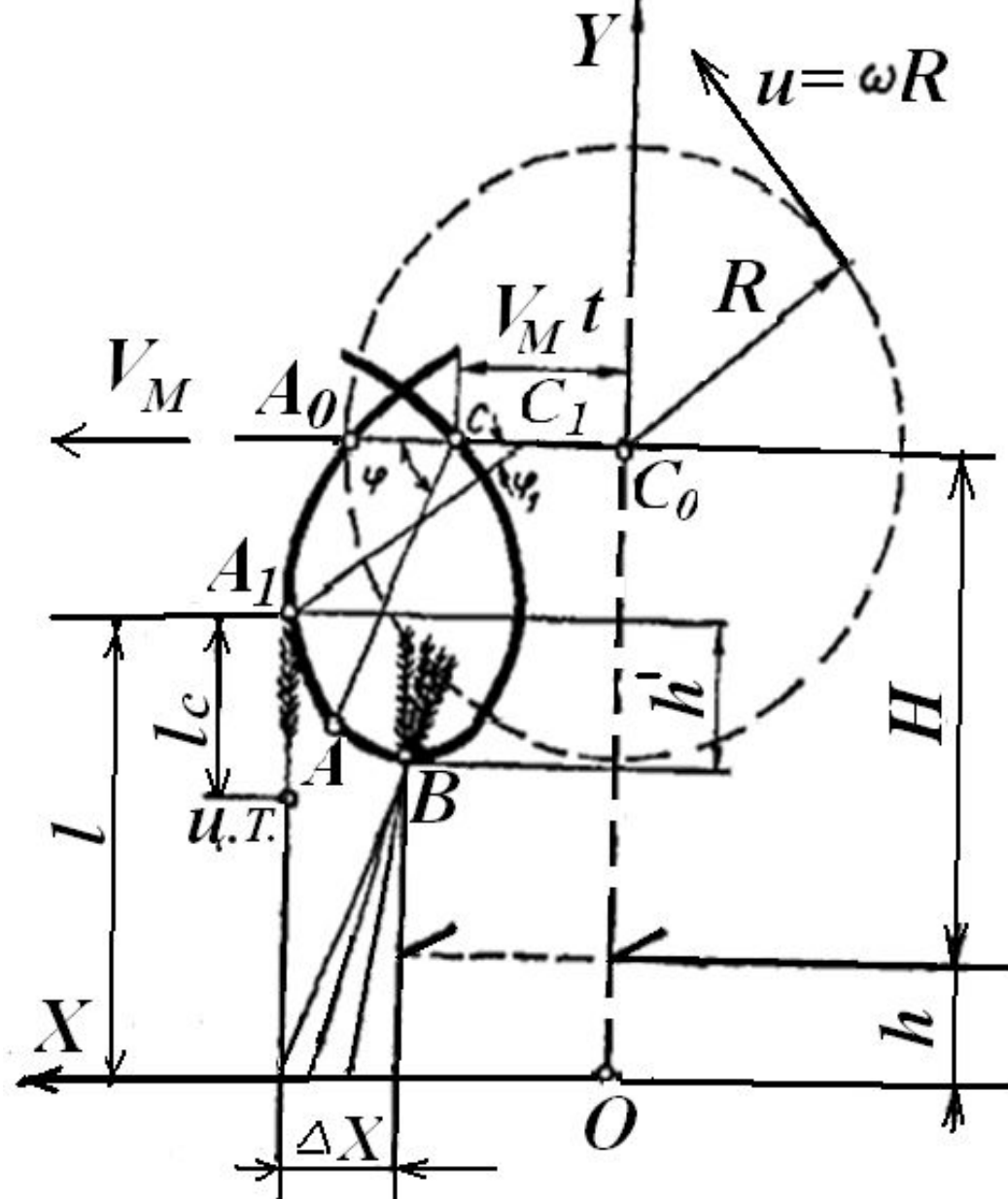


Рисунок 4.2.- Схема работы мотовила

Введем следующие обозначения: точка  $O$  – начало прямоугольной системы координат;  $Ox$ - горизонтальная ось координат, совпадающая с поверхностью поля и направленная в сторону движения машины;  $Oy$ - вертикальная ось координат, проходящая

через центр мотовила;  $O_0$  - центр  
мотовила в начальном положении;  
 $O_0$  - начальное горизонтальное  
положении планки ;  $H$  – высота среза  
растений;  $h$  – высота установки  
мотовила над режущим аппаратом;  $R$   
– радиус мотовила;  $l$  - длина  
стеблей.



# К ВЫВОДУ УРАВНЕНИЯ ТРАЕКТОРИИ ДВИЖЕНИЯ ПЛАНКИ МОТОВИЛА

Пусть за время  $t$  машина продвинулась вперед со скоростью  $V_M$  на расстояние  $C_0C = V_M t$ . За то же время планка  $A_0$  перейдет в положение  $A$ , повернувшись на угол  $\varphi = \omega t$ . Тогда координаты точки  $A$  в принятой системе координат будут

$$X = C_0C + AC \cos \omega t,$$

$$Y = OC_0 - AC \sin \omega t$$

# УРАВНЕНИЯ ТРАЕКТОРИИ ДВИЖЕНИЯ ПЛАНКИ МОТОВИЛА

Учитывая, что  $AC = R_0 C = V_M t$  и  $OC_0 = h + H$ ,

получим уравнения траектории,  
описываемой точкой  $A$  планки мотовила

$$X = V_M t + R \cos \omega t, \quad (4.1)$$

$$Y = (h + H) - R \sin \omega t \quad (4.2)$$

5. **КОЛИЧЕСТВЕННАЯ ОЦЕНКА ГОТОВНОСТИ  
МОТОВИЛА ВЫРАЖАЕМОЙ ЗАРПТОВОЙ  
КУЛЬТУРЫ**  
воздействия его на стебли культуры.  
Это отношение количества стеблей,  
срезаемых при содействии планок, к  
общему количеству стеблей, срезанных  
ножом. Так как ширина захвата ножа и  
мотовила одинакова, а стебли  
распределены по полю равномерно, то  
можно учитывать только  
соответствующие перемещения  
машины.

Каждая планка мотовила начинает действовать на стебли (рис. 5.1) в точке  $A$ , для которой  $\dot{\varphi}_x = 0$ , и наклоняет их, пока движется по циклоиде  $AB$ . В точке  $B$ , находящейся над режущим аппаратом, планка по отношению к срезанным здесь стеблям начнет перемещаться по дуге радиусом  $R$ , очищая при этом режущий аппарат.

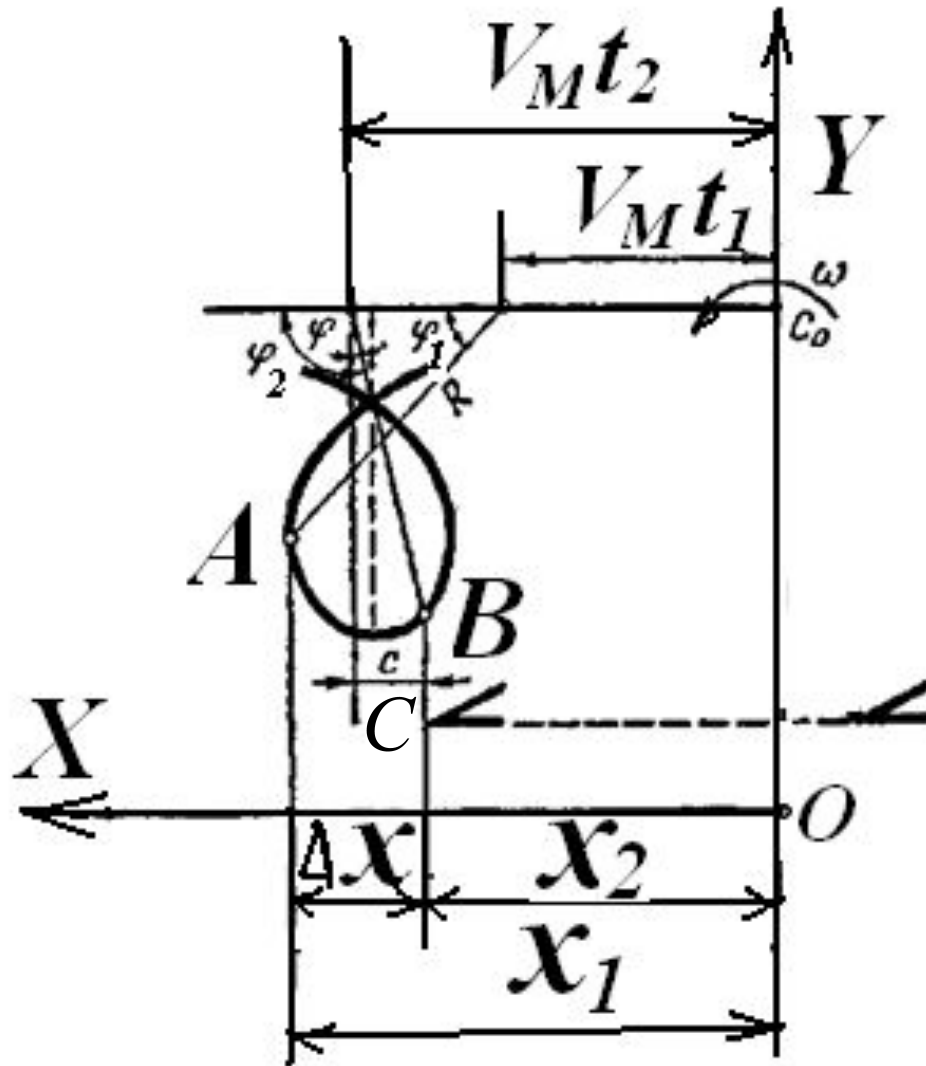


Рисунок 5.1.-К определению коэффициента воздействия мотвила на стебли

На рисунке 5.2 представлена работа мотовила, на котором планки мотовила подводят к режущему аппарату стебли на участке  $AB$ . Проекция этого участка на ось  $x$  равна отрезку  $AX$ . Стебли, расположенные в промежутках между заштрихованными отрезками, будут срезаны без воздействия мотовила.

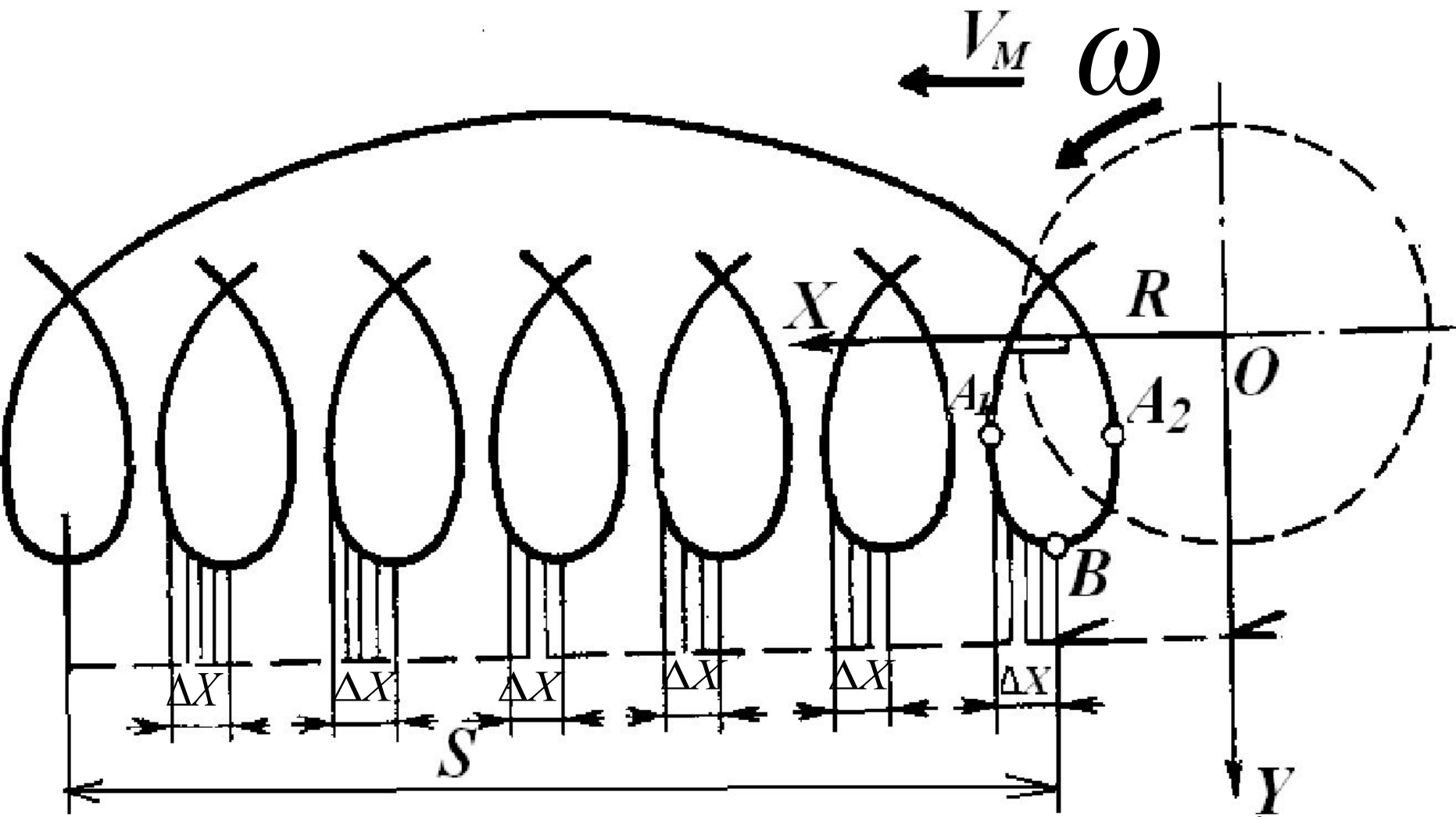


Рисунок 5.2.- Схема взаимодействия мотвила со стеблями за один оборот

Отношение участков пути, на которых срезаются стебли под воздействием планок мотовила за один его полный оборот, к пути, проходимому машиной за то же время, принято называть **степенью воздействия мотовила на стебли**

$$\eta = \frac{\Delta xz}{S} \quad (5.1)$$



Однако этот показатель не учитывает второй роли мотовила - укладки стеблей на транспортеры и не учитывает взаимодействия стеблей. В этом его недостаток. Выразим ширину пучка  $\Delta x$  через показатели конструкции и режима работы мотовила

$$\Delta x = x_1 - x_2 \quad (5.2)$$

**Координаты  $x_1$  и  $x_2$  равны**

$$x_1 = V_M t_1 + R \cos \omega t_1 \quad (5.3)$$

**где**  $\omega t_1 = \varphi_1; t_1 = \frac{\varphi_1}{\omega}$

**Подставляя значения  $\omega t_1$  и  $t_1$  в выражение (5.3) получим**

$$x_1 = V_M \frac{\varphi_1}{\omega} + \frac{R}{\lambda} \sqrt{\lambda^2 - 1} \quad (5.4)$$

Аналогично определим  $x_2$

$$x_2 = V_M t_2 + R \cos \omega t_2 \quad (5.5)$$

где  $\omega t_2 = \frac{\pi}{2}; t_2 = \frac{\pi}{2\omega}; \cos \omega t_2 = 0$

Подставляя значения  $\omega t_2$  и  $t_2$  в выражение (5.5) получим

$$x_2 = V_M t_2 = \frac{\pi V_M}{2\omega} = \frac{\pi R}{2\lambda} \quad (5.6)$$

# РАСЧЕТ ШИРИНЫ ПУЧКА СТЕБЛЕЙ

Подставляя значения  $x_1$  и  $x_2$   
в выражение (5.2) получим  
ширину пучка

$$\Delta x = V_M \frac{\varphi_1}{\omega} + \frac{R}{\lambda} \sqrt{\lambda^2 - 1} - \frac{\pi R}{2\lambda} =$$
$$= \frac{R}{\lambda} \left( \varphi_1 - \frac{\pi}{2} + \sqrt{\lambda^2 - 1} \right) \quad (5.7)$$

# СТЕПЕНЬ ВОЗДЕЙСТВИЯ

И **МОТОВИЛА** окончательное выражение для расчета степени воздействия мотовила на стебли убираемой культуры

$$\eta = \frac{z}{2\pi} \left( \varphi_1 - \frac{\pi}{2} + \sqrt{\lambda^2 - 1} \right) \quad (5.8)$$

Степень воздействия мотовила обычно изменяется в пределах от 0,4 до 0,6.

Чтобы увеличить коэффициент воздействия мотовила на стебли, следует увеличивать число планок  $z$  и величину  $s$  выноса мотовила, *относительно ножа*, а также величину  $\lambda$ . С возрастанием  $\lambda$ , например от 1,3 до 2,1, коэффициент воздействия  $\eta$  мотовила на стебли увеличивается более чем в 4 раза.

## **6. РАСЧЕТ УСТАНОВКИ МОТОВИЛА ПО ВЫСОТЕ**

Правильно установленное по высоте мотовило должно обеспечить выполнение двух требований: не отклонять стебли в сторону движения машины и не переваливать их через планки.

Чтобы планка подводила стебли к ножу, она должна на некотором участке ~~Ах~~ (рис. 6.1) двигаться навстречу ему.

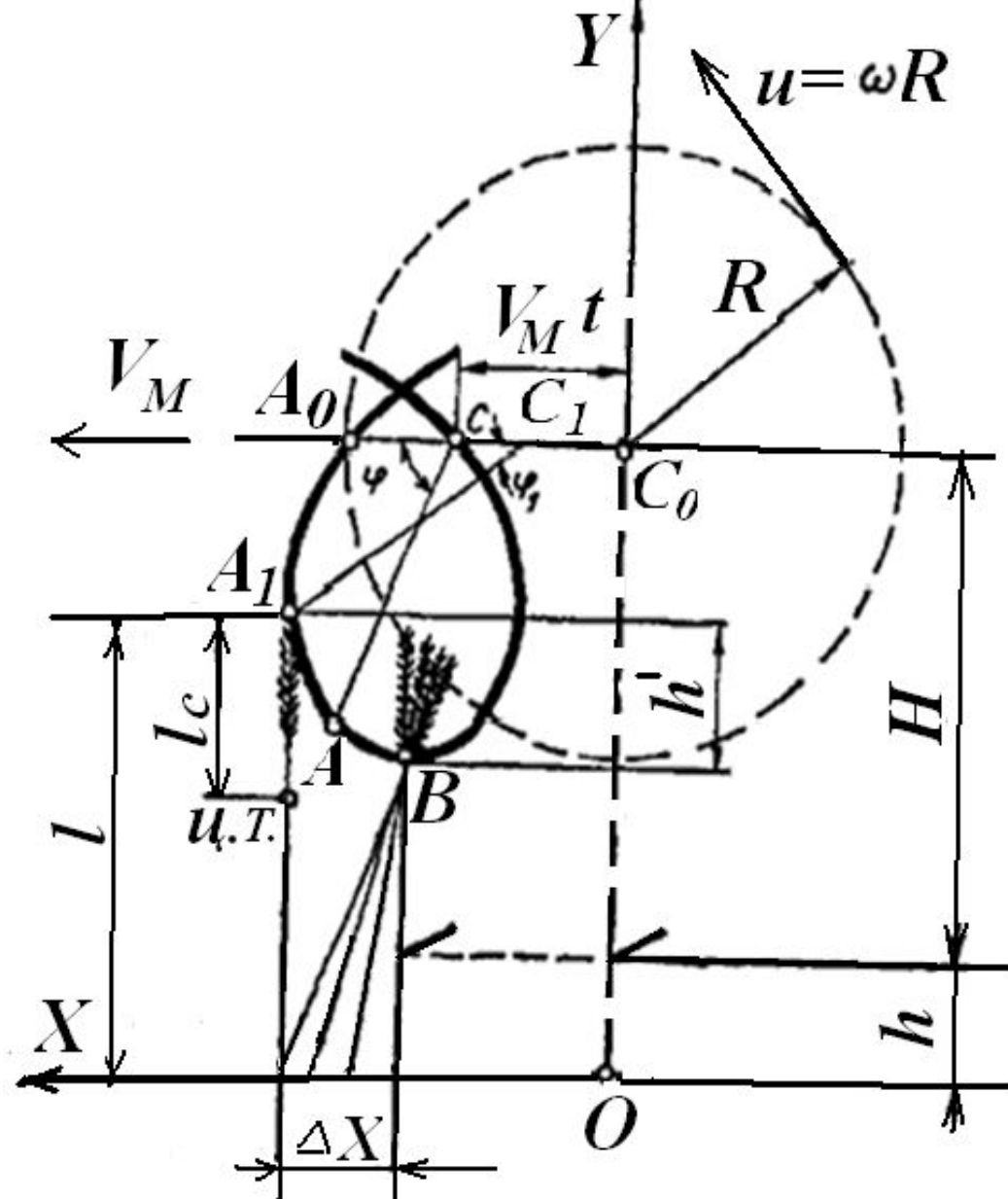


Рисунок 6.1.- Схема работы мотовила



Горизонтальная составляющая окружной скорости их будет направлена при этом в сторону, обратную движению машины, т. е.  $u_x < 0$

$$\text{или } u_x = \frac{dx}{dt} = V_M - R\omega \sin \omega t < 0 \quad (6.1)$$

При выполнении условия  $\lambda > 1$  скорость  $u_x$  постоянно будет уменьшаться и при некотором угле поворота  $\varphi_1 = \omega t_1$  станет равной нулю, а потом приобретет обратный знак.

Определим угол  $\varphi_1$ , соответствующий точке  $A_1$  имеющей скорость  $u_x=0$ :

$$V_M^x - R\omega \sin \varphi_1 = 0 \quad (6.2)$$

Из выражения 6.2 определяем

$$\sin \varphi_1 = \frac{1}{\lambda} \quad (6.3)$$

$$\text{и } \varphi_1 = \omega t_1 = \arcsin \frac{1}{\lambda} \quad (6.4)$$

Для выполнения первого требования необходимо, чтобы в момент вхождения в хлебную массу скорость планки  $u_x = 0$ . Следовательно, мотовило по высоте надо устанавливать так, чтобы точка  $A$  находилась на уровне высоты стеблей  $l$ .

Исходя из этого, уравнение (4.2) для случая, когда  $y_1 = l$ , можно записать в виде

$$y_1 = (h + H) - R \sin \omega t_1 \quad (6.5)$$

ИЛИ

$$l = (h + H) - R \frac{1}{\lambda} \quad (6.6)$$

Из выражения (6.6) определяем высоту установки оси мотовила над линией ножа

$$H = l + \frac{R}{\lambda} - h \quad (6.7)$$

Выполнение второго требования обеспечивается таким расположением мотовила по высоте, чтобы центр тяжести стебля в момент его среза находился ниже планки мотовила.

# **ВЫНОС ВАЛА МОТОВИЛА**

## **Вынос вала мотовила вперед**

относительно режущего аппарата не обходим для достижения наиболее эффективной работы мотовила по полезности действия, качеству очистки режущего аппарата и подаче стеблей к шнеку. Размер выноса определяется конкретными условиями, характеризующими убираемый хлебостой.

**При уборке короткостебельных хлебов вал мотовила устанавливается так, чтобы траектория движения планки располагалась возможно ближе к режущему аппарату. Это обеспечивает лучшую его очистку и более равномерную подачу срезанных стеблей к шнеку.**

**При уборке полеглых хлебов вынос вала увеличивают и мотовило опускают ниже, одновременно повышая соотношение скоростей .**

Очистка режущего аппарата от стеблей и подача их к шнеку будут эффективнее при малых значениях величин  $m$  и  $n$  (рис.4.3 ), определяемых по зависимостям

$$m = \sqrt{h^2 + S^2} - R \quad (6.8)$$

$$n = \sqrt{h^2 + (C \pm S - r)^2} - R \quad (6.9)$$

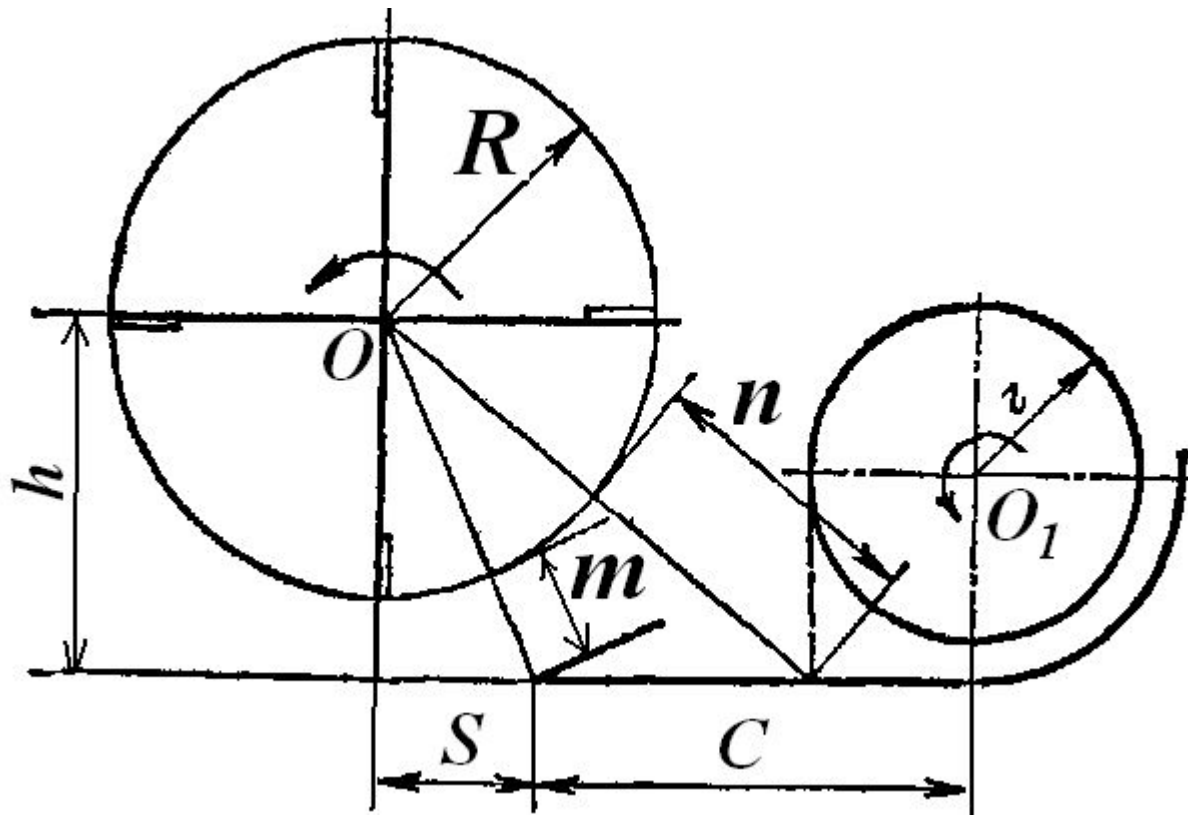


Рисунок 6.3. Схема размещения мотвила относительно шнека и режущего аппарата.



Из выражений (6.8 и 6.9) видно, что расстояние от планки мотвила до режущего аппарата и шнека, характеризуемое величинами  $m$  и  $n$ , зависит от выноса вала мотвила  $S$  и высоты его установки  $h$ .

## 6.1. РАСЧЕТ ПРЕДЕЛОВ РЕГУЛИРОВКИ ОСИ МОТОВИЛА ПО ВЫСОТЕ И РАДИУСА МОТОВИЛА

Высота установки оси мотовила над режущим аппаратом определяется по формуле вида

$$H = l + \frac{R}{\lambda} - h, \quad (6.10)$$

где  $l$  – высота стеблей, м;

$h$  – высота стерни, м;

$R$  – радиус мотовила, м;

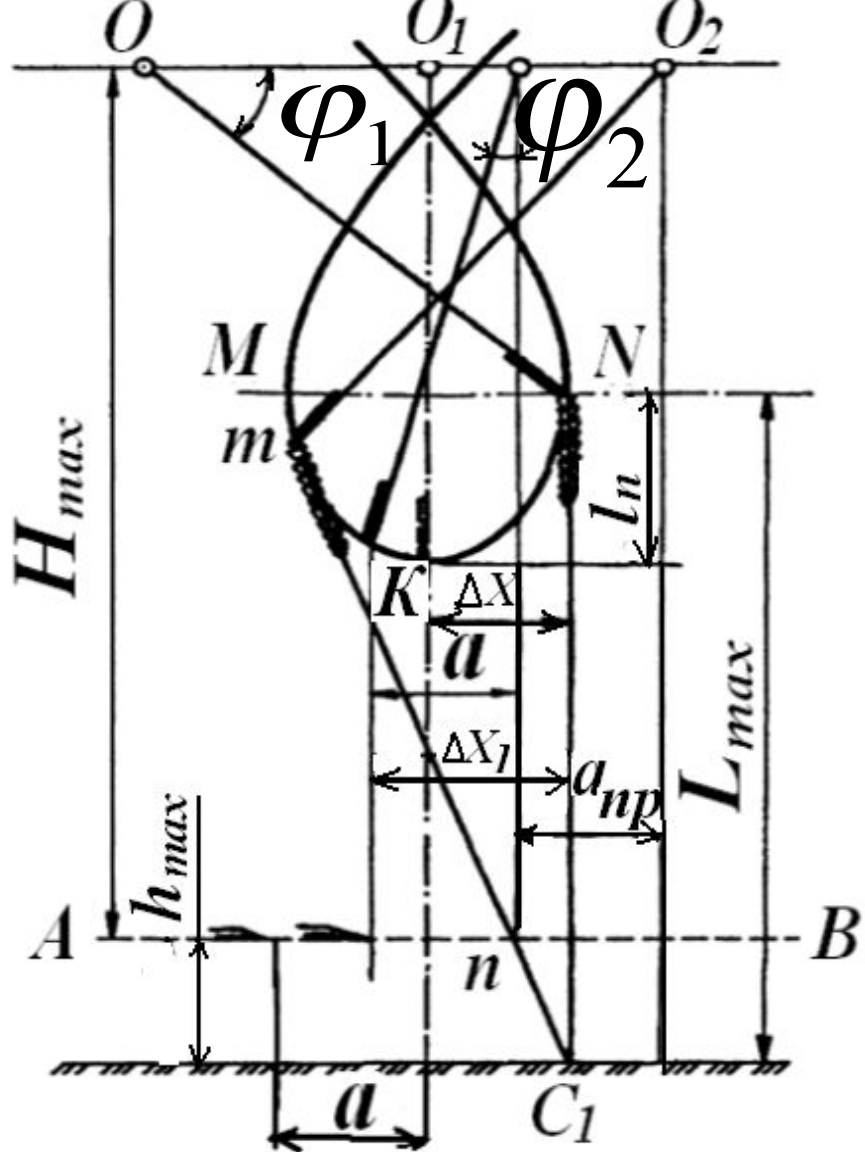


Рисунок 5.1.- Схема к обоснованию допустимого выноса штифта вперёд

# РАСЧЕТ МАКСИМАЛЬНОЙ ВЫСОТЫ УСТАНОВКИ МОТОВИЛА

При уборке высокого хлеба  
максимальная высота установки  
определяется из выражения

$$H_{max} = l_{max} + \frac{R}{\lambda} - h_{max}, \quad (6.11)$$

$l_{max}$   
 $h_{max}$   
 $R_{max}$

– максимальная высота стеблей,  
– максимальная высота стерни

# РАСЧЕТ МИНИМАЛЬНОЙ ВЫСОТЫ

УСТАНОВКИ МОТОВИЛА  
При уборке низких стеблей

минимальная высота установки  
мотовила определяется из выражения

$$H_{\min} = l_{\min} + \frac{R}{\lambda} - h_{\min}, \quad (6.12)$$

$l_{\min}$  – минимальная высота стеблей, м;  
 $h_{\min}$  – минимальная высота стерни, м.

# ПРЕДЕЛЬНОЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ОСИ МОТОВИЛА ПО ВЫСОТЕ

ОПРЕДЕЛЯЮТСЯ  $l_{\text{max}} - H_{\text{min}} =$

Обычно: 
$$= (l_{\text{max}} - l_{\text{min}}) - (h_{\text{max}} - h_{\text{min}}) \quad (6.13)$$

$l_{\text{max}} \in 1000-1500$  мм;

$l_{\text{min}} \in 500-600$  мм;

$h_{\text{max}} \in 150-300$  мм;

$h_{\text{min}} \in 100-120$  мм;

## 6.2. РАСЧЕТ РАДИУСА МОТОВИЛА

Радиус  $R$  определяют с учетом того, чтобы планки мотвила, внедряясь в стеблестой, не оказывали давления на стебли ниже их центра тяжести, в противном случае стебель будет падать через планку на поле.

Планка входит между стеблями растений, когда занимает положение, соответствующее точке  $A_1$  (рис. 7.1). В точке  $B$  она занимает самую нижнюю позицию, следовательно, в вертикальном направлении она переместится вниз на величину  $h'$ .

$$h' = R(1 - \sin \varphi_1), \quad (6.14)$$

где

$$\sin \varphi_1 = \frac{1}{\lambda}$$

При определении радиуса мотвила надо иметь в виду, чтобы он был немного меньше  $H_{\min}$ . Это необходимо для того, чтобы мотвило имело свободное вращение, когда его вал расположен над линией резания ножа.



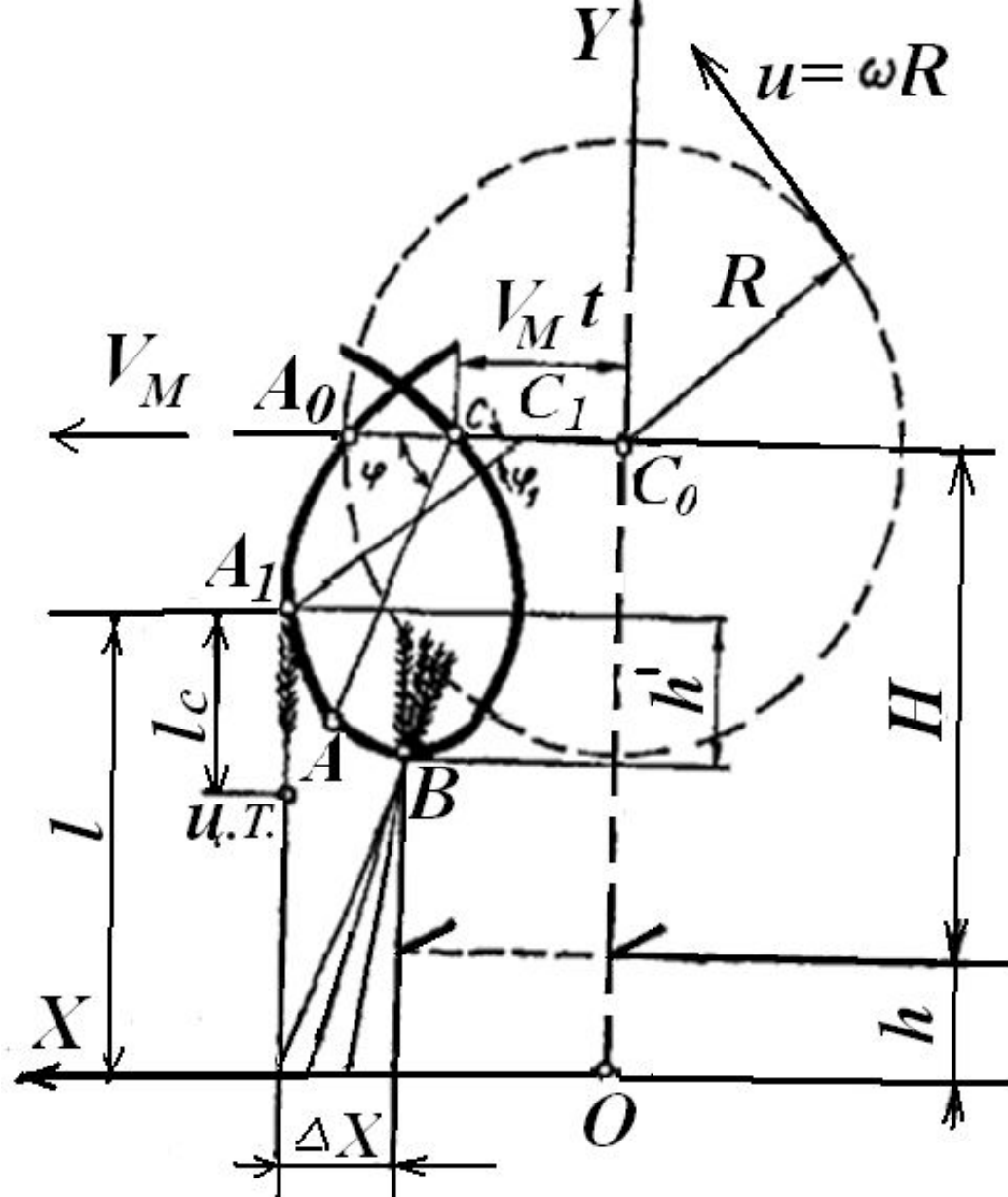


Рисунок 6.1.- Схема работы мотовила

Обозначим  $H_{\min} = R + \Delta H$  (6.15)

$$(6.16)$$

Значение  $H_{\min}$  внесем в формулу (6.12)

Получим

$$R + \Delta H = l_{\min} + \frac{R}{\lambda} - h_{\min}$$

или

$$\frac{R\lambda - R}{\lambda} = l_{\min} - (h_{\min} + \Delta H) \quad (6.16)$$

Продолжая преобразование, запишем

$$\frac{R(\lambda - 1)}{\lambda} = l_{\min} - (h_{\min} + \Delta H) \quad (6.17)$$

Окончательно получаем  
выражение для расчета  
радиуса мотовила

$$R = \frac{\lambda}{\lambda - 1} [l_{\min} - (h_{\min} + \Delta H)] \quad (6.18)$$

## 7. АНАЛИЗ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ МОТОВИЛА И РЕЖУЩЕГО АППАРАТА (НЕ ОСВЕЩАТЬ)

На рисунке 8.1 обозначим:  $KN$  и  $K'N'$  — траектории движения двух соседних планок;  $AB$  — траектория движения режущего аппарата, над которым находится ось мотвила;  $S_x$  — шаг мотвила.

Положения планки мотвила и режущего аппарата обозначены од ноименными точками (положению планки 1 соответствует положение режущего аппарата 1 и т. д.).

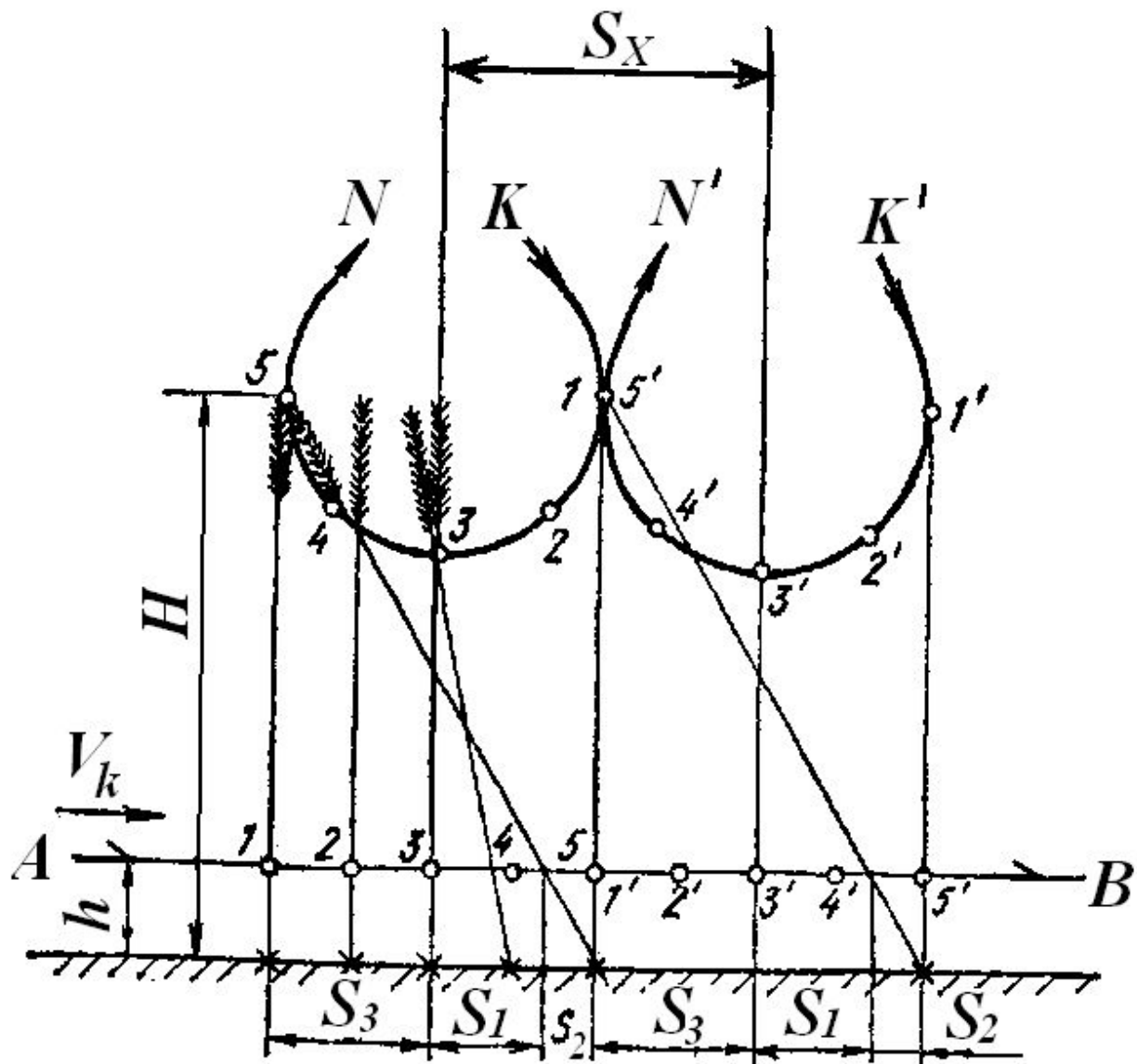


Рисунок 8.1.- Схема взаимодействия мотвила и режущего аппарата

Для упрощения анализа будем считать, что стебли прямые и под воздействием планок изменяется только их угол наклона.

Как видно из рисунка, на интервале пути машины срезание стеблей происходит без воздействия мотовила. На интервале пути режущий аппарат срезает стебли, наклоненные планкой, а затем на протяжении пути  $S_2$  ничего не срезает. Такая картина наблюдается и при движении последующих планок мотовила.

В случае густого стеблестоя интервал  $S_3$  в результате передачи воздействия через смежные стебли значительно сокращается или даже исчезает совсем. Если траектории планок  $KN$  и  $K'N'$  не соприкасаются и расположены на расстоянии  $\Delta S$  одна от другой, то на это расстояние соответственно увеличатся отрезки пути  $S_3$  и  $S_x$ .

Для характеристики взаимодействия  
мотовила и режущего аппарата  
введены следующие понятия :

коэффициент полезности мотовила

$$\eta_1 = \frac{S_1}{S_x} \quad (7.1)$$

коэффициент холостого хода режущего  
аппарата

$$\eta_2 = \frac{S_2}{S_x} \quad (7.2)$$



коэффициент пропусков мотовила

$$\eta_3 = \frac{S_3}{S_x} \quad (7.3)$$

Так как  $S_x = S_1 + S_2 + S_3$ , то и  $\eta_1 + \eta_2 + \eta_3 = 1$ .

Значение перечисленных

коэффициентов зависит от длины

стеблей, высоты резания и со

отношения между окружной

скоростью планки и скоростью машины.

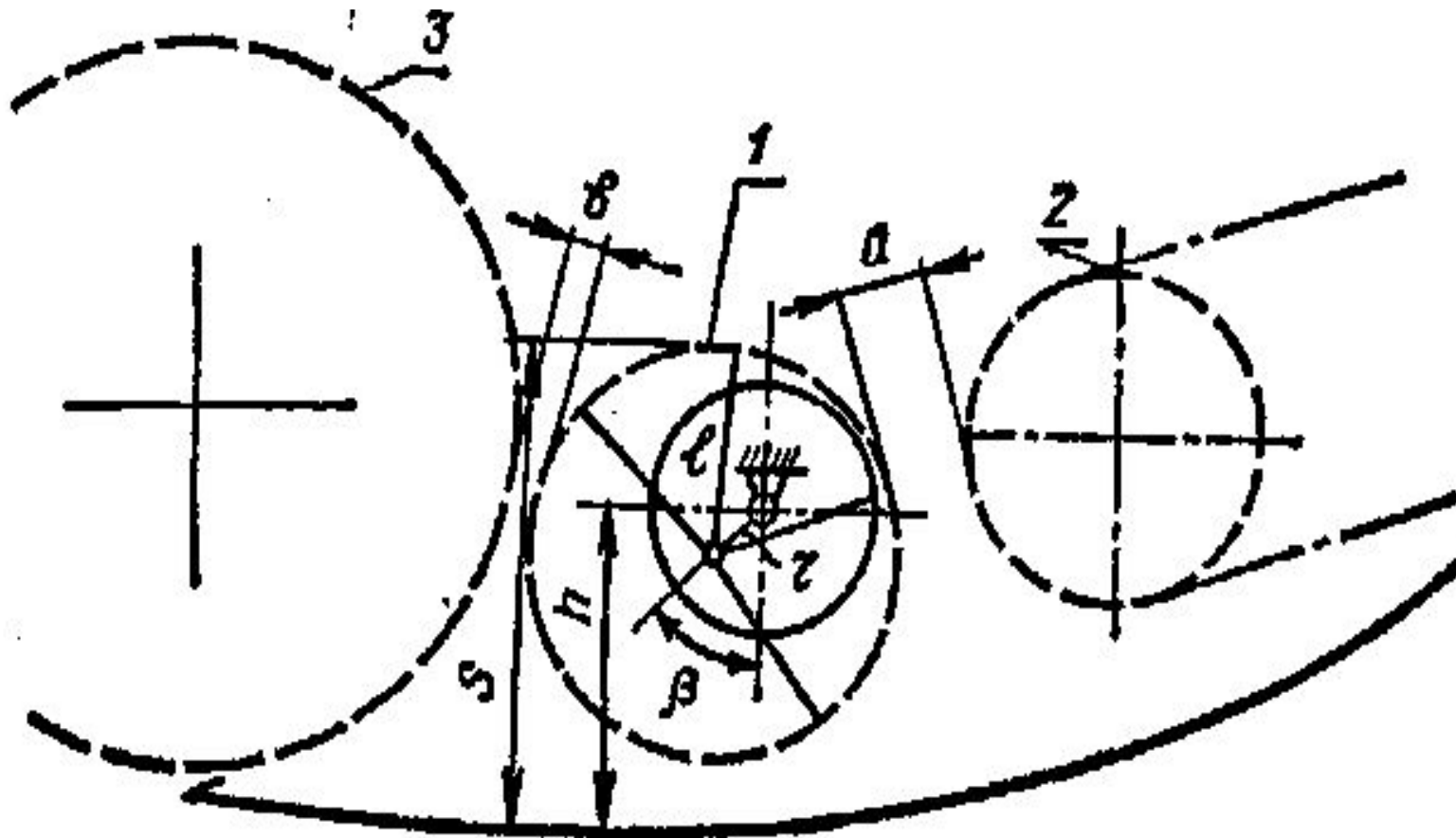
Для случая, когда  $h=0,15$  м,  $\alpha = 1,5 \dots 2,0$ , коэффициенты имеют следующие значения:  $\beta = 0,20 \dots 0,45$ ;  $\gamma = 0,10 \dots 0,20$ ;  $\delta = 0,70 \dots 0,45$ . При изменении густоты стеблестоя значения коэффициентов меняются.

С возрастанием скорости жатки воздействие мотвила на стебли необходимо уменьшать. По рекомендации ВИСХОМа, при увеличении скорости движения жатки от 0,65 до 2,0 м/с следует уменьшить  $\alpha$  от 1,2 до 1,1.

Кинематический режим работы мотобила выбирают с учетом конкретных условий, обеспечивая минимум потерь колосьев за жаткой и зерна при действии планок на стебли.

## 8. РАСЧЁТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ШНЕКА ЖАТКИ

Скошенная ножом масса зерновой культуры, мотовилом направляется на шнек жатки. Шнек витками перемещает массу с боков к центру (рис. 1 и 2), где она захватывается пальцевым механизмом и направляется на битек проставки или на плавающий транспортер наклонной камеры.



1 – шнек; 2 – транспортер плавающий; 3 – мотовило

Рисунок 1.- Схема рабочих органов жатки

В зависимости от условий уборки зазор между спиральями шнека и днищем жатки регулируется. Оптимальные зазоры между спиральями шнека и днищем 10—15 мм; между пальцами и днищем 15—20 мм.

Расположение шнека зерноуборочного комбайна. При пальчиковом механизме, обеспечивающем подачу хлебной массы на наклонный транспортер, расположить шнек надо в соответствии с регулировками.

Представим на рисунке 1 траектории движения конца пальца механизма 1, конца планки наклонного транспортера 2 и мотовила 3.

Высота  $S$  зоны воздействия пальцев на хлебную массу над днищем корпуса будет определена из выражения

$$S = h + l - r \cos \beta \quad (8.1)$$

где  $h$ - высота положения вала шнека относительно днища жатки;

$l$  - длина пальца ;

$r$  – радиус эксцентриситета;

$\beta$  - угол поворота радиус эксцентриситета

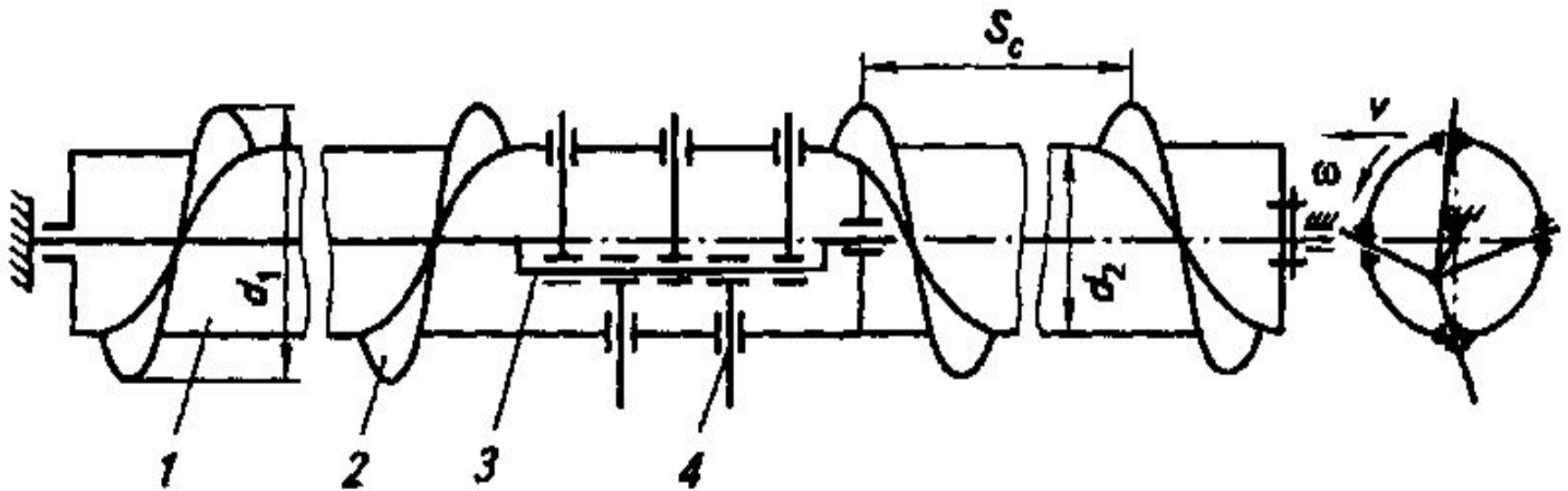


Из рисунка(1) и приведенной зависимости заключаем, что с увеличением угла уменьшается расстояние  $b$  и, следовательно, улучшается  $\beta$  равномерность подачи хлебной массы от мотовила к шнеку. Однако одновременно с этим увеличивается расстояние  $a$ , что приводит к ухудшению захвата стеблей планками наклонного транспортера. Поэтому высоту  $h$  положения шнека и угол подбирают таким образом,

чтобы зазор между концом пальца и днищем корпуса жатки составлял 10—15 мм. При уборке высокоурожайных и длинностебельных культур целесообразно увеличивать  $h$  и  $\beta$ .

При работе окружная скорость  $\beta$  витков обычно составляет 4,8...5,8 м/с, а осевая — 1,1...1,7 м/с. Так как шнек жатки зерноуборочного комбайна в технологическом процессе взаимодействует с наклонным транспортером, то скорости их движения должны быть согласованы. Окружную скорость планок плавающего транспортера

устанавливают равной 3,1—3,5 м/с, т. е. на 25—35% выше максимальной окружной скорости конца пальца шнека. Это обеспечивает растаскивание планками стеблей и более равномерную подачу их в приемную камеру.



1—корпус; 2— спиральные ленты; 3 — коленчатая ось; 4 — пальцы  $d_1$  и  $d_2$  — диаметры соответственно спиральной ленты и цилиндрического корпуса;  $S_c$  — шаг спиральной ленты

Рисунок 2. - Схема шнека зерновой жатки

При уборке высокостебельных культур зазор увеличивают до 30 мм.

Скорость движения массы шнеком поперек жатки определяют по формуле

$$V = \frac{S \cdot n}{60} \quad (8.2)$$

где  $V$  – скорость движения материала, м/с ;

$S$  – шаг витков шнека, м;

$n$  – частота вращения шнека  $\text{мин}^{-1}$  .

Осевая скорость витков 1,1...1,7 м/с.

Шнек должен равномерно по ширине и времени подавать заданное количество соломистой части растений, не наматывать их на корпус и не перебрасывать их через шнек.

Подачу соломистой массы всей длиной шнека выражают следующей формулой

$$Q_{ш.с.} = \left[ \frac{\pi (d_1 + \Delta)^2}{4} - \frac{\pi d_2^2}{4} \right] \cdot S_c n \rho \psi \quad (8.3)$$

где  $d_1$  и  $d_2$  — диаметры соответственно спиральной ленты и цилиндрического корпуса, мм;

$\Delta$  — зазор между лентой витка и кожухом, мм;

$S_c$  — шаг спиральной ленты, мм;

$n$  — частота вращения вала шнека;

$\rho$  - плотность массы подаваемой спиральями,  $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$  ;

$\psi$  коэффициент, учитывающий за полнение рабочего пространства массой,  $\psi = 0,3 \dots 0,4$ .

Указанные параметры современных жаток зерноуборочных комбайнов



# РАСЧЕТ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ШНЕКА

варьируют в следующих пределах:  $d_1$  —  
460...620 мм;  $d_2 = 300...420$  мм;  $d_3 = 10...15$  мм;  
 $d_4 = 500...680$  мм;  $n = 150...195$   $\frac{1}{\text{мин}}$ .

Так как растительная масса подается  
правой и левой спиралями, то подача на  
каждую из них

составит 
$$q_c = \frac{q_{ш.с}}{2} \cdot \left( \frac{1 - b_K}{B} \right) \quad (8.4)$$

где  $b_K$ ,  $B$  — ширина соответственно  
наклонной камеры и захвата жатки.

Диаметр трубы шнека определяют с таким условием, чтобы на нее не наматывались стебли

$$d_2 > \frac{L + \Delta}{\pi} \quad (8.5)$$

где  $L$  — средняя длина стебля;  $L = 0,8$  м ;

$\Delta$  — зазор между лентой витка и кожухом ;

$= 0,13$  м

Мощность необходимая на привод горизонтальных и наклонных до 20 градусов шнеков рассчитывается из выражения (5)

$$N = \frac{q_{ш.с} (L \cdot \omega_0 + H)}{367} \quad (8.6)$$

где  $q_{ш.с}$  — производительность шнека, кг/ч;

$L$  — горизонтальная проекция пути перемещения материала, м;

$H$  — высота подъема материала, м;

$\omega_0$  — коэффициент, учитывающий сопротивление передвижению массы,

$$\omega_0 = 1,2 \dots 1,5$$

## 9. УСТОЙЧИВОСТЬ ХОДА ПРИЦЕПНОЙ ЖАТКИ

устойчивость хода жаток. Жатки бывают прицепные и навесные.

*Прицепные жатки* представляют собой асимметричную систему, которая имеет пониженную устойчивость хода в горизонтальной плоскости. При расчете устойчивости следует учитывать силы, действующие на жатку: сопротивление со стороны хлебной массы (рис. 1); реакции и прицепа на шарнир  $R_1$   $R_2$  со стороны трактора; сопротивления  $P_1$  и  $P_2$  перекаты-

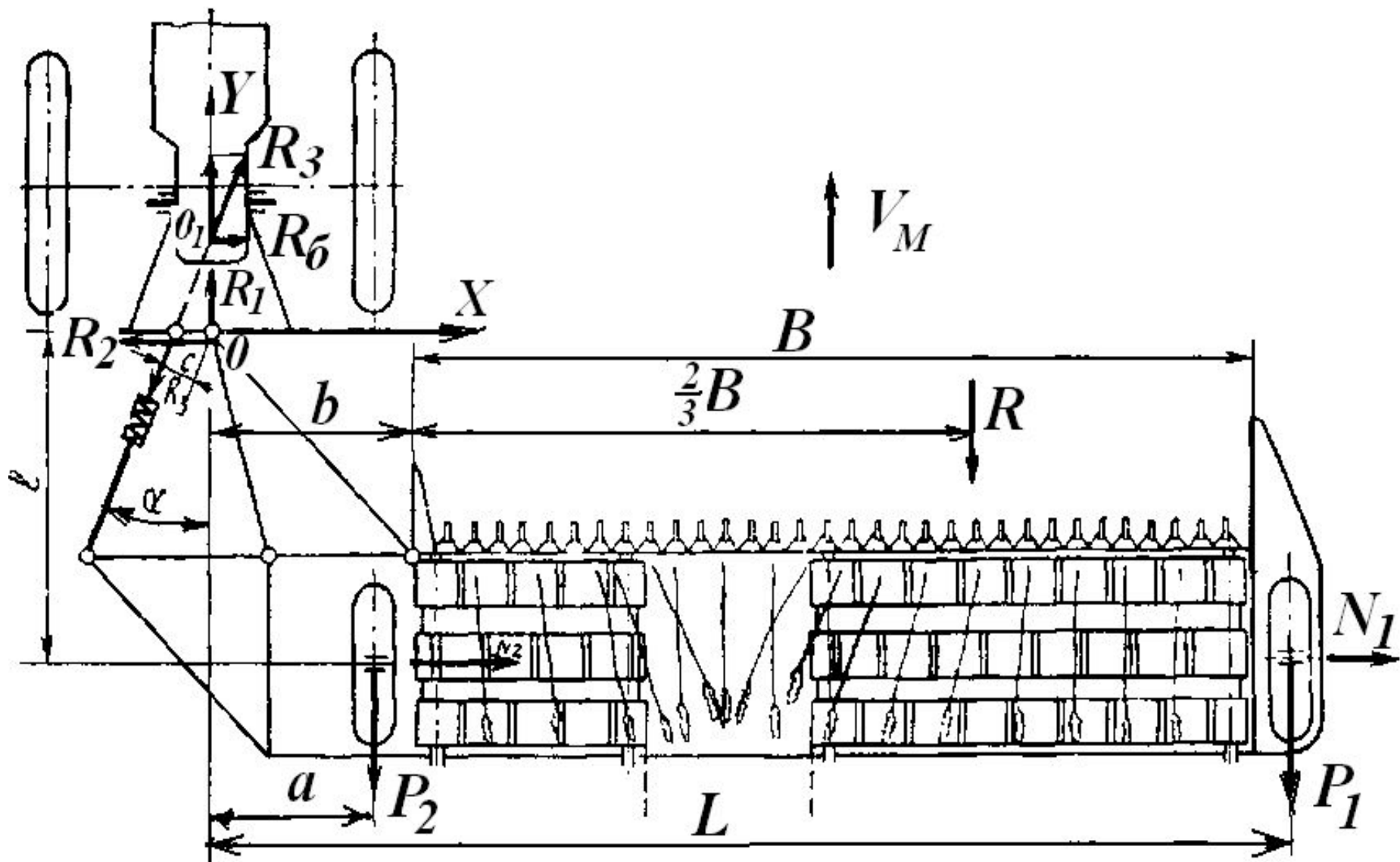


Рисунок 1.- Схема к расчету устойчивости хода жатки прицепной

перекачиванию колес; реакции  $N_1$  и  $N_2$  почвы боковому сдвигу на колеса; силы веса  $Q_1$  и  $Q_2$ , приходящиеся на колеса.

Для расчета принимаем наиболее опасный случай, когда  $R$  приложена на расстоянии  $\frac{2}{3}B$ .

Чтобы ход жатки был устойчивым и отсутствовало смещение жатки влево, необходимо сумму моментов всех сил относительно прицепа жатки (точка  $O$ ) приравнять к нулю, т. е.

$$\sum M_0 = R(2B/3 + b) + P_1L + P_2a = 0 \quad (1)$$

Определяем размер ,  
характеризующая габарит жатки

$$l = \frac{R(2R/3 + b) + P_1L + P_2a}{N_1 + N_2} \quad (2)$$

Но реакции  $N_1 + N_2 = f(Q_1 + Q_2)$ , (3)

где  $f$  - коэффициент трения колеса о  
почву ( $f = 0,3 \dots 0,6$ ).

Таким образом, для уменьшения  
нужно повысить массу жатки, что  
нерационально.

Чтобы не увеличивать размер ,  
следует поставить пружинный  
компенсатор, на который со стороны  
прицепа трактора будет действовать  
сила  $R_3$  , равная по значению силе  
сжатия пружины. Тогда уравнение  
моментов всех сил относительно точки  
**O** можно записать в виде



$$\sum M_0 = R(2B/3 + b) + P_1L + P_2a - (N_1 + N_2)l - R_3c = 0 \quad (4)$$

Задаваясь размером  $l$ , рассчитываем натяжение пружины компенсатора  $R_3$

$$R_3 = [R(2B/3 + b) + P_1L + P_2a - (N_1 + N_2)l] / c \quad (5)$$

Но полное уравнивание пружинами  
можно получить в том случае, если  
реакции почвы на колеса будут равны  
нулю,  $N_1 = 0$  и  $N_2 = 0$ .

Тогда

$$R'_3 = [R(2B/3 + b) + P_1L + P_2a] / c \quad (6)$$

$$\text{и } R'_3 > R_3$$

Реакции  $R_1$  и  $R_2$  найдем, написав условие равновесия статики для данной системы

$$\sum R_x = -R_2 - R_2 \sin \alpha + N_1 + N_2 = 0; (7)$$

Из выражения(7) определяем  $R_2$

$$R_2 = N_1 + N_2 - R_3 \sin \alpha \quad (8)$$

Проектируем силы на ось  $y$   
получим

$$\sum R_y = R_1 - R_3 \cos \alpha - P_1 - P_2 - R = 0 \quad (9)$$

Отсюда

$$R_1 = P_1 + P_2 + R + R_3 \cos \alpha \quad (10)$$

При полном уравнивании пружинами, когда  $(N_1 + N_2) = 0$  получим

$$R_1 = P_1 + P_2 + R + R_3 \cos \alpha; \quad (11)$$

$$R_2 = -R_3 \sin \alpha = [R_6] \quad (12)$$

Поворачивающий момент будет отсутствовать, если линию действия  $R_3$  силы  $R_3$  направить через след центра тяжести трактора.

Чтобы устранить действие на трактор боковой силы  $R_6$ , необходимо присоединять жатку к трактору через переходное звено. На звено действуют силы со стороны жатки (рис. 2.).

Тогда 
$$\sum M_0 = R_2 k - R_3 c = 0 \quad (13)$$

Отсюда 
$$c / k = R_2 / R_3 \quad (14)$$

При таком расположении плеч  $c$  и  $k$  переходного звена и расположении точки  $O$  на продольной оси трактор не испытывает поворачивающего момента.

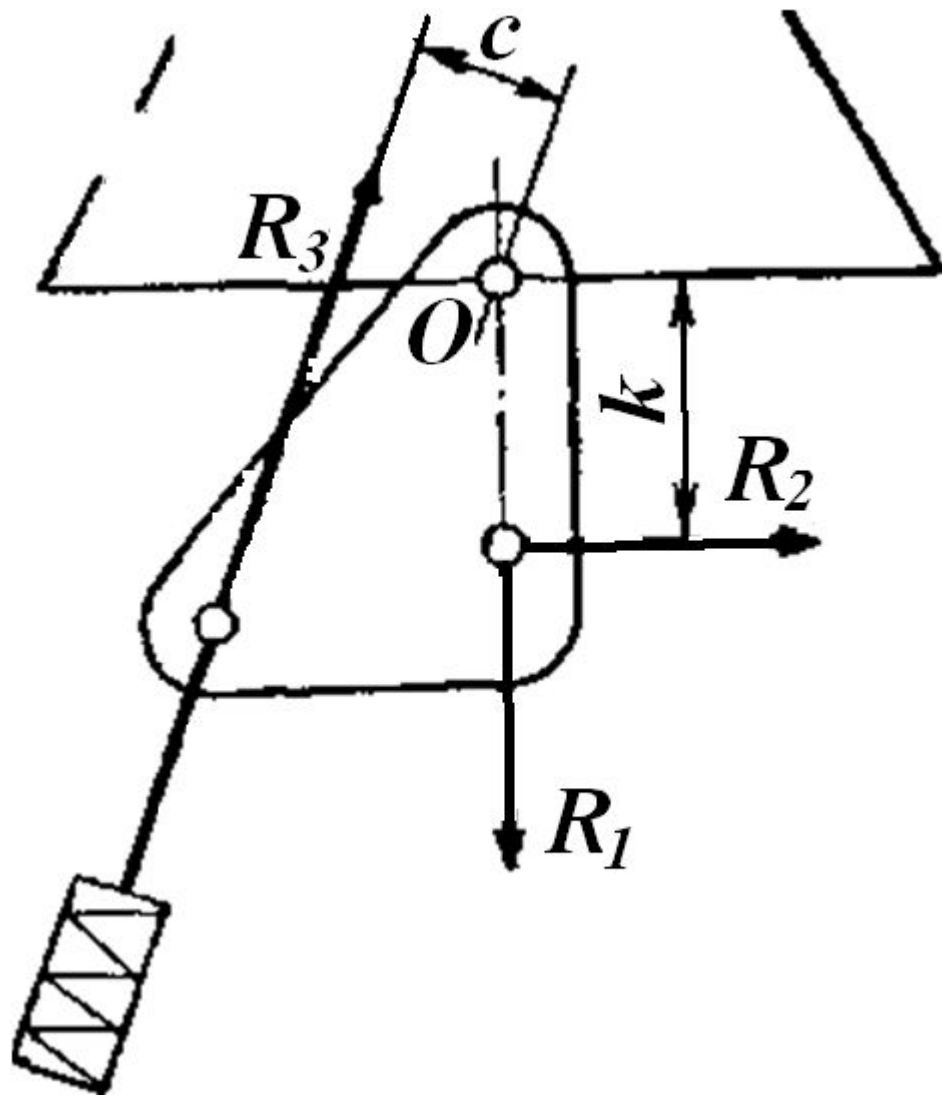


Рисунок 2.- Схема сил, действующих на звено со стороны жатки

## 10. УСЛОВИЕ РАВНОВЕСИЕ

*Навесные валковые жатки и*

### НАВЕСНОЙ ЖАТКИ

жатвенная часть 1 (рис. 1)

зерноуборочного комбайна

присоединяются к молотилке 6 с

помощью навески или наклонной камеры

7, которые вверху шарнирно

соединяются с молотилкой, а внизу

через подвески 10 и центральный

шаровой шарнир 4 — с платформами

жатоков.



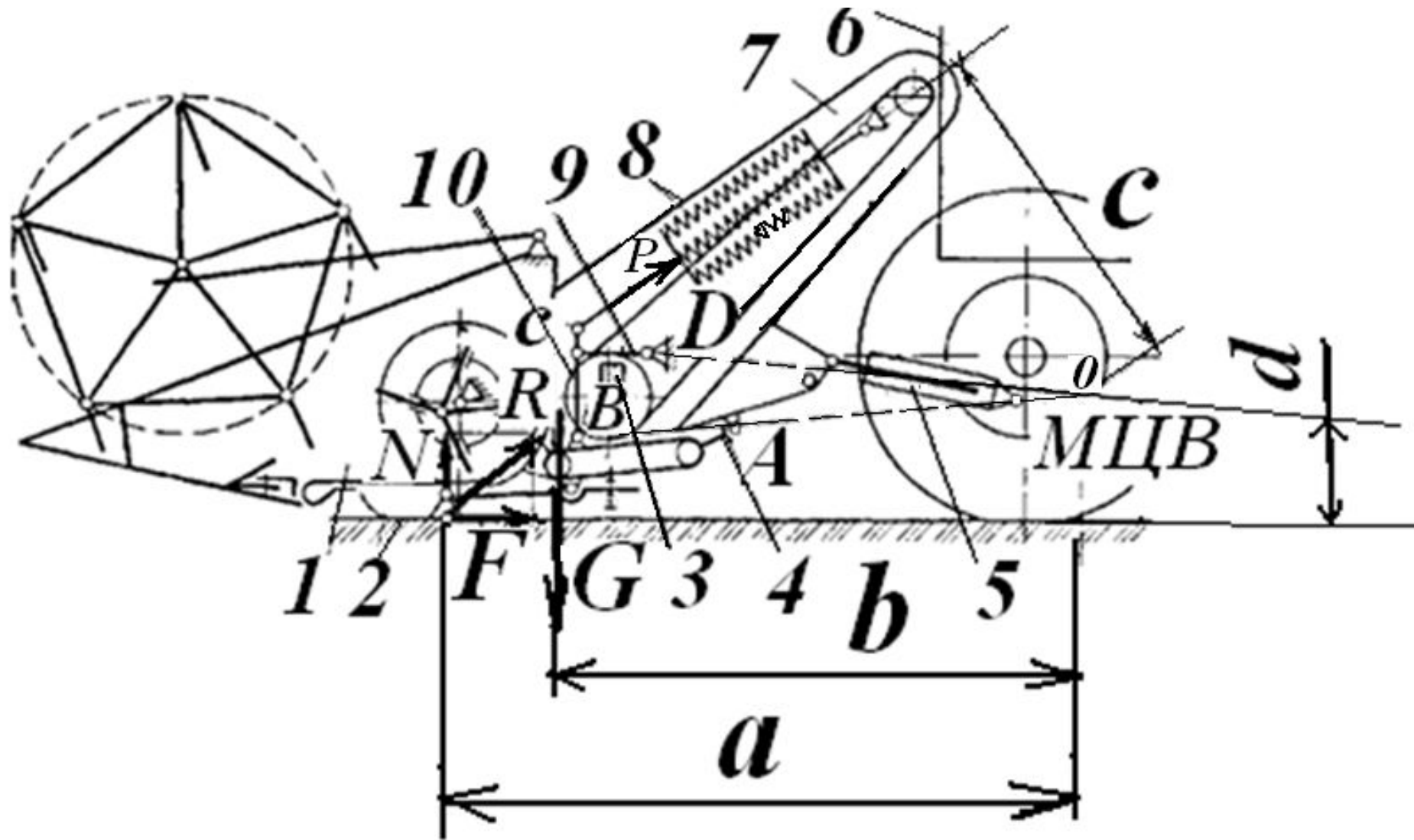


Рисунок 1.- Схема присоединения жатвенной части к молотилки комбайна

На боковинах подвески и наклонной камеры установлены справа и слева два блока пружин **8**. Они уравнивают значительную часть массы жатки. Усилие, действующее на копирующие башмаки **2**, составляет не более **400 Н**. Такой способ крепления жаток позволяет копировать рельеф поля в продольном и поперечном направлениях. Жатка поднимается с помощью гидроцилиндров **5**. При подаче масла в гидроцилиндр шток начинает выдвигаться и наклонная камера поворачивается вокруг вала, подшипники которого закреплены на молотилке.

Когда опорный кронштейн **3** коснется рычага **9**, платформа жатки начнет подниматься вместе с наклонной камерой как одно целое. Жатка опускается под действием собственной силы тяжести.

Силу натяжения пружин находят из условия равновесия четырехзвенного механизма ***ABCD***.

Если продолжить линии звеньев ***AB*** и ***CD*** до пересечения, то получим точку ***O*** — мгновенный центр вращения (***МЦВ***), от носительно которого напишем сумму моментов всех сил, действующих на систему

(1)

$$\sum M_0 = -Na + Gb - Pc + Fd = 0,$$

где ***N*** — реакция почвы на башмаки; ***G*** — сила тяжести копирующей жатки; ***P*** — сила натяжения пружин;  **$F=fN$**  — сила трения башмаков о почву.

Тогда сила натяжения блока пружин  $P$

$$P = \frac{Gb - N(a - fd)}{\quad} \quad (2)$$

На неровном рельефе плечи приложения сил меняются и оптимальное равновесие жатки нарушается. Тогда во избежание поломок жатку жестко соединяют с навеской или наклонной камерой (башмаки не опираются о почву, и высоту среза регулируют гидроцилиндрами).

11. Баланс мощности валковой жатки  $N_6$  складывается из следующих

$$N_6 = N_H + N_M + N_T + N_{\text{ж}}, \quad (1)$$

где  $N_H$  - мощность, потребляемая на привод ножа, кВт;

$N_M$  - мощность, потребляемая на привод мотовила, кВт;

$N_T$  - мощность, расходуемая на привод транспортёра, кВт;

$N_{\text{ж}}$  - мощность, расходуемая на передвижение жатки, кВт.

# Жатки валковые прицепные ЖВПУ-6 и ЖВПУ-8



Максимальную мощность  $N_H$  на привод ножа определяют по

выражению

$$N_H = 10^{-3} P_H V_{Pmax} B_{Ж}, \quad (2)$$

где  $P_H$  - усилие на перемещение ножа, отнесённое к 1 м ширины захвата жатки, Н/м ( $P_H = 200 \dots 400$  Н/м, меньшее значение соответствует подачам на один ход ножа, равным 0,06 м, а большие - 0,12 м);

$V_{pmax}$  - максимальная скорость резания, м/с.



Мощность, потребляемая на привод мотвила рассчитывается по

$$N_M = 10^{\text{формуле}} P_M R n V_{\text{ж}} \quad (3)$$

где  $P_M$  - сопротивление мотвила на 1м ширины захвата, измеренное на концах лучей;  $P_M = 30 \dots 60 \text{ Н/м}$ , причём большие значения соответствуют сопротивлению мотвила при уборке полёглых зерновых культур и бобовых);

$R$  - радиус мотвила, м;

$n$  – частота вращения мотвила,  $\text{мин}^{-1}$ .

# Мощность, расходуемая на привод транспортёров

$$N_T = N_1 B_{\text{Ж}}, \quad (4)$$

где  $N_1$  - мощность, расходуемая на  
привод 1 м транспортёра ( $N_1$   
=0,23...0,47 кВт/м).

Мощность, расходуемая на передвижение жатки с энергосредством рассчитывается из

$$N_{ж} = \frac{\text{соотношения} (m_{\text{э}} + m_{\text{жс}}) g f V_m}{1000 \eta_{\text{тр}} (1 - \delta)} \quad (5)$$

где  $m_{\text{э}}$  – масса энергетического средства, кг;

$m_{\text{ж}}$  – масса жатки, кг;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$f$  – коэффициент сопротивления перекатыванию агрегата;

$V_M$  - скорость движения жатки, м/с;  
 $\eta_{тр}$  - коэффициент полезного действия трансмиссии энергетического средства;  
 $\delta$  - коэффициент, учитывающий буксование ходовых колёс энергетического средства. Потребная мощность на передвижение агрегата (энергетическое средство + валковая жатка) со скоростью 1...2 м/с находится в пределах 1,2....2,5 кВт на 1000 кг массы агрегата ( $m_э + m_ж$ ).