

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Сельскохозяйственные машины»

В. Б. Попов, В. В. Миренков

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАШИН ДЛЯ УБОРКИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ КУЛЬТУР

**ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ
по одноименному курсу
для студентов специальности 1-36 12 01
«Проектирование и производство
сельскохозяйственной техники»
дневной и заочной форм обучения**

Электронный аналог печатного издания

Гомель 2013

УДК 631.3(075.8)
ББК 40.72я73
П58

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом
механико-технологического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 10 от 27.11.2012 г.)*

Рецензент: канд. физ.-мат. наук, доц. каф. «Техническая механика» ГГТУ им. П. О. Сухого
Д. Г. Кроль

Попов, В. Б.

П58 Проектирование машин для уборки сельскохозяйственных культур : лаборатор. практикум по одноим. курсу для студентов специальности 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники» днев. и заоч. форм обучения / В. Б. Попов, В. В. Миренков. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2013. – 75 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://library.gstu.by/StartЕК/>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-985-535-157-4.

Рассмотрены вопросы конструирования уборочных сельскохозяйственных машин, ориентированные на использование ПЭВМ и программных комплексов MathCAD, КОМПАС, AutoCAD.

Для студентов специальности 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники» дневной и заочной форм обучения.

УДК 631.3(075.8)
ББК 40.72я73

ISBN 978-985-535-157-4

© Попов В. Б., Миренков В. В., 2013
© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2013

Лабораторная работа № 1

ОСНОВЫ РАСЧЕТОВ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РОТАЦИОННОГО РЕЖУЩЕГО АППАРАТА

Цель работы: изучить конструкцию ротационной косилки КПП-9; определить диаметр ротора, частоту вращения, количество ножей на роторе, подачу на один оборот ротора и потребляемую ротационной косилкой мощность.

Теоретическая часть

Косилки, у которых нож вращается в горизонтальной плоскости, срезают стебли растений и одновременно укладывают их в валок. Эти операции осуществляются попарно вращающимися навстречу один другому роторами, внизу которых располагаются диски с ножами. Эти так называемые ротационные режущие аппараты позволяют достигать практически любых скоростей бесподпорного резания растений.

Параметрами ротационного режущего аппарата являются скорость резания, траектория движения ножа и количество ножей на диске.

Основной задачей при расчете ротационных косилок является определение критической (минимально-допустимой) скорости, необходимой для перерезания растений:

$$V_p > V_{кр},$$

где $V_{кр}$ – расчетная скорость ножа, м/с.

$$V_p = \omega R, \quad (1)$$

где ω – частота вращения ротора, 1/с; R – радиус ножа по наружной кромке, м.

Расчетная скорость вращения ножа должна быть выше критической скорости резания растений.

Критическая скорость резания, м/с, растений зависит от физико-механических свойств растений, состояния режущего элемента (ножа) (рис. 1) и определяется:

$$V_{кр} = \frac{R}{\frac{3IE\Delta t}{H^3} + \frac{m}{\Delta t}}, \quad (2)$$

где H – Высота среза растений, м; R – максимальное усилие резания, Н (20 Н); IE – жесткость стебля, Нм; Δt – время удара ножа по стеблю, с; m – приведенная масса стебля, кг; m_0 – масса единицы длины стебля, кг/м ($1,5 \cdot 10^{-3}$); H_{max} – высота растений, м.

$$m = \frac{1}{3} m_0 H_{\max} \quad (3)$$

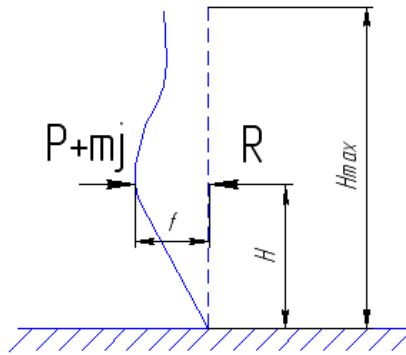


Рис. 1. Схема резания растений

Порядок выполнения работы

1. Для построения графика зависимости скорости резания растений $V_{кр}$ от высоты среза «Н» в ротационном режущем аппарате используется формула (2).

Расчет вести для высоты среза 50; 100; 100; 150; 200 мм. Остальные величины формулы (2) принять фиксированными. Высоту растений H принять из табл. П.1.1.

2. Определить основные параметры ротационного режущего аппарата. Исходные данные для расчета представлены в табл. П.1.1.

1. Расчетный диаметр «Д», м:

$$D = \frac{B}{K}.$$

2. Угол между соседними лезвиями, рад:

$$\beta = \frac{2\pi}{m}.$$

3. Угловая скорость ротора ω_{\min} , $\frac{1}{c}$:

$$\omega_{\min} = \frac{V_{\min}}{R}.$$

4. Частота вращения ротора n , об/мин:

$$n = \frac{30}{\pi} \omega_{\min};$$

5. Отношение окружной скорости ротора к скорости машины:

$$\lambda = \frac{\omega R}{V_m}.$$

6. Подача за один оборот ротора L , м:

$$L = \frac{\pi D}{\lambda}.$$

7. Рабочая высота лезвия ножа h :

$$h = \frac{V_m \pi}{\omega}.$$

8. Конструктивный радиус ротора R_k , мм:

$$R_k = R + \Delta.$$

9. Площадь, скашиваемая за один оборот ротационного режущего аппарата, м:

$$F = \frac{V_m \pi D}{\omega}.$$

10. Крутящий момент при резании растений на одном роторе $M_{кр}$, Нм:

$$M_{кр} = P_{уд} F.$$

11. Суммарный момент, приведенный к ВОМ $M_{сум}$, Нм:

$$M_{сум} = KM_{пр} \frac{n}{n_{ВОМ}}.$$

12. Мощность, потребляемая ротором N , кВт:

$$N = M_{сум} \omega 10^{-3}.$$

3. Построить траекторию наружной и внутренней точки лезвий ножей (рис. 2).

Построение траектории движения ножей осуществляется в следующей последовательности:

- провести две концентрические окружности $m-m$ и $n-n$ с диаметром;
- разделить окружности $m-m$ и $n-n$ на произвольное число (12) равных частей и на столько же равных частей разделить путь « L » машины за один оборот ротационного режущего аппарата;

– обозначить подученные деления по направлению вращения диска – 1, 2, 3... и провести горизонтальные линии параллельные осевой линии движения машины в направлении движения машины от найденных точек окружности $m-m$ от точки 1 – одно деление пути от точки 2 – два таких же деления от точки 3 – три деления и т. д.;

– соединяя полученные точки «плавной кривой» получим траекторию наружной точки лезвия «А».

Подобным образом построим траектории внутренней точки лезвия «В»:

– построить для двух смежных ножей траекторию движения внутренней и внешней точек;

– отметить площадки повторного среза.

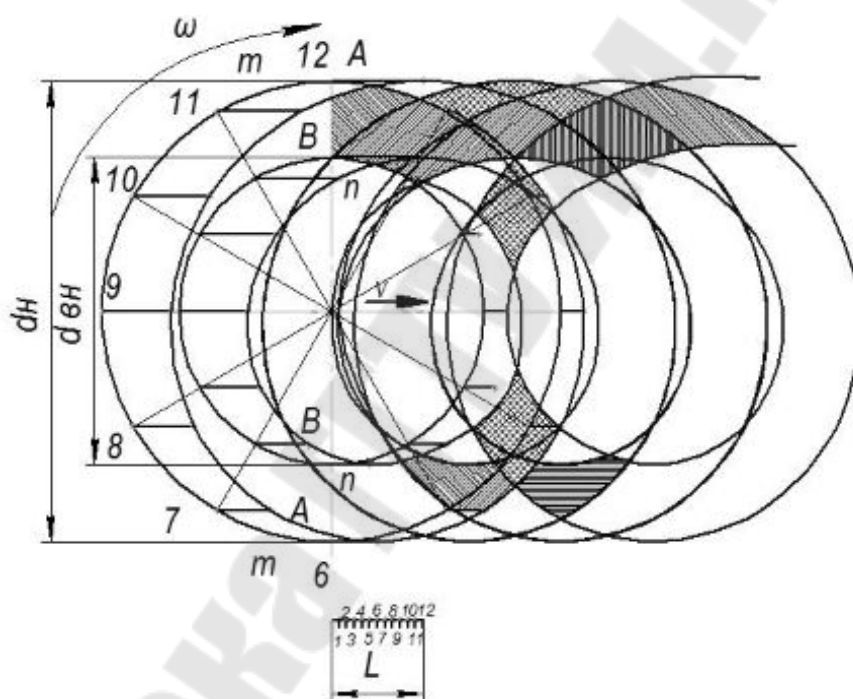


Рис. 2. Траектории точек лезвия ротационного режущего аппарата

Оформление отчета

Отчет должен содержать:

- 1) краткую характеристику ротационного режущего аппарата;
- 2) расчетные параметры ротационного режущего аппарата;
- 3) траекторию движения ножей;
- 4) график зависимости скорости резания от высоты среза ротационным режущим аппаратом;
- 5) выводы.

Лабораторная работа № 2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ И КОНСТРУКТИВНЫХ РАЗМЕРОВ ИЗМЕЛЬЧАЮЩЕГО БАРАБАНА КОРМОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

Цель работы: при расчете основных параметров измельчающего барабана необходимо определить:

- расчетную длину резки на разных скоростях подачи растений питающим аппаратом (l_{\min} , l_{\max});
- максимальную толщину перерезаемого слоя растительной массы h_{\max} ;
- диаметр измельчающего барабана D_6 ;
- угол установки ножа φ ;
- высоту расположения оси барабана над противорежущим бруском a ;
- расстояние от оси барабана до кромки противорежущего бруса по горизонтали u ;
- мощность, потребляемая измельчающим барабаном N .

Краткие сведения об измельчающем аппарате барабанного типа кормоуборочного комбайна

Измельчение растительной массы является главной, наиболее энергоемкой операцией, выполняемой кормоуборочным комбайном. Более 40 % потребляемой мощности комбайном расходуется на измельчение растительной массы. В измельчающих аппаратах кормоуборочных комбайнов имеет место главным образом резание лезвием. Установлено снижение усилия и работы резания с увеличением скорости резания в определенных пределах, что обуславливает наличие оптимальных пределов скорости резания для различных условий. Проведенные исследования и анализ геометрических параметров лезвий режущей пары в плоскости, перпендикулярной к плоскости резания, позволили рекомендовать наиболее рациональные их значения.

Так, угол заточки ножа β с учетом снижения усилия резания необходимо выбирать не более 40° , а с учетом износостойкости и прочности лезвия – не менее 24° , остроту лезвия следует поддерживать путем доточки ножа в пределах 0,2–0,5 мм, а толщину ножа b выбирать наименьшей, однако с учетом его прочности (5–10 мм). При увеличении зазора повышается расход энергии и ухудшается качество резки.

Исходные данные для определения параметров измельчающего барабана кормоуборочного комбайна приведены в табл. П.1.1.

Порядок выполнения лабораторной работы

1. *Определить расчетную длину резки растительной массы.*

Расчетная длина резки $l_{\text{расч}}$ связана со скоростью подачи $V_{\text{п}}$, числом ножей Z и частотой n вращения барабана зависимостью:

$$l_{\text{расч}} = \frac{V_{\text{п}} \cdot 60000}{Zn}. \quad (1)$$

Расчетную длину резки определить при минимальной и максимальной подаче.

2. *Определить максимальную толщину слоя h_{max} растительного материала, перерезаемого барабаном.*

Толщину слоя материала, как и высоту горловины приемной камеры режущего аппарата определяют исходя из заданной пропускной способности барабана, расчетной минимальной длины резки, ширины горловины приемной камеры по формуле

$$h_{\text{max}} = \frac{G \cdot 60 \cdot 10^9}{B l_{\text{min}} Z n \gamma}, \quad (2)$$

где γ – объемная масса сжатой вальцами массы, равная 150–300 кг/м³.

3. *Определить диаметр барабана.*

Диаметр барабана определяется из соотношения

$$D_{\text{б}} = \frac{h_{\text{max}}}{0,25 \div 0,15}. \quad (3)$$

После определения диаметра барабана и установки на нем ножей под оптимальным углом скольжения τ его длина лимитируется углом закручивания ножа, который обусловлен технологией изготовления.

Угол закручивания ножа $\psi_{\text{закр}}$ не должен быть более 90°.

Длина барабана определяется по формуле

$$L_{\text{б}} = \frac{D_{\text{б}}}{2 \text{tg} \tau} = B, \quad (4)$$

где B – ширина горловины приемной камеры, м.

Угол установки ножа определяет величину переднего угла φ ножа, т. е. угла между передней плоскостью ножа и перпендикуляром, опущенным на направление движения лезвия по формуле (рис. 1):

$$\varphi = 90 - \beta - \gamma. \quad (5)$$

Значения переднего угла для энергетики резания исключительно велико. С уменьшением переднего угла φ работа резания значительно возрастает. Во всех случаях следует стремиться по возможности увеличивать его величину или во всяком случае выдерживать его в пределах не менее $70-65^\circ$; а для возможности использования ножа как транспортирующего элемента измельченной растительной массы, устанавливать швыряющие лопатки.

5. *Определить расположение оси барабана относительно противорежущего бруса.*

Для обеспечения наиболее выгодного условия резания растительной массы необходимо, чтобы результирующая скорость лезвия ножа барабана ϑ_p в начале процесса резания была направлена перпендикулярно направлению движения слоя растений.

Схему для обоснования высоты расположения оси барабана над противорежущим брусом (рис. 1) построим следующим образом.

В выбранном масштабе радиусом $\frac{D_b}{2}$ проводим окружность.

Расположение противорежущего бруса относительно центра барабана определим из соотношения:

$$a = h_{\max} + \frac{D_b}{2} \frac{\vartheta_n \max}{\vartheta_n}, \text{ м/с}; \quad (6)$$

$$\vartheta_n = \frac{2\pi Rn}{60}, \text{ м/с}. \quad (7)$$

От места расположения противорежущего бруса отложим толщину перерезаемого ножом слоя растительной массы (h_{\max}).

В точке «А» начала резания (рис. 1) установим нож углом наклона передней грани φ , определенным по формуле (5).

В точке «А» начала резания в выбранном масштабе построим параллелограмм скоростей и убедимся в том, что результирующая скорость лезвия ножа ϑ_p направлена перпендикулярно направлению подачи растительной массы. (Можно принять допущение, что не слой массы движется поступательно на барабан, а барабан движется на неподвижный слой с его скоростью.)

Мощность, потребляемая для измельчения растений, определяется по следующей формуле:

$$N_p = g \frac{FZn}{60 \cdot 102}, \text{ кВт}, \quad (11)$$

где g – удельное давление ножа, кг/м; F – площадь разреза, м².

$$F = h\Delta S; \quad \Delta S = \frac{h}{\sin \tau}, \text{ м},$$

где τ – угол скольжения ножа (принимается 10–20°); Z – количество ножей на барабане.

Мощность, потребляемая на транспортирование измельченной растительной массы, определяется по формуле

$$N_{\text{тр}} = \frac{G\vartheta_n^2}{2g \cdot 102}, \text{ кВт}, \quad (12)$$

где G – пропускная способность измельчителя, кг/с; ϑ_n – окружная скорость барабана, м/с.

Мощность, потребляемая на холостой привод измельчающего барабана, ориентировочно можно определить по формуле

$$N_{\text{хх}} = \frac{A\omega + B\omega^3}{102}, \text{ кВт}, \quad (13)$$

где первое слагаемое отражает потери на трение в подшипниках (коэффициент $A = 4 \cdot 10^{-2}$ кг · м); второе – на отбрасывание воздуха (коэффициент $B = 90 \cdot 10^{-5}$ кг · м · с²).

Приблизительно мощность холостого хода равна 10–12 кВт.

Оформление отчета

Отчет должен содержать:

- 1) краткие сведения об измельчающем аппарате барабанного типа кормоуборочного комбайна;
- 2) расчетные параметры и конструктивные размеры измельчающего барабана кормоуборочного комбайна;
- 3) схему расположения противорежущего бруса;
- 4) диаграмму усилия резания одного ножа барабана;
- 5) выводы

Лабораторная работа № 3 ИЗУЧЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ФОРМЫ НОЖЕЙ ИЗМЕЛЬЧАЮЩЕГО БАРАБАНА КОРМОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

Цель работы: поиск путей снижения энергоемкости транспортирования растительной массы измельчающим барабаном, а также исследование влияния на качество измельчения зерен кукурузы ускорителей выброса измельченной растительной массы с различным количеством лопаток и различной частотой вращения барабана ускорителя.

1. Состояние вопроса

1.1. Агротехнические требования на измельчение растительной массы

В животноводстве применяются различные технологии приготовления кормов. В каждом отдельном случае предъявляют свои требования к длине частиц, определяемые условиями наиболее полного использования питательных веществ и исключения потерь при переработке и хранении.

Длина частиц при приготовлении силоса должна обеспечиваться в пределах 2–3 см при влажности 65–70 %, 4–5 см при влажности 75–80 %, и увеличивается до 12 см при увеличении влажности до 85 %. Оптимальные условия достигаются при заготовке трав на силос при влажности массы 70–75 %. Растительная масса должна измельчаться при этом до отрезков длиной 3–4 см. Количество частиц заданного размера по массе должно быть не менее 70 %, причем размер остальных частиц не должен превышать заданный более чем в 1,5 раза.

При большей влажности требуется измельчать на частицы с большей длиной с целью исключения потерь сока растений и в то же время обеспечения плотности укладки.

Сенаж приготавливают из бобовых или злаковых трав, провяленных после скашивания до 45–55 %. При этом растительная масса должна измельчаться до частиц длиной 1,5–3 см. При этом 80 % частиц должно быть длиной не более 1 см.

При приготовлении брикетированных кормов наилучшие по прочности брикеты образуются при длине частиц от 5 до 50 мм.

При приготовлении витаминно-травяной муки длина частиц исходного сырья, обрабатываемого на агрегатах для сушки кормов типа АВМ, не должна превышать 30 мм и толщина 6 мм, причем частиц с заданными параметрами должно быть не менее 80 % от общей массы.

Грубые корма для крупного рогатого скота измельчают до частиц длиной 40–50 мм, для лошадей – 30–40 мм, для овец – 20–30 мм. Более мелкую резку 5–10 мм готовят, если в дальнейшем ее смешивают с сочными кормами.

Зеленые корма при скармливании их в составе кормовых смесей птице измельчают до частиц длиной 3–5 мм, свиньям – до 10–15 мм. При скармливании зеленых кормов крупному рогатому скоту в виде подкормки достаточно получить длину резки не более 150 мм.

При скармливании крупному рогатому скоту листостебельной массы кукурузы ее следует измельчать до размеров частиц, не превышающих 50 мм по длине (до 30 мм не менее 75 %), а стебли расщеплять. Это требование обусловлено условиями поедания массы.

При закладке сенажа в башнях равномерное уплотнение и нормальная выгрузка массы обеспечиваются при длине частиц 15–20 мм и влажности 50–60 %. При этом несколько меньше потери каротина.

Солому следует измельчать до частиц размером 30–50 мм с расщеплением стеблей.

Для перевозки зеленой массы, измельченной до 30 мм, требуется на 8–12 % меньше транспортных средств, чем массы, измельченной до частиц 50 мм и более, за счет лучшего использования вместимости тракторных прицепов и кузовов автосамосвалов.

При заготовке сена с досушиванием активным вентилированием длина резки (в случае измельчения) должна быть 10–20 см, так как сопротивление продуванию воздухом массы сена резко возрастает при увеличении плотности укладки.

При применении энергосберегающей технологии уборки и хранения влажного зерна кукурузы в восковой и полной спелости в измельченном виде в герметически закрытых силосных сооружениях содержание целых зерен в измельченной массе не должно превышать 2 %, иначе перед скармливанием потребуются повторное ее измельчение. То есть длина частиц связана с удельными затратами энергии на измельчение и транспортирование, а также с величиной потерь.

1.2. Физико-механические свойства растений для заготовки кормов

Важнейшими физико-механическими свойствами стебельных кормов при оценке измельчения резанием являются размеры стеблей, удельное сопротивление резанию (удельная линейная сила ножа, или удельное давление), удельная работа резанию, плотность измельченной зеленой массы, угол естественного откоса неуплотненной массы, разрушающие напряжения среза.

Средние значения, при резании рубкой, удельного сопротивления резанию для стебельных кормов колеблются в пределах 5,7–12 кН/м. Если сопротивление сена принять за 100 %, то сопротивление травы составит 80–90 %, а соломы 55–60 %. Прочность стеблей клевера почти в 2 раза ниже, чем у других растений. Зависимость удельного давления от коэффициента скольжения характеризуется кривой, представленной на рис. 1.

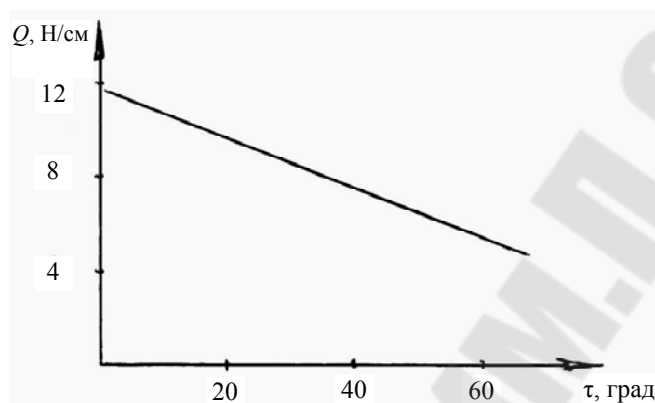


Рис. 1. Зависимость удельного давления от угла скольжения

При увеличении влажности от 6 до 15 % удельное давление увеличивается от 6 до 11 Н/см и уменьшается до 8 Н/см при дальнейшем увеличении влажности до 35 %.

Численные значения статистических разрушающих напряжений среза составляют 0,33–0,85 МПа.

Средние значения удельной работы резания составляют для: сена – 5,7 кДж/м², соломы – 3,8 кДж/м² и травы – 4,8 кДж/м².

Характеристики прочности стебельных кормов и удельной работы резания подчиняются нормальному закону распределения и зависят от толщины стеблей (см. таблицу).

Физико-механические свойства стеблей и измельченной массы силосуемых культур (по данным Н. Е. Резника)

Корм	Диаметр стеблей на высоте среза, мм		Высота стеблей, м		Удельная работа резания, кДж/м ²		Плотность измельченной зеленой массы, кг/м ³		Угол естественного откоса уплотненной массы, град
	мин.	макс.	мин.	макс.	мин.	макс.	Неуплотненной	Уплотненной	
Толстостебельные	15	50	1,0	5,0	5,9	23,6	350	475	55
Тонкостебельные	5	15	0,5	3,0	5,9	23,6	300	350	55
Травы	2	5	0,3	0,8	3,9	21,6	300	400	50

1.3. Анализ конструкций питающе-измельчающих аппаратов кормоуборочных комбайнов

Режущие аппараты, работающие по принципу резания лезвием, классифицируются:

– по характеру (виду) рабочего движения ножей режущих аппаратов: с вращательным, возвратно-поступательным, колебательным и поступательным движением ножей;

– по виду резания: нормального, наклонного и скользящего резания;

– по виду поверхности следа лезвия: плоскость или цилиндрическая поверхность;

– в зависимости от направления реакции противорежущего подпора относительно режущей кромки: с нормальным и наклонным подпором;

– в зависимости от вида подпора: лезвием; пластиной; двухопорный, жесткостью материала на изгиб; поверхностью; материалом; аэрогидродинамический; трением материала о поверхность, на которой он лежит; сопротивлением материала растяжению и гравитационный подпор;

– по характеру питания аппарата материалом: с непрерывным и с периодическим или порционным питанием;

– по способу отвода измельченного материала от режущего аппарата: механическим, пневматическим швырковым способами (т. е. энергией самих режущих ножей).

Наибольшее распространение в качестве измельчающих аппаратов кормоуборочных комбайнов получили рабочие органы, совершающие вращательное движение. Причем лезвия ножей таких аппаратов оставляют в пространстве след, который представляет собой плоскость или цилиндрическую поверхность, т. е. плоского или цилиндрического (барабанного) типа.

Согласно исследованиям наклонное резание ($0 < \varepsilon < 2$) в энергетическом отношении более выгодно, чем нормальное, что соответствует общим закономерностям (рис. 1). Скользящее резание при значении

коэффициента скольжения $\varepsilon = \frac{V_{\tau}}{V_H} > 2$ может быть в энергетическом отношении менее выгодным, чем наклонная.

Результаты экспериментальных исследований ряда авторов показывают, что наименьшую величину удельная работа для различных материалов имеет в пределах значения угла скольжения $\tau = 25\text{--}50^\circ$, после чего происходит постепенно ускоряющееся увеличение удельной работы.

Такое нарушение закономерности работы резания от увеличения угла скольжения присуще резанию толстого слоя.

При резании толстого слоя усилие затрачивается не только на разрушение материала его вершиной, но и на преодоление трения между фасками лезвия и материалом. При этом сила возникающего трения между фасками и материалом пропорциональна площади контакта этих фасок с материалом. С увеличением угла скольжения τ площадь контакта F увеличивается обратно пропорционально $\cos \tau$:

$$F = \frac{F_0}{\cos \tau},$$

где F_0 – площадь контакта при $\tau = 0$.

Согласно исследованиям Н. Е. Резника, чем тоньше слой, тем меньше удельная работа, необходимая для его перерезания, и, следовательно, рациональнее резание.

Плосковращательные аппараты позволяют (рис. 2) достичь нормального и скользящего резания. Однако неравномерность нагрузки на вал диска плосковращательных аппаратов нормального резания и большинства аппаратов скользящего резания является их существенным недостатком и сдерживает применение плосковращательных аппаратов.

Более широкое распространение нашли вращательно-цилиндрические режущие аппараты.

По некоторым конструктивным и технологическим показателям вращательно-цилиндрические аппараты имеют преимущества перед плосковращательными. К ним относятся: равномерная нагрузка на вал машины; отсутствие необходимости иметь уравновешенный маховик; относительно небольшие габаритные размеры при равной пропускной способности; конструкция позволяет применять относительно несложные приспособления для дополнительного дробления зерен кукурузы. Поэтому в ряде случаев их применение становится не только предпочтительным, но и необходимым.

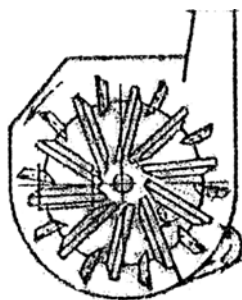


Рис. 2. Плосковращательный аппарат нормального резания

Однако не все разновидности вращательно-цилиндрических аппаратов одинаково распространены в практике. Так, почти не находят применения аппараты нормального и скользящего резания.

Первые – ввиду нерациональности процесса резания в них и в связи с неизбежным возникновением одновременной нагрузки по всей длине лезвия ножа, что в случае нарушения зазора между ножами и противорежущей пластиной (в меньшую сторону) приводит к разрушениям не только режущей пары, но и всей конструкции аппарата.

Вторые, т. е. аппараты скользящего резания, не находят применения в связи с конструктивными сложностями, в то же время их функции могут быть выполнены другими, более рациональными рабочими органами.

Таким образом, рассмотрение вращательно-цилиндрических режущих аппаратов сводится к рассмотрению аппаратов наклонного резания.

В последнее время широкое применение нашли измельчающие аппараты со швыряющими ножами. Такие ножи выполняются в сечении с плавно изогнутой передней гранью, которая играет роль швыряющей лопатки.

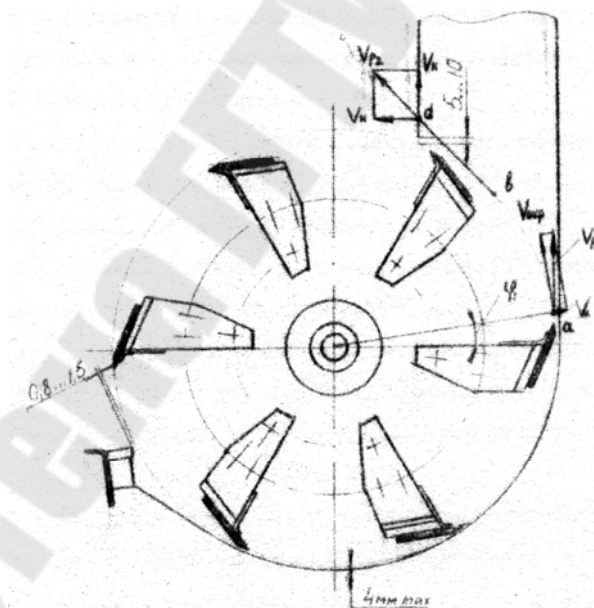


Рис. 3. Выброс измельченной растительной массы в основании силосопровода

Такие ножи имеют сложную форму: в поперечном сечении Г-образную или V-образную, в продольном – винтообразную. Угол наклона таких ножей позволяет использовать более рациональное наклонное резание и обеспечить равномерную нагрузку на барабан в период его работы.

Все вышеперечисленное, а также высокая швыряющая способность, являются достоинствами такого барабана. Однако Г-образные ножи винтовой формы имеют и определенные недостатки.

Технология их изготовления сложнее, чем для плоских ножей. Расположение лезвий на консоли, обусловленное Г-образной формой ножей, снижает их стойкость к ударной деформации и разрушению. Наконец, износ лезвий таких ножей и, как следствие, многократная их заточка могут существенно изменить исходную рациональную форму лезвий. Вследствие указанных недостатков в последнее время все чаще применяют швыряющие барабаны с плоскими ножами, но со специальными подножевыми швыряющими лопатками.

По своим функциональным возможностям вращательно-цилиндрические аппараты бывают измельчающе-швыряющие и просто измельчающие. Первые выполняют совместно операции измельчения и швыряния, другие служат только для измельчения. Во втором случае комбайн оснащается независимым рабочим органом – пневмотранспортером (швырялкой).

Швырялка размещена или непосредственно за измельчающим аппаратом (рис. 4, *а*) или в верхней части (рис. 4, *б*) выгрузного силосопровода (ускоритель выброса). Последнее решение позволяет понизить энергоемкость выгрузки измельченной массы, так как частицы корма во время измельчения получают определенный запас кинетической энергии, которая используется для транспортирования массы по силосопроводу. При размещении швырялки непосредственно за измельчающим аппаратом (аналогично сменному измельчающему аппарату КСК-600 (рис. 3)) происходит гашение накопленной частицами во время измельчения энергии, – в результате для транспортирования массы швырялкой расходуется больше энергии, чем при применении ускорителя выброса.

Наличие в комбайне дополнительного рабочего органа – ускорителя выброса – несколько усложняет его конструкцию, но вместе с тем дает ряд существенных преимуществ. Во-первых, упрощается конструкция измельчающего рабочего органа, предназначенного только для резания. Во-вторых, разделение двух процессов – резания и швыряния – позволяет повысить качество их выполнения. В-третьих, повышается степень универсальности благодаря возможности оснащать аппарат сменными перфорированными рекаттерами или деками, необходимость использования которых объясняется потребностью мелкого измельчения зеленых кормов для птиц и свиней, приготовления кормовых смесей, кукурузной пасты, дробления зерен

кукурузы и т. д. В-четвертых, швырялка не всегда увеличивает расход энергии на единицу полученной продукции.

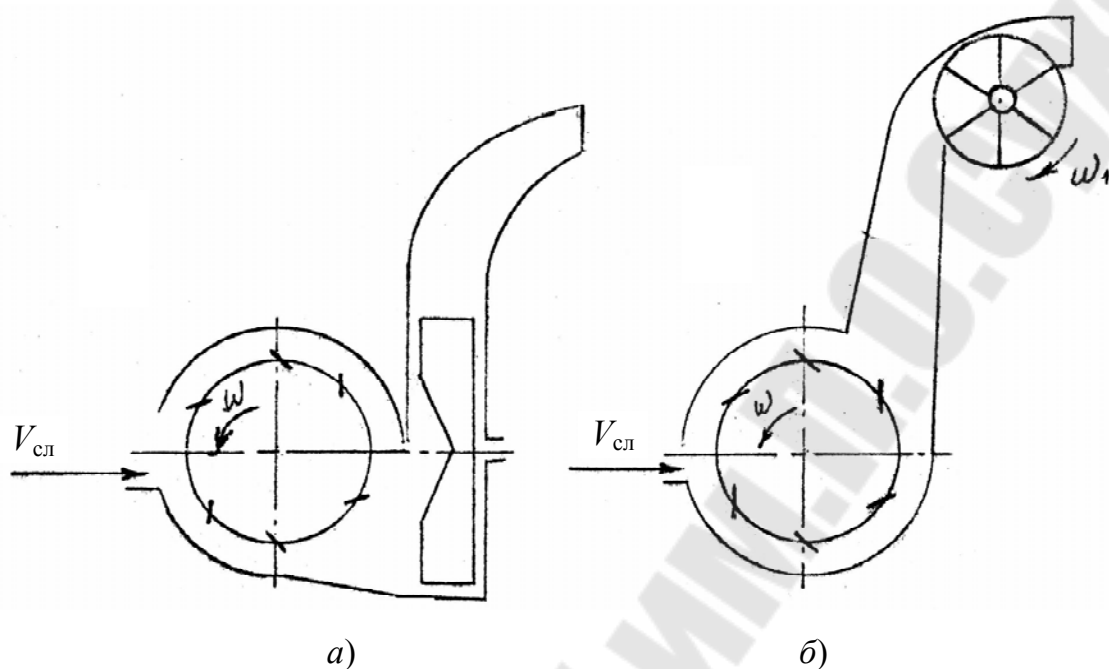


Рис. 4. Схемы измельчающих аппаратов:
а – швырялкой; б – с ускорителем выброса

В связи с перечисленными преимуществами в настоящее время больше половины всех комбайнов (52 %) оборудовано вращательно-цилиндрическим аппаратом с ускорителем выброса.

При уборке кукурузы в восковой спелости кормоуборочными комбайнами особое значение приобретает степень дробления зерна. Было установлено, что при скармливании животных не разрубленными зернами кукурузы примерно 30 % их не усваивается и проходит через пищеварительный тракт «транзитом». Поэтому, согласно агротехническим требованиям, необходимо, чтобы поврежденных зерен кукурузы в измельченной массе было 98 %, а частиц размером до 5 мм было не менее 95 %.

Проведенные исследования показали, что даже при настройке питающе-измельчающего аппарата кормоуборочного комбайна на минимальную длину резки (при скорости подачи растительной массы вальцами питающего аппарата 0,8 м/с, зазоре между лезвием ножа измельчающего барабана и кромкой противорежущего бруса 0,3–0,5 мм, остроте лезвия ножа 0,1 мм, полном комплекте ножей на измельчающем барабане комбайна КВК-250 – 10 шт., частота вращения измельчающего барабана – 110 мин⁻¹, гладком поддоне измельчающего ба-

рабана) количество дробленной кукурузы не превышало 50–55 %. Поэтому выпускаемые зарубежными фирмами кормоуборочные комбайны с целью повышения качества дробления зерна оборудуются различными доизмельчающими устройствами (рис. 5).

Анализ литературных источников показывает, что продолжается поиск рациональных технологических схем и конструктивных решений устройств для измельчения зерен кукурузы.

На сегодняшний день ни одна из схем не удовлетворяет полностью предъявленным требованиям. Применение большинства из этих схем (рис. 5, в–ж) существенно усложняет конструкцию комбайна. Все схемы снижают его производительность.

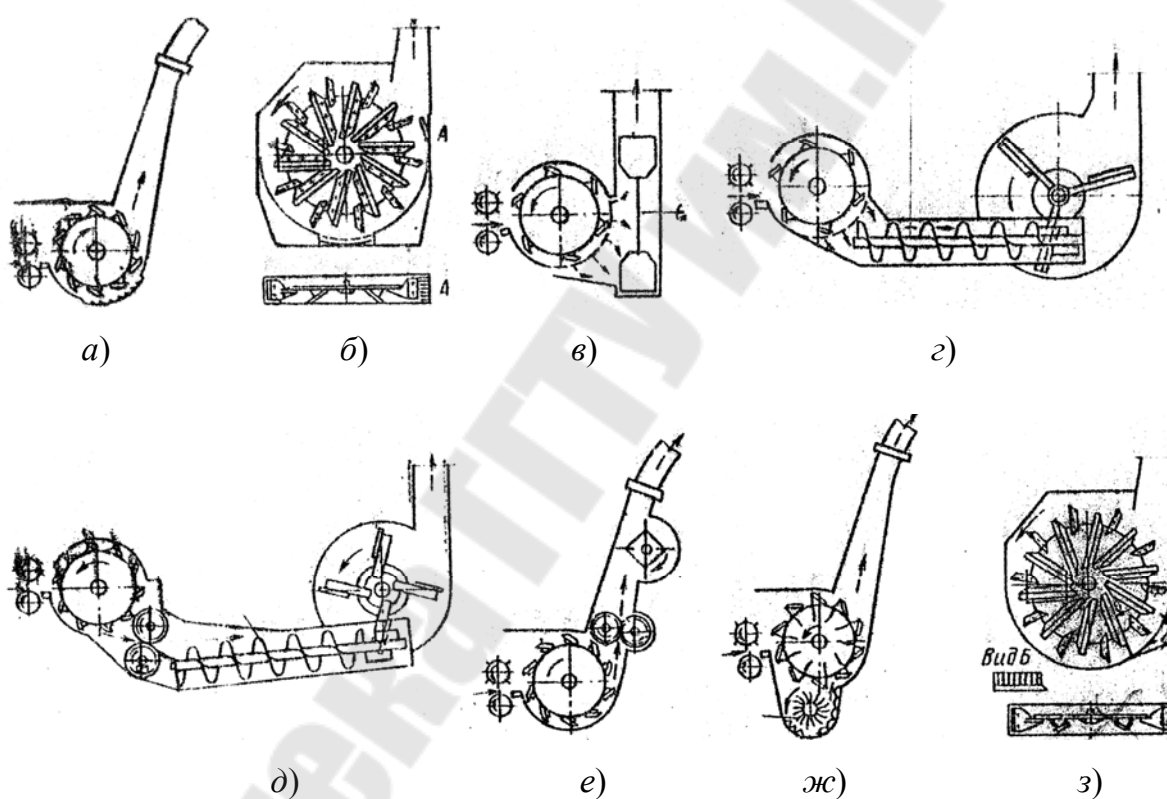


Рис. 5. Устройства для доизмельчения зерен кукурузы в виде: а – рифленого рекаттера; б – швыряющих лопаток гребенчатого типа, отбойной гребенкой, установленной неподвижно, и рифленого рекаттера; в, г – перфорированного рекаттера и дополнительного устройства для транспортирования массы; д, е – двух валцов для доизмельчения (вальцовдробилки), дополнительных устройств для транспортирования измельченной массы; ж – роторной дробилки; з – инерционно-возвратного поддона (Петли Кемпера)

Вальцовые дробилки обеспечивают 100%-е дробление корма до необходимой степени. Но введение их в технологическую схему ком-

байна, несмотря на усложнение конструкции, может быть оправдано лишь при заготовке силоса и сенажа для свиней.

Так, при установке рекаттеров не только повышается на 25–30 % энергоемкость, но и снижается пропускная способность измельчающих аппаратов, в то время как качество дробления зерен кукурузы при этом, в результате наших исследований, улучшается только на 12–15 %.

2. Обоснование геометрической формы ножей измельчающего аппарата

2.1. Движение частиц растительной массы по передней грани ножа измельчающего барабана

Из всех видов транспортеров измельченной растительной массы швырково-пневматические наиболее специфичны для кормоуборочных комбайнов. Их применяют или совместно с измельчающим рабочим органом, или обособленно.

В основе транспортирования измельченной растительной массы швырково-пневматическим транспортером использован принцип метания, а не увлечение массы потоком воздуха.

При рассмотрении процесса транспортирования растительного материала измельчающим барабаном, выполняющим функции измельчения и транспортирования, его разделяют на несколько этапов:

- движение материала по поверхности ножа измельчающего барабана;
- движение материала по стенке кожуха (поддона);
- выброс материала из кожуха в горловину трубопровода.

При рассмотрении движения растительного материала по поверхности ножа измельчающего барабана принимаем следующие допущения:

- транспортируемый материал не упругий и его скорость в момент начала действия на него плоскости ножа равна нулю;
- вследствие незначительной силы тяжести материала по сравнению с действующими на него силами она в расчетах не используется;
- не учитываем воздействие воздуха на частицу растительной массы при ее перемещении.

В нашем случае масса измельченных растений не более одного процента от центробежной силы.

Рассматриваем движение частицы под действием центробежной силы P , кориолисовой K и силы трения F о поверхность ножа (рис. 6).

Сходя с ножа, частица приобретает результирующую скорость V_p , являющуюся результатом геометрического сложения максималь-

ной окружной скорости V_0 и максимальной скорости $V_{л}$ движения вдоль ножа.

Окружная скорость:

$$V_0 = \frac{\pi R n}{30}, \text{ м/с}, \quad (1)$$

где R – радиус измельчающего барабана, м; n – частота его вращения, мин^{-1} .

Скорость движения частиц вдоль ножа:

$$V_{л} = \frac{dx}{dt}. \quad (2)$$

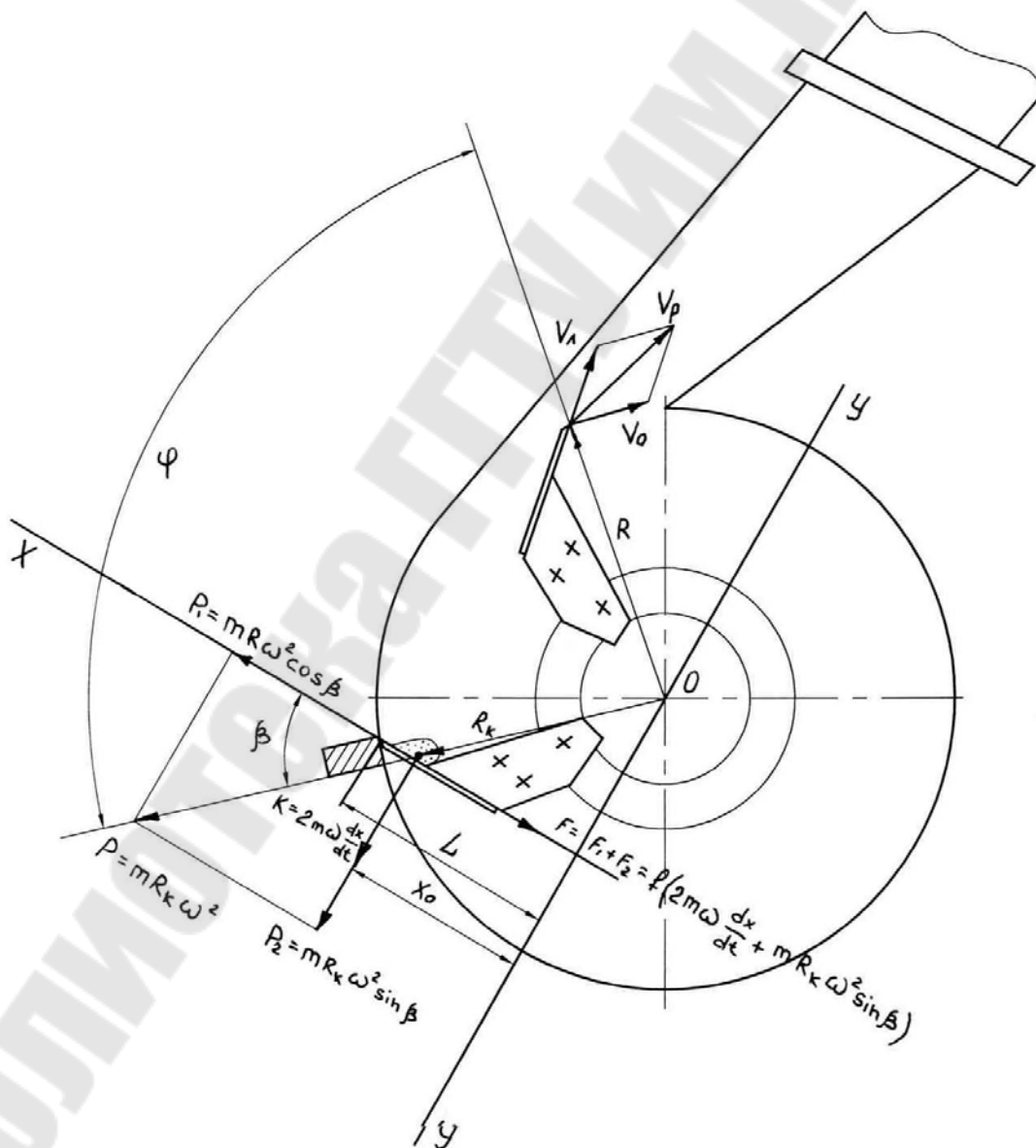


Рис. 6. Схема движения частиц по передней грани ножа

Центробежная сила:

$$P = mR_k \omega^2, \quad (3)$$

где m – масса частицы; ω – угловая скорость ножа, c^{-1} ; R_k – радиус-вектор положения частицы на плоскости ножа.

Составляющая центробежной силы P_1 , действующая вдоль ножа, отклоненного от радиального направления на угол β , перемещает частицу по плоскости ножа:

$$P_1 = mR_k \omega^2 \cos \beta. \quad (4)$$

Действующая перпендикулярно плоскости ножа сила P_2 влияет на силу трения

$$P_2 = mR_k \sin \beta. \quad (5)$$

Кориолисова сила:

$$K = 2m\omega \frac{dx}{dt}, \quad (6)$$

где β – угол передней грани ножа (угол загиба).

Кориолисова сила K и сила P_2 направлены перпендикулярно плоскости ножа и вызывают силу трения:

$$F = f(K + P_2) = f\left(2m\omega \frac{dx}{dt} + mR_k \sin \beta\right), \quad (7)$$

где f – коэффициент трения материала о поверхность ножа.

Уравнение движения частицы по поверхности ножа имеет вид:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = P_1 - F. \quad (8)$$

Подставляя значения P_1 и F в уравнение (8), получаем:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = mR_k \omega^2 \cos \beta - f\left(2m\omega \frac{dx}{dt} + mR_k \sin \beta\right). \quad (9)$$

Учитывая (рис. 6), что $R_k \cos \beta = X$, $R_k \sin \beta = R_1 = \text{const}$.

Подставив эти значения в уравнение (9), после некоторых математических преобразований получим:

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + 2f\omega \frac{dx}{dt} - \omega^2 x = -f\omega^2 R_1. \quad (10)$$

Полученное уравнение (10) является линейным неоднородным уравнением второго порядка. Нахождение общего решения этого уравнения сводится к нахождению одного его частного решения и общего решения, соответствующего ему однородного уравнения. Решение этого неоднородного уравнения (10) приводится к следующему выражению:

$$X = \frac{\lambda_2}{\lambda_2 - \lambda_1} (X_o - fR_1) \ell^{\lambda_1 t} + \frac{\lambda_1}{\lambda_1 - \lambda_2} (X_o - fR_1) \ell^{\lambda_2 t} + fR_1, \quad (11)$$

где X_o – начальное положение частицы на ноже;

$$\lambda_1 = (-f + \sqrt{1 + f^2})\omega > 0; \quad \lambda_2 = (-f - \sqrt{1 + f^2})\omega < 0,$$

где ℓ – основание натурального логарифма; t – время движения частицы (начала движения частицы принимаем $t = 0$).

2.2. Угол разгрузки и обоснование угла наклона передней грани ножа

Важным параметром ножа измельчающего барабана является угол разгрузки, т. е. угол, за время прохождения которого с ножа полностью сходят измельченные частицы растительной массы и выбрасываются в горловину трубопровода.

На скорость движения растительного материала по поверхности ножа и длительность его пребывания на ней влияют коэффициент трения о поверхность ножа и длина загнутой части ножа.

Для определения угла наклона передней грани ножа воспользуемся уравнением (11). Так как углу разгрузки соответствует расположение частицы на ноже с координатами $X = L$, то, подставив в уравнение (11) вместо X длину грани ножа L , получим:

$$L = \frac{U_2}{U_2 - U_1} (X_o - fR_1) \ell^{U_1 \varphi} + \frac{U_1}{U_1 - U_2} (X_o - fR_1) \ell^{U_2 \varphi} + fR_1, \quad (12)$$

где $U_1 = -f + \sqrt{1 + f^2}$; $U_2 = -f - \sqrt{1 + f^2}$; φ – угол поворота ножа измельчающего барабана, при прохождении которого частицы измельченных растений перемещаются с первоначального положения X_o на конец ножа.

Разделив обе части уравнения (12) на L , после ряда преобразований получим:

$$U_2 \ell^{U_1 \varphi} - U_1 \ell^{U_2 \varphi} = \frac{-2\sqrt{1 + f^2} (1 - f \operatorname{tg} \beta)}{\frac{X_o}{L} - f \operatorname{tg} \beta}, \quad (13)$$

или

$$U_2 \ell^{U_1 \varphi} - U_1 \ell^{U_2 \varphi} = A,$$

где

$$A = \frac{-2\sqrt{1+f^2}(1-f \operatorname{tg}\beta)}{\frac{X_o}{L} - f \operatorname{tg}\beta}. \quad (14)$$

Исследуем уравнение (14).

Разложим $\ell^{U_1 \varphi}$ и $\ell^{U_2 \varphi}$ в ряд Тейлора:

$$\ell^{U_1 \varphi} = 1 + \frac{U_1 \varphi}{1} + \frac{U_1^2 \varphi^2}{2} + \frac{U_1^3 \varphi^3}{3} + \dots; \quad (15)$$

$$\ell^{U_2 \varphi} = 1 + \frac{U_2 \varphi}{1} + \frac{U_2^2 \varphi^2}{2} + \frac{U_2^3 \varphi^3}{3} + \dots \quad (16)$$

Ввиду относительной незначительности $U_1 \varphi$ и $U_2 \varphi$, можно ограничиться тремя членами ряда, т. е.

$$\ell^{U_1 \varphi} = 1 + U_1 \varphi + \frac{1}{2} U_1^2 \varphi^2; \quad (17)$$

$$\ell^{U_2 \varphi} = 1 + U_2 \varphi + \frac{1}{2} U_2^2 \varphi^2. \quad (18)$$

С помощью (17) и (18) преобразуем левую часть уравнения (14):

$$U_2(1 + U_1 \varphi + \frac{1}{2} U_1^2 \varphi^2) - U_1(1 + U_2 \varphi + \frac{1}{2} U_2^2 \varphi^2) = U_2 - U_1 + \frac{U_2 U_1 (U_1 - U_2)}{2} \varphi^2.$$

Тогда уравнение (14) запишется в следующем виде:

$$U_2 - U_1 + \frac{1}{2} U_2 U_1 (U_1 - U_2) \varphi^2 = A. \quad (19)$$

Решая уравнение (19) относительно угла поворота измельчающего барабана φ , окончательно получим:

$$\varphi = \sqrt{\frac{2(A - U_2 - U_1)}{U_2 U_1 (U_1 - U_2)}}. \quad (20)$$

Как видно из графика (рис. 7), при увеличении угла передней грани ножа до $\beta = 30^\circ$ угол поворота барабана для сброса растительных частиц изменяется в основном по прямолинейному закону.

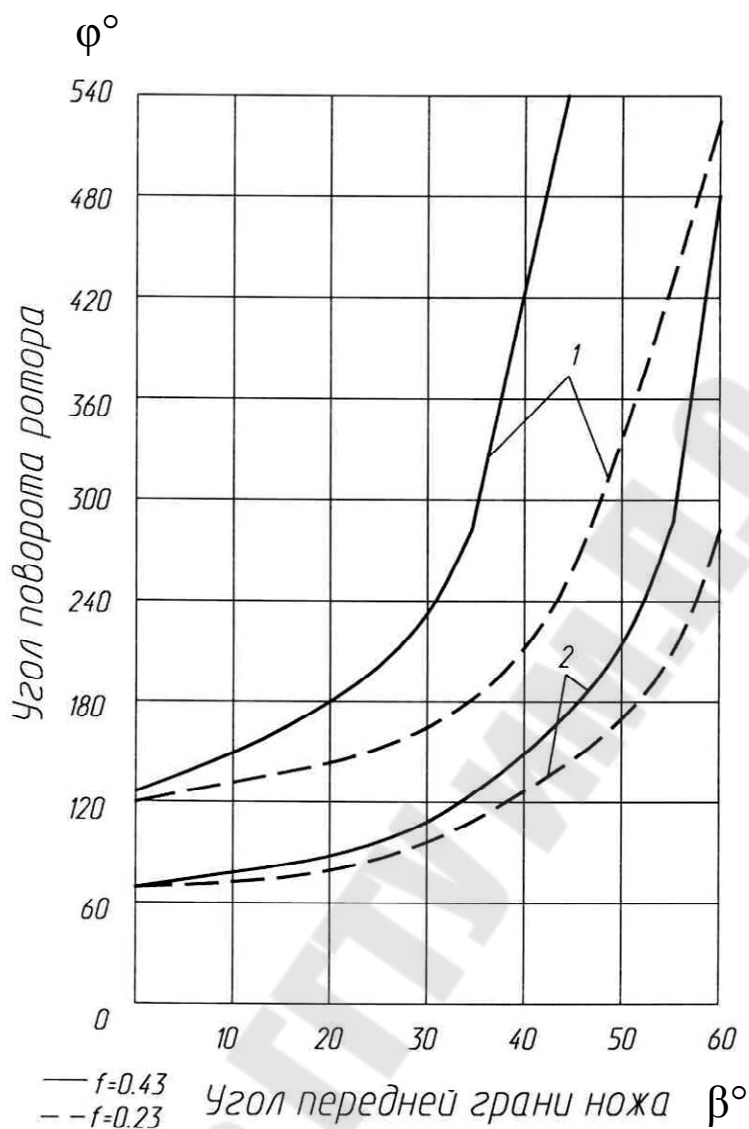


Рис. 7. Зависимость угла поворота измельчающего барабана φ , при котором частицы, сходя с ножа, в зависимости от угла передней грани ножа β :

1 — при $\frac{X_0}{L} = 0,3$; 2 — при $\frac{X_0}{L} = 0,6$

Дальнейшее увеличение угла передней грани ножа ведет к резкому ухудшению схода частиц как при изменении коэффициента трения растительной массы о сталь f , так и при разном расположении частиц на ноже в начальный период $\frac{X_0}{L}$.

Исходя из конструктивных особенностей измельчающе-транспортного аппарата кормоуборочного комбайна КСК-600 с предлагаемым нами обратным вращением измельчающего барабана, максимальный угол разгрузки находится в пределах $\varphi = 100-110^\circ$.

Предлагаемый угол разгрузки принят из условий выброса измельченной растительной массы в трубопровод измельчающе-транспортирующего аппарата кормоуборочного комбайна. Этим условиям более всего отвечает угол передней грани ножа, равный $\beta = 20\text{--}25^\circ$.

В измельчающем барабане кормоуборочного комбайна КСК-600 угол передней грани ножа равен $\beta = 25^\circ$, а длина загнутой части ножа находится в пределах 30 мм.

Экспериментально было установлено, что последняя частица растительной массы при снятом поддоне измельчающего барабана сходит с ножа при повороте барабана на угол $\varphi = 80\text{--}90^\circ$ от противорежущего бруса.

При установленном поддоне частицы растительной массы под действием центробежной силы концентрируются на конце ножа, прижимаясь к поддону, и перемещаются по поддону до начала их выброса в трубопровод.

2.3. Движение частиц растительной массы по стенке кожуха измельчающего барабана

Измельченный материал, двигаясь по лопасти ножа, при достижении поверхности кожуха под действием центробежной силы прижимается к ней, образуя между стенкой кожуха и лопастью ножа компактную порцию, форма которой близка к форме трехгранной призмы.

Полное формирование призмы происходит при повороте измельчающего барабана на угол γ_1 ($80\text{--}90^\circ$) (рис. 8). Дальнейшее движение указанной порции сопровождается ее трением о цилиндрическую поверхность кожуха до начала его выброса в трубопровод, что соответствует повороту барабана на угол γ_2 .

Сила трения, возникающая у поверхности кожуха, будет:

$$F_T = fC = fm\omega^2 R_0, \quad (21)$$

где $C = m\omega^2 R_0$ – центробежная сила, кг; ω – угловая скорость ножа, с^{-1} ; R_0 – радиус центра тяжести порции, м; m – масса порции материала, кг; f – коэффициент трения материала о стенку кожуха.

Помимо силы трения, нож при перемещении порции по стенке кожуха должен преодолеть силу F_2 от заклинивания измельченной растительной массы между ножом и стенкой кожуха.

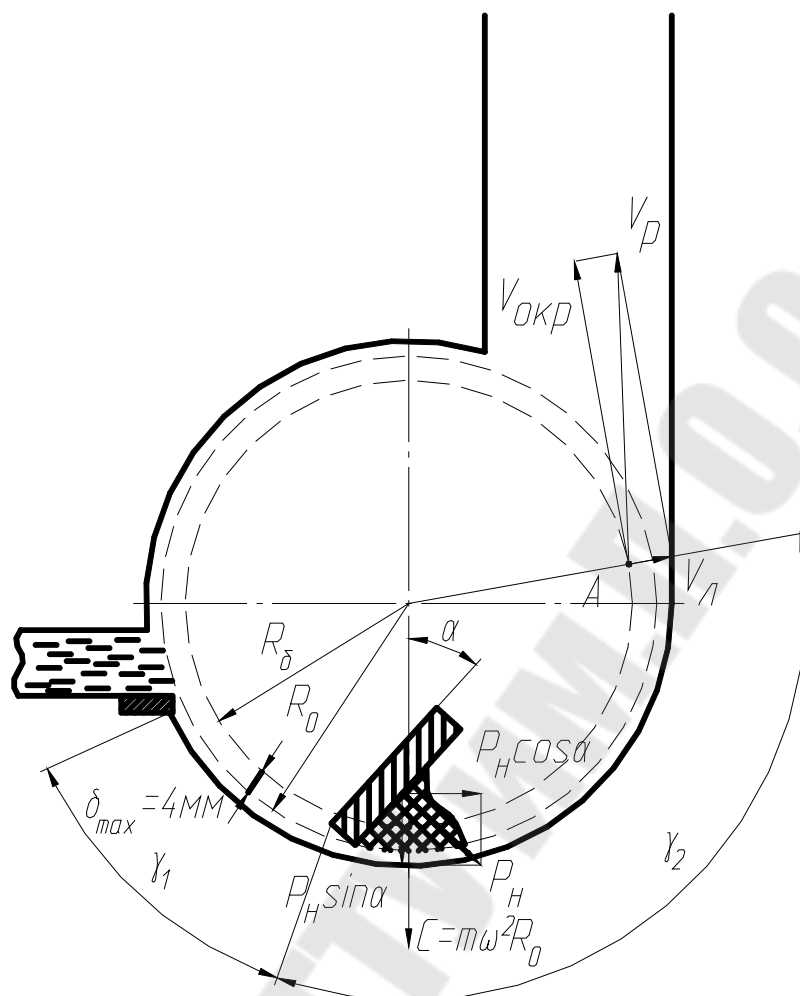


Рис. 8. Схема для анализа силы сопротивления движению материала по стенке кожуха измельчающего барабана:

$V_{кр}$ – скорость окружная ножа, м/с; $V_{л}$ – скорость движения растительной массы по поверхности ножа, м/с; V_p – результирующая скорость растительной массы в трубопроводе, м/с

Общее усилие сопротивления будет равно:

$$F_T = F_1 + F_2. \quad (22)$$

Разложив нормальную силу P_H , действующую со стороны ножа на материал, на составляющие: параллельную касательной к кожуху, которая и является силой, преодолевающей сопротивление перемещению растительной массы по кожуху:

$$F_T = P_H \cos \alpha \quad (23)$$

и радиальную:

$$F_2 = f P_H \sin \alpha, \quad (24)$$

последняя и создает дополнительную силу сопротивления перемещению материала по кожуху.

Таким образом (согласно (21), (23) и (24)):

$$F_T = P_H \cos \alpha = f m \omega^2 R_0 + f P_H \sin \alpha. \quad (25)$$

Откуда

$$P_H = \frac{f m \omega^2 R_0}{\cos \alpha - f \sin \alpha}. \quad (26)$$

Подставляя значение силы P_H в уравнение (25), получим окончательно:

$$F_T = f m \omega^2 R_0 \left(1 + \frac{f \operatorname{tg} \alpha}{1 - f \operatorname{tg} \alpha} \right). \quad (27)$$

Согласно уравнению (26) для радиально направленной грани ножа (при которой $\alpha = 0$) сила F_2 от заклинивания отсутствует, т. е.

$$F_T = F_1.$$

При отклонении лопасти ножа назад с увеличением угла α сила F_T возрастает.

По данным профессора Н. Е. Резника, при $f = 0,3$ заклинивание наступает у лопасти ножа, отклоненной на угол $\alpha = 73^\circ 21'$, а при $f = 0,6$ – отклоненной на угол $\alpha = 59^\circ 10'$. При наклоне грани ножа вперед, по направлению вращения барабана, угол α будет иметь отрицательный знак и при увеличении угла α сила F_T будет убывать.

Работа, затрачиваемая на преодоление сопротивления движению растительного материала по стенке кожуха, равна:

$$A = F_T l = \gamma_2 \frac{2\pi R}{360} F_T, \quad (28)$$

где l – длина дуги кожуха, по которой перемещается материал, м; γ_2 – центральный угол дуги кожуха, на который надо переместить материал, град; R – радиус кожуха, м.

По выражению (28) можно судить о целесообразности сокращения дуги кожуха, по которой перемещается материал.

Это можно осуществить при обратном вращении измельчающего барабана (рис. 6) или изменить наклон основания трубопровода. Последнее было осуществлено на измельчающе-транспортирующем аппарате кормоуборочного комбайна КСК-600 и «Полесье». Измененная установка трубопровода и его размеры представлены на рис. 9.

Отличительной особенностью измененного основания трубопровода по сравнению с серийным (комбайном КСК-600), является то, что основание трубопровода было наклонено от вертикального положения назад (по ходу движения комбайна): передняя стенка на 8° , задняя на 18° .

Это позволило уменьшить величину дуги протаскивания растительной массы по поддону измельчающего аппарата на 200 мм (рис. 9) и уменьшить работу A по выражению (28), затрачиваемую на преодоление сопротивления движению растительного материала, на 18–20 %. В опытном трубопроводе площадь сечения у основания уменьшена по сравнению с площадью сечения серийного трубопровода на 550 см^2 (за счет уменьшения толщины с 190 мм до 100 мм).

Это дало возможность исключить турбулентные воздушные потоки в средней части основания трубопровода и исключить встречные потоки воздуха вдоль задней стенки. Вектор скорости воздушного потока во всех сечениях опытного основания трубопровода был направлен вверх.

Лабораторно-полевые испытания показали, что технологический процесс транспортирования измельченной растительной массы комбайном КСК-600 с опытным основанием трубопровода осуществляется устойчиво, дальность полета растительной массы (при крупной резке) равна 12–14 м, против 9–10 м при серийном трубопроводе. Струя на выходе из трубопровода компактная (рис. 9).

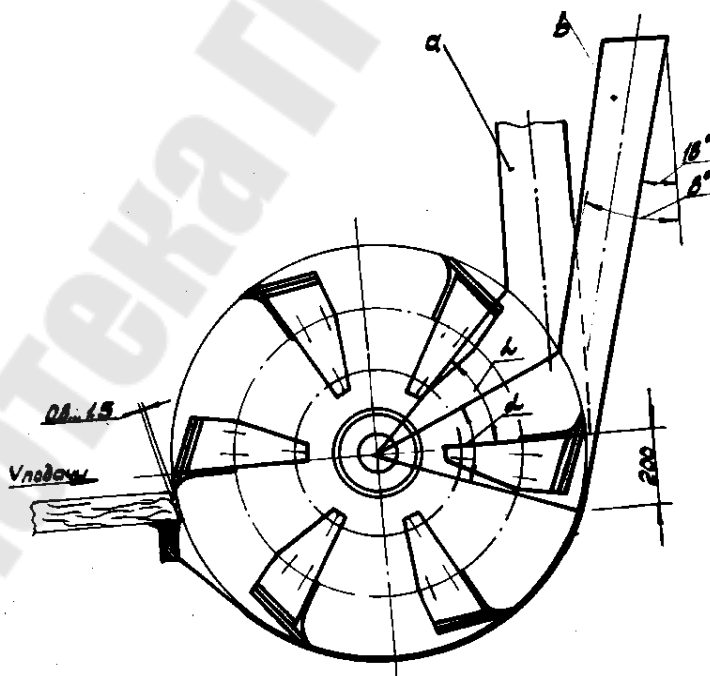


Рис. 9. Установка опытного основания силосопровода на измельчающем барабане:
 a – серийное положение трубопровода;
 b – положение опытного трубопровода

Оформление отчета

Отчет должен содержать:

1. Агротехнические требования на измельчение растительной массы.
2. Физико-механические свойства растений для заготовки кормов.
3. Конструкцию питающе-измельчающих аппаратов кормоуборочных комбайнов.
4. Обоснование геометрической формы ножей измельчающего аппарата.
5. Выводы.

Лабораторная работа № 4 РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ СЕГМЕНТНО-ПАЛЬЦЕВОГО РЕЖУЩЕГО АППАРАТА

Цель работы: построить абсолютную траекторию движения любой точки сегмента и, используя ее как шаблон, определить границы участков, с которых срезаются стебли за один ход ножа; построить диаграмму высоты стерни.

Для заданного режущего аппарата построить графики: пробега активной части лезвия для скоростей подачи V_M ; определить границы участков, с которых срезаются стебли за один ход ножа;

– изменения высоты стерни для $V_{M.ср}$ и $V_{M.тех}$ – рабочих скоростей резания;

– изменения слагающей скорости ножа вдоль лезвия для подачи $V_{M.ср}$ и $V_{M.тех}$ и дать характеристику его работы.

1. Общие сведения

В сегментно-пальцевых аппаратах режущая пара состоит из сегмента и противорежущей пластины пальца. Они характеризуются следующими параметрами (рис. 1)

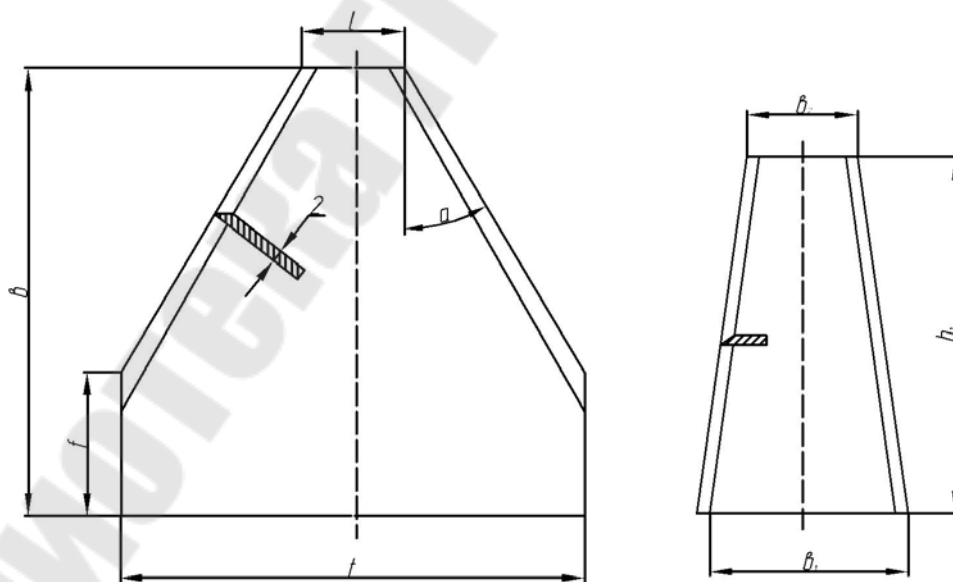


Рис. 1. Сегмент и вкладыш пальца:

t – шаг режущей части, равный расстоянию между осевыми линиями сегментов;
 t_0 – шаг противорежущей части, равный расстоянию между осевыми линиями соседних пальцев; S – ход ножа – перемещение ножа – одного крайнего положения в другое

В косилках и жатках кормоуборочных и зерноуборочных комбайнов применяются режущие аппараты нормального резания ($s = t = t_0 = 76,2$ мм или 90 мм для уборки кукурузы и других толстостебельных культур) с одинарным пробегом ножа нормального резания с двойным пробегом ножа ($s = 2t = 2t_0 = 152,4$ мм). Основные размеры сегментов и вкладышей приведены в табл. 1 (без допусков на изготовление).

Таблица 1

Номер варианта	Тип режущего аппарата	Размеры, мм								Машины
		b	f	l	t	h_1	b_1	b_2	α	
1	Нормальный с одинарным пробегом ножа: $S = t = t_0 = 76,2$ мм	75	21	16	76	57	22	22	29°	Самоходные комбайны, косилки рядковые
2	$S = t = t_0 = 76,2$ мм	80	25	16	76	59	37	22	28° 40	Косилки
3	$S = t = t_0 = 90$ мм	85	34	12	90	59	37	21	38° 10	Жатки для грубостебельных культур
4	Нормальный с удвоенным пробегом ножа: $S = 2t = 2t_0 = 152$ мм	75	21	17	76	57	22	22	21°	Косилки широкозахватные
5	$S = 2t = 2t_0 = 152$ мм	75	21	17	76	57	37	22	21°	—
6	Низкого резания: $S = 2t = 2t_0 = 101$ мм	70	22	6	101	69	24	21	21°	Косилки для газонов

Для выполнения работы задаются одним из вариантов табл. 2.

Таблица 2

Номер варианта	Скорость движения машины V_m , м/с	Угловая скорость вала кривошипа ω , рад/с	Высота среза H , см	Тип режущего аппарата (номер варианта по табл. 1)
1	2,3	72	8	1
2	3,2	70	8	1
3	3,0	76	8	1
4	2,2	80	6	1
5	3,2	80	6	1
6	3,2	68	6	2
7	3,1	70	8	2
8	2,5	54	10	3

Номер варианта	Скорость движения машины V_m , м/с	Угловая скорость вала кривошипа ω , рад/с	Высота среза H , см	Тип режущего аппарата (номер варианта по табл. 1)
9	2,6	56	10	3
10	3,3	70	5	5
11	3,2	75	6	5
12	2,8	60	8	4
13	3,2	65	8	4
14	2,5	55	10	3
15	2,7	56	10	3
16	3,2	60	6	4
17	3,0	65	6	4
18	2,4	80	8	1
19	3,2	75	8	1
20	2,8	78	8	2
21	3,0	76	6	2
22	3,1	74	6	2
23	2,4	52	10	3
24	2,5	56	10	3
25	2,6	58	8	3
26	2,9	60	12	5
27	3,0	65	12	5
28	2,8	80	8	1
29	3,0	82	6	2
30	2,5	58	12	3

2. Порядок выполнения работы:

2.1. Построить график пробега активной части лезвия.

За время поворота кривошипа на 180° сегмент из крайнего левого положения переместится в крайнее правое на величину

$$S = 2r.$$

За это время машина пройдет путь

$$h = \frac{\pi V_m}{\omega} = \frac{30V_m}{n},$$

где h – величина подачи машины, м; ω – угловая скорость кривошипа, рад/с; n – частота вращения вала кривошипа в мин.

Далее строят траекторию абсолютного движения любой точки сегмента. Для этого выбирают масштаб построения. Откладывают на чертеже подачу h . Для аппарата нормального резания с одинарным пробегом ножа и низкого резания вычерчивают положение одного сегмента $a'_0 c'_0 c_0 a_0$ за четыре последовательных хода ножа (рис. 2, 3).

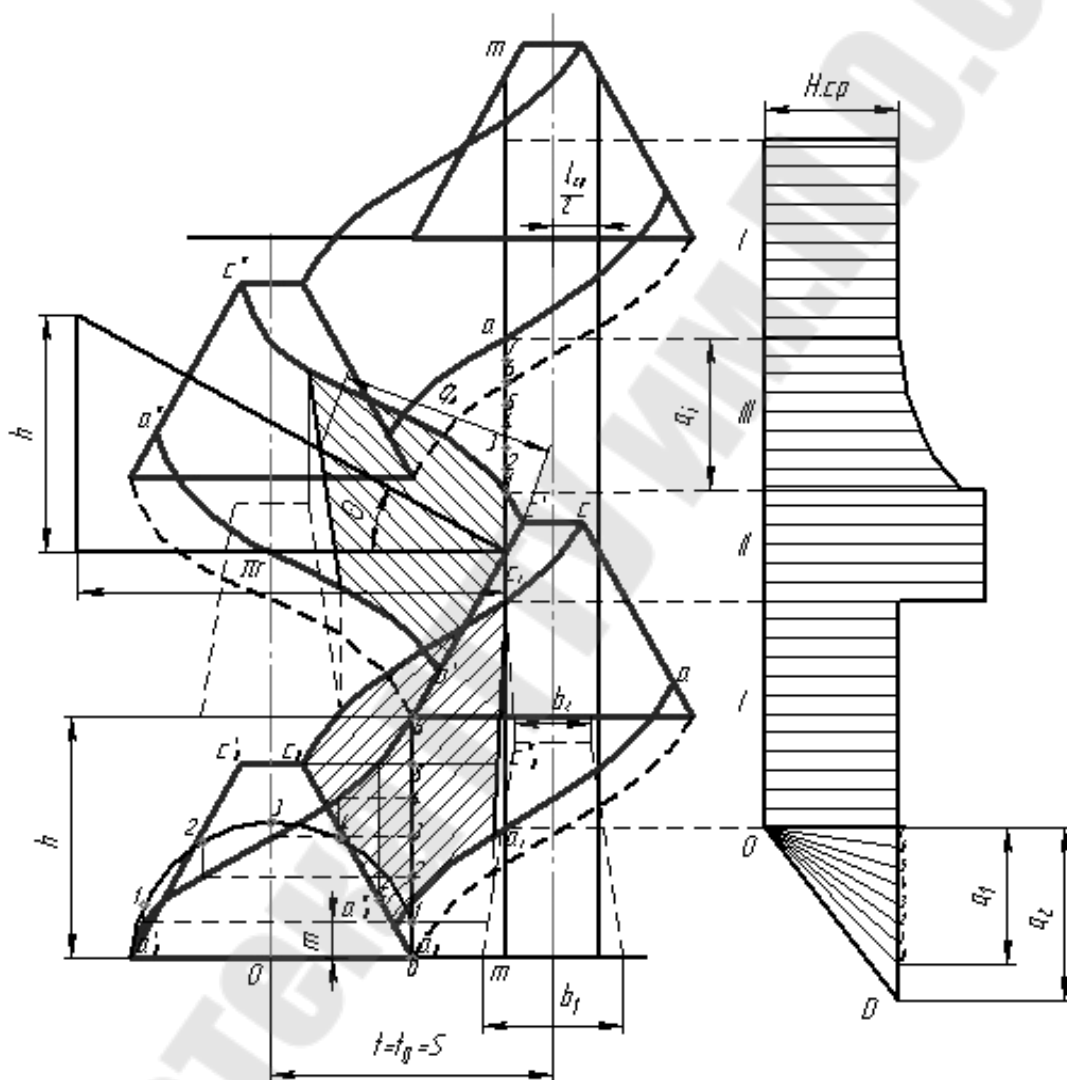


Рис. 2. Построение графика пробега активной части лезвия и диаграммы изменения высоты стерни для аппарата нормального резания

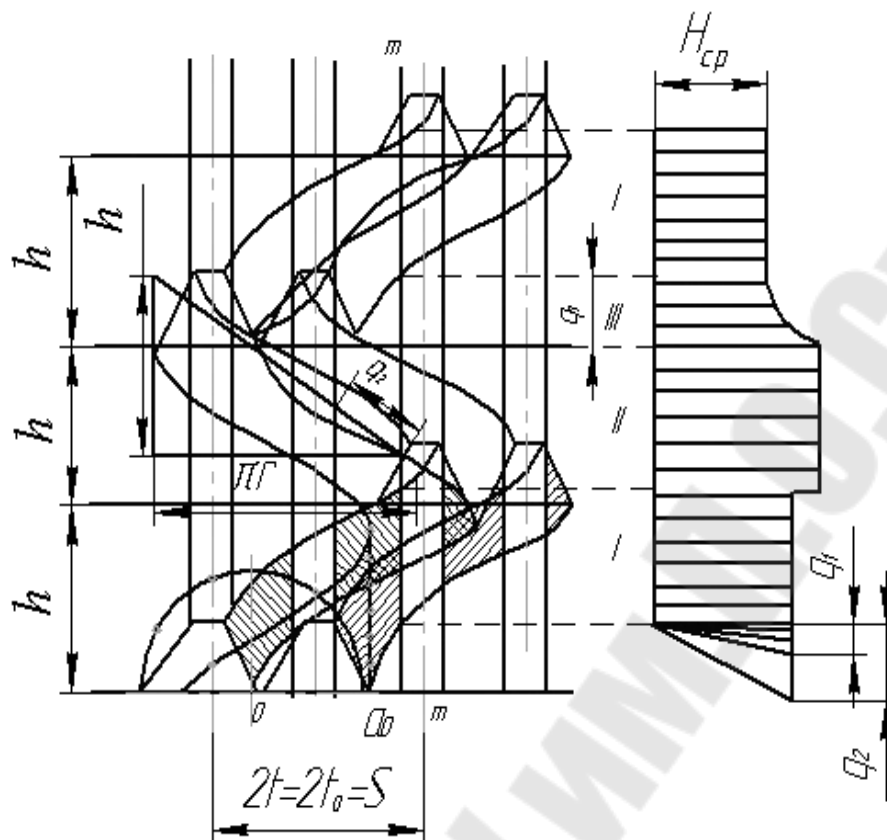


Рис. 3. Построение графика пробега активной части лезвия и диаграммы изменения высоты стерни для аппарата низкого резания

Для аппаратов нормального резания с удвоенным пробегом ножа вычерчивают положение двух рядом расположенных сегментов за четыре последовательных хода ножа (рис. 4).

Для обеспечения чистого среза необходимо, чтобы соблюдалось условие:

$$h \leq h_2,$$

где h_2 – высота активной части лезвия, сегмента.

$$h_2 = b - l - m = \frac{60rV_M}{2rn + V_M \operatorname{tg} \alpha},$$

где m – величина перекрытия сегмента у нижнего основания отрезка пальцев. Для жаток и косилок $m = 9-12$; для комбайнов $m = 0$.

Из точки O (рис. 2–4) проводят полуокружность радиусом

$$r = \frac{S}{2},$$

где S – ход ножа, делят ее и отрезок h на одинаковое число частей.

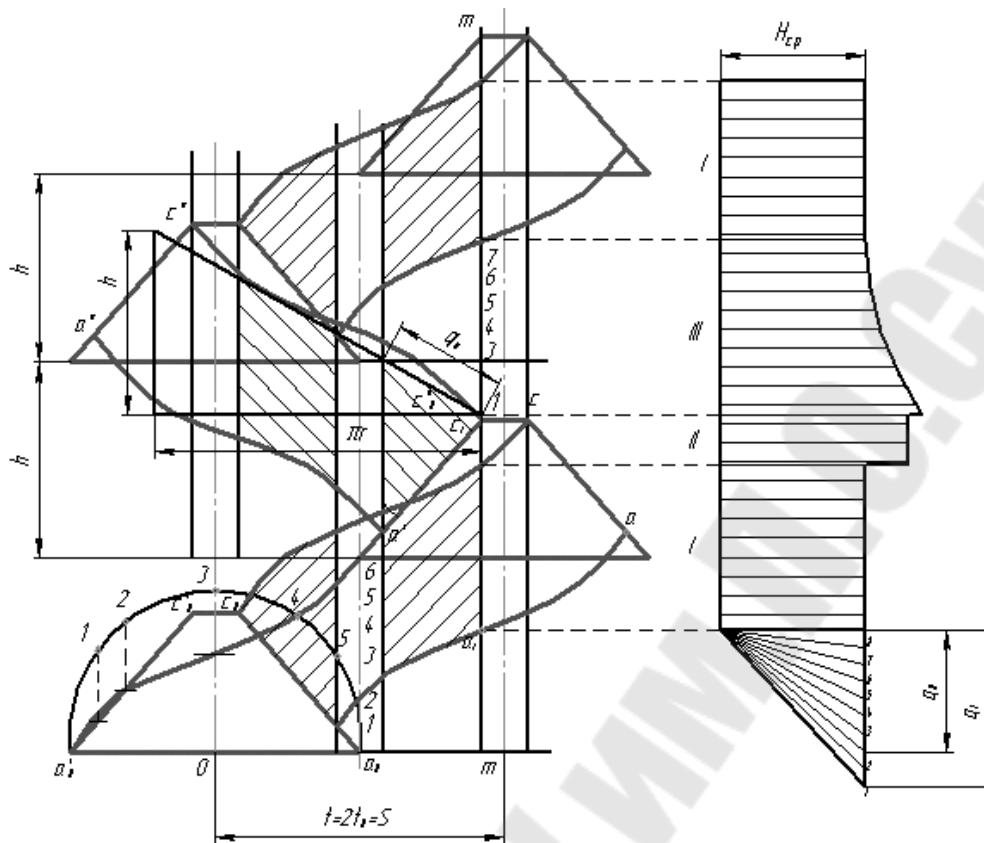


Рис. 4. Построение графика пробега активной части лезвия и диаграммы изменения высоты стерни для аппарата с двойным пробогом ножа

Точки пересечения горизонталей и вертикалей, проведенных с одноименных точек отрезка h и полуокружности, являются искомыми точками синусоиды, по которой движется любая точка сегмента при его перемещении из левого крайнего положения в крайнее правое. Во время пробега активной является только часть лезвия сегментов $a''_0 c_0$ и $a c'_1$, что обусловлено имеющимися на пальцах выступами. Положение точки a''_0 определяется расстоянием от основания сегмента до линии опорных выступов пальцев.

Для аппаратов низкого резания (рис. 3) пальцы, установленные на линии стыка сегментов в их крайнем положении, перекрывают часть лезвий сегментов. У среднего пальца резание осуществляется частью лезвия, а у крайнего – всей длиной (если на пальцах нет опорных выступов).

Построим траектории абсолютного движения точек $a''_0 c_0 c'_1 a'$. По найденной синусоиде выполним и, пользуясь им, вычертим синусоиды, по которым будут двигаться точки $a''_0 c_0 c'_1 a'$.

Вычертим положение пальцев и заштрихуем площадки, на которых активные части лезвия захватят и срежут стебли при прямом и обратном ходе.

Определить коэффициент излишне пробегаемого лезвием сегмента площади по уравнению

$$\eta = \frac{h_2}{2r} \left(\frac{2r}{h} + \operatorname{tg}\alpha \right) - 1.$$

2.2. Построение графика изменения высоты стерни

Наибольший интерес представляют растения, максимально отгибающиеся при срезе. В худших условиях находятся растения, расположенные вдоль оси пальцев каждой секции.

Построение выполняется в следующем порядке (рис. 2–4):

– наносят оси пальцев режущего аппарата на расстоянии t_0 одну от другой;

– наносят ширину пальцев, приняв ее постоянной и равной:

$$b_{\text{ср}} = \frac{b_1 + b_2}{2},$$

где b_1 и b_2 – размеры верхнего и нижнего основания вкладыша пальца (рис. 1);

– проводят линию $m-m$ и отмечают группу стеблей, которые срезаются лезвием без отгиба (группа I), с поперечным отгибом (группа II) и с продольным отгибом (группа III).

Высота стерни в группе I на отрезке a_1c_1 будет равна заданной высоте H установки ножа над землей.

Определить высоту стерни для растений II группы.

Стебли II группы не попадают под нож при его прямом ходе. Все они будут срезаны у кромки пальца при обратном ходе. Принимаем приближенно, что все растения II группы будут отгибаться по касательной к синусоиде, имеющей минимальный угол наклона.

Тангенс угла наклона этой касательной будет:

$$\operatorname{tg}\theta = \frac{h}{\pi r},$$

где θ – угол наклона касательной в точке перегиба синусоиды.

Для определения величины отгиба q_0 строят прямоугольный треугольник с катетами πr и h в зоне расположения растений II группы. Гипотенуза построенного треугольника даст направление

отгиба стеблей, а отрезок, заключенный между соседними пальцами, будет величиной отгиба растений q_0 .

Чтобы определить высоту L стерни для этой группы растений, надо отрезок q_0 из графика пробега активной части лезвия перенести на график стерни, отложив его перпендикулярно отрезку H .

Гипотенуза треугольника, катеты которого равны q_0 и H , определяет искомую высоту L стерни для данной группы растений.

Определить высоту стерни L для растений III группы. Стебли III группы будут иметь различную по высоте стерню, так как при срезе они отгибаются по-разному. Чтобы получить высоту стерни у этой группы стеблей, разбивают отрезок bd на несколько равных частей. Величину продольного отгиба каждого стебля, оказавшегося на одной из частей отрезка (0–6, 1–6, 2–6 и т. д.), откладывают перпендикулярно H . Гипотенуза соответствующих треугольников и есть искомые длины L_1 , L_2 и т. д. стерни. Полученные величины длины стерни переносят на участок, где эти стебли расположены. В результате построений получаем график изменения высоты стерни (рис. 2–4).

2.3. Построение графика скоростей резания

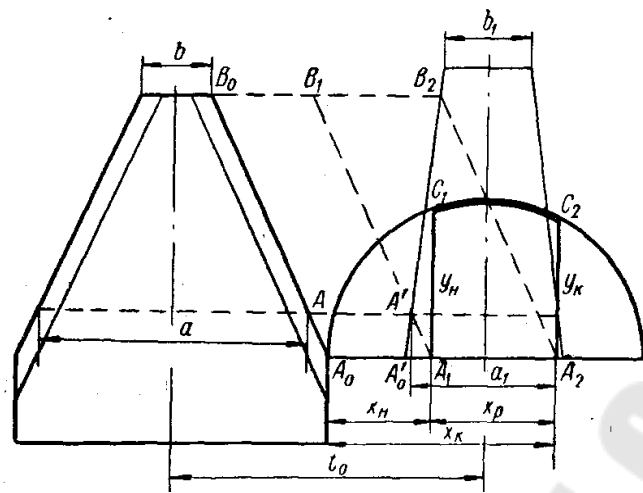
График изменения рабочих скоростей резания строится в функции от перемещения ножа. Зависимость между скоростью сегмента и его перемещением выражается уравнением

$$V_k = \omega \sqrt{r^2 - x^2}.$$

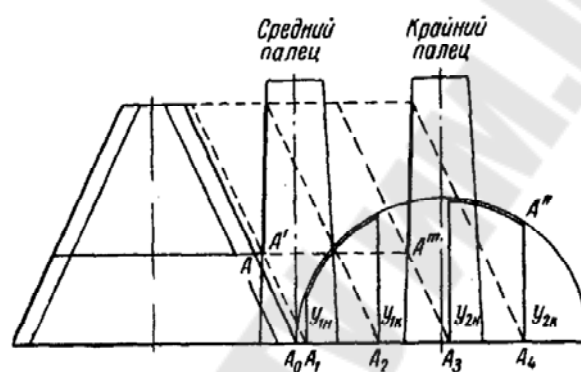
Выбрав масштаб $\lambda = \omega$ м/сек на 1 мм, будем иметь:

$$y = \frac{V_k}{\omega} = \sqrt{r^2 - x^2}.$$

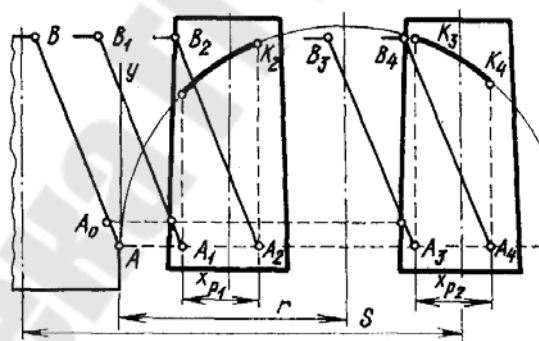
Это уравнение показывает, что в координатах x и y кривая изменения скоростей резания изобразится окружностью с радиусом r . Скорости резания определяются в следующем порядке (рис. 5).



a)



б)



в)

Рис. 5. Построение графика рабочих скоростей резания:

a – нормального типа; *б* – низкого резания;

в – нормального типа с двойным пробегом ножа

Вычерчивают сегмент и вкладыш пальца для заданного типа режущего аппарата. Для режущего аппарата нормального типа с оди-
нарным пробегом ножа вычерчивают один сегмент и один вкладыш, с
двойным пробегом – два, а для аппарата низкого резания – два сег-
мента и три вкладыша.

Радиусом r проводят полуокружность так, чтобы крайняя нижняя точка активной части лезвия совпало с точкой a_0 полуокружности.

Ординаты полуокружности в масштабе ω изображают скорости ножа, отнесенные к его перемещению.

Процесс резания растений осуществляется по принципу ножниц и поэтому срезание растений начинается в тот момент, когда лезвие сегмента A_0B_0 встретится с лезвием вкладыша пальца, и закончится резание, когда точка B_0 лезвия коснется вкладыша пальца.

Через точки встречи проводят линии, параллельные лезвию A_0B_0 до пересечения с осью абсцисс.

Ординаты точек x_n и x_k являются искомыми скоростями V_a и V_c .

Численные значения всех скоростей резания равны умножению значения соответствующей ординаты у графика на масштаб ω , т. е.

$$V = \omega y.$$

В режущем аппарате нормального резания с двойным пробегом ножа и в режущем аппарате низкого резания нужно определить скорости начала и конца резания у среднего и крайнего пальцев – V_a ; V_c ; V'_a ; V'_c .

2.4. Построение графика изменения слагающей скорости вдоль лезвия

Слагающая скорость ножа вдоль лезвия (рис. 6) равна:

$$V_{\text{л}} = V_{\text{н}} \sin \alpha - V_{\text{м}} \cos \alpha,$$

где $V_{\text{н}}$ – скорость ножа в относительном движении; $V_{\text{м}}$ – скорость машины.

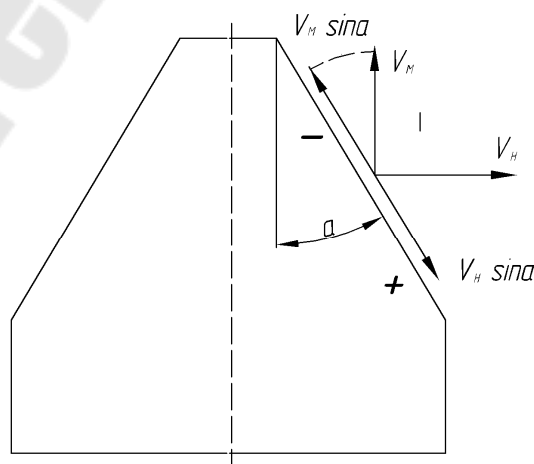


Рис. 6. Схема к определению составляющей скорости ножа вдоль лезвия

Так как скорость ножа можно выразить как

$$V_H = \omega \sqrt{r^2 - x^2},$$

то

$$V_{\Pi} = \omega \sqrt{r^2 - x^2} \sin \alpha - V_M \cos \alpha.$$

Если принять масштаб $\lambda = \omega \sin \alpha$, то

$$y = \frac{V_{\Pi}}{\omega \sin \alpha} = \sqrt{r^2 - x^2} - \frac{V_M}{\omega} \operatorname{ctg} \alpha.$$

В координатах x и y первый член уравнения представляет окружность радиусом r (рис. 7), а второй член – прямую, параллельную оси абсцисс.

Чтобы построить график слагающей скорости ножа вдоль лезвия, необходимо построить окружность радиусом r и провести прямую, параллельную оси абсцисс, на расстоянии $\frac{V_M}{\omega} \operatorname{ctg} \alpha$. Ординаты заштрихованных площадей в выбранном масштабе дадут искомые значения V_{Π} . Знак «+» указывает направление слагающей скорости к основанию сегмента, знак «-» – к его вершине.

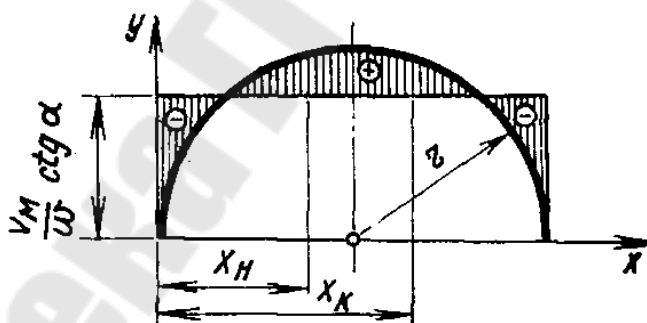


Рис. 7. График для определения слагающей скорости вдоль лезвия сегмента

Во втором случае нож стремится вытолкнуть стебли из раствора режущей пары. Наиболее благоприятным для обеспечения высококачественной работы режущего аппарата будет режим, когда будет соблюдено условие:

$$\operatorname{tg} \alpha > \frac{V_M}{V_a},$$

где V_a – скорость начала резания.

Оформление отчета

Задание выполняется на листах формата А4 и включает: таблицу исходных данных; расчеты для определения подачи машины и скоростей резания; графики пробега активной части лезвия, изменения высоты стерни, рабочих скоростей резания и график изменения слагающей скорости ножа вдоль лезвия. Графики должны быть исполнены на миллиметровке. В заключение дается характеристика работы режущего аппарата.

Лабораторная работа № 5 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ ОРГАНОВ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ

Цель работы: определить размеры и шаг скребкового элеватора; определить параметры и размер шнекового элеватора.

1. Общие сведения

В зерноуборочных комбайнах и стационарных молотилках зерно транспортируют зерновые элеваторы и шнеки. Необмолоченные колоски, сошедшие с очистки комбайна, поступают в молотильное устройство для повторного обмолота по колосовым элеваторам и шнекам. Элеваторы бывают скребковые (наиболее распространенные) и ковшовые; шнеки по расположению делят на горизонтальные и наклонные; по назначению – на колосовые и зерновые.

Наклонные шнеки, как правило, применяют для выгрузки зерна из бункера.

Скребковый элеватор

Состоит из тяговой цепи с прикрепленными к ней скребками, которые перемещают зерно или колоски от места загрузки до выгрузного устройства. В комбайнах широко распространены одноцепные скребковые транспортеры, в которых скребки присоединены к цепи специальным звеном. Скребки изготавливают из прорезиненной ткани, а для усиления их жесткости к звену присоединяют пластины и накладки.

Привод цепи элеватора выбирают так, чтобы ведущая ветвь не была рабочей. При этом улучшается захватывающая способность скребков и требуется меньшее предварительное натяжение цепи.

Шнековый транспортер

Состоит из следующих основных сборных соединений: желоб с загрузочным и разгрузочным окнами, вал с винтовой поверхностью, опоры вала и механизма передач.

2. Порядок выполнения работы

1. Размеры и шаг скребков выбирают исходя из количества зерна или колосков, поступающих на элеватор.

Количество зерна Q_i определяют по формуле

$$Q_i = q_{\text{опт}} \delta, \text{ кг} \cdot \text{с}^{-1}, \quad (1)$$

где $q_{\text{опт}}$ – пропускная способность молотилки кг/с; δ – отношение веса зерна к весу всей хлебной массы.

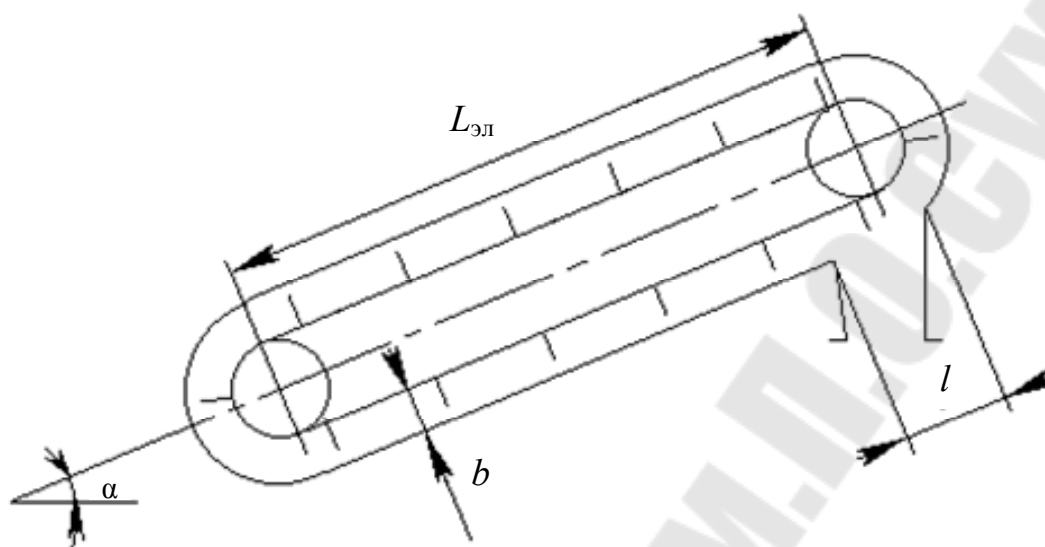


Рис. 1. Схема для определения размеров выгрузного окна скребкового элеватора

Пропускная способность элеватора должна соответствовать количеству зерна, которое поступает на элеватор, т. е.

$$Q_{\text{эл}} \geq Q_i. \quad (2)$$

Производительность скребкового элеватора зависит от размеров скребков, угла наклона элеватора к горизонту, заполнения межскребкового пространства зерном и скорости элеватора, т. е.

$$Q_{\text{эл}} = Sbv_{\text{эл}}\upsilon c\psi, \text{ кг/с}, \quad (3)$$

где S – длина скребка, см; b – высота скребка, см; $v_{\text{эл}}$ – скорость движения цепи, см/с; υ – объемный вес зерна (колоса), кг/см³; c – коэффициент, учитывающий влияние скорости движения элеватора на заполнение межскребкового пространства (при скорости 50, 100, 150 и 200 об, соответственно, равен 0,97; 0,92; 0,85; 0,75); ψ – коэффициент, представляющий собой отношение объема порции зерна или колосков к объему пространства между скребками.

Величина коэффициента « ψ » для зерна и колосьев зависит от наклона транспортера и отношения шага « t_c » скребков к высоте « b » скребка (табл. 1).

Значение коэффициента « ψ » при разных углах наклона элеватора

Угол наклона элеватора к горизонту, град	Коэффициент ψ при транспортировании		
	зерна		колосьев
	$t_3 / b = 2,5$	$t_c / b = 3$	
0	0,80	0,67	0,9–0,92
15	0,77	0,64	0,87–0,89
30	0,73	0,61	0,83–0,85
45	0,69	0,57	0,80–0,83
60	0,65	0,53	0,77–0,78

Размеры и шаг скребков рассчитывают в следующей последовательности:

1. По пропускной способности молотилки комбайна по формуле (2) находят требуемую производительность элеватора.

2. Задаются скоростью тяговой цепи (табл. П.1.3).

3. Выбирают размеры скребков (по ГОСТ 7116–61 рекомендуется принимать для зернового вороха и колосьев следующие размеры: при $S = 12$ см величина « b » равна 3–5 или 6 см; $S = 13$ см – 4–6 или 7 см; $S = 14$ см – 4–7 или 8 см; $S = 15$ см – 5–7 или 8 см).

4. При заданном отношении:

$$\frac{t_c}{b} = 2,5 \div 3$$

по табл. 1 подбирают коэффициент « ψ ».

5. По формуле (3) и выбранному значению « b » определяют шаг скребков « t_c ».

6. Длину выгрузного окна, расположенного в верхней части дна желоба, определяют по формуле (4):

$$l \geq v_{эл} \sqrt{\frac{2b \cos \varphi}{g \cos(\alpha + \varphi)}}, \quad (4)$$

где φ – угол трения зерна по скребку, принимают не более 35° ; g – ускорение свободного падения, м/с^2 .

7. Мощность, потребляемая на привод скребкового элеватора, определяют по эмпирической формуле

$$N_{эл} = \frac{Q_{эл} L}{367} (E + \text{tg} \alpha), \quad \text{кВт}, \quad (5)$$

где L – длина горизонтальной проекции элеватора, м; E – коэффициент сопротивления движению, принимается для комбайновых элеваторов от 2,25 до 1,7 (большее значение соответствует пропускной способности комбайнов до 4 кг/с, меньшее до 8 кг/с и выше); $Q_{эл}$ – производительность принимают, т/ч.

Определение параметров шнека

1. Определяют угол подъема наружной винтовой кромки:

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{t_{ш}}{\pi D}, \quad (6)$$

где $t_{ш}$ – шаг винтовой линии, принимается $t_{ш} = (0,6 \div 0,8)D$; $D_{н}$ – наружный диаметр шнека, м (по ГОСТ 2705–51 рекомендуется принимать размером 60, 90, 130, 150, 180, 250 и 400 мм).

Производительность винтового тихоходного шнека определяется по формуле

$$Q_{ш} = 47,1[(D_{н} + 2\lambda)^2 - d^2]t_{ш}\psi_{ш}nk\nu_{ш}, \text{ т/ч}, \quad (7)$$

где $\psi_{ш}$ – коэффициент заполнения желоба (для комбайнов принимают 0,2–0,3); λ – радиальный зазор между наружной кромкой винта и внутренней поверхностью кожуха шнека, м (принимается 8–10 мм); n – число оборотов вала шнека в минуту; d – диаметр вала шнека, м ($d = 0,4D_{н}$); k – коэффициент, учитывающий наклон шнека к горизонту (при углах наклона « α » в град. 0, 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70 величина « k » равна, соответственно, 1; 0,8; 0,65; 0,58; 0,52; 0,48; 0,44 и 0,4); $\nu_{ш}$ – объемный вес перемещаемого материала, в т/м³.

2. Из выражения производительности определяют число оборотов шнека

$$n = \frac{Q_{ш}}{47,1[(D_{н} + 2\lambda)^2 - d^2]t_{ш}\psi_{ш}k\nu_{ш}}, \text{ об/мин.} \quad (8)$$

Величину производительности шнека принять равной производительности скребкового элеватора [см. формулу (3)]:

$$3,6Q_{эл} = Q_{ш} \frac{T}{2}.$$

3. Мощность, потребную на привод шнека, определяют по формуле

$$N = \frac{Q_{ш}(LE_{ш} + L_1)\eta_{ш}}{367}, \text{ кВт}, \quad (9)$$

где L – длина горизонтальной проекции шнека, м; L_1 – длина вертикальной проекции шнека, м; $E_{ш}$ – коэффициент, учитывающий сопротивление перемещению материала по кожуху (принимается равным 1,2–1,5); $\eta_{ш}$ – коэффициент, учитывающий наклон шнека к горизонту (при « α » равном 0; 25; 30; 35; 40; 45 значение « $\eta_{ш}$ », соответственно, равно 1,0; 1,05; 1,13; 1,2; 1,32; 1,4).

Построить схему скребкового элеватора и шнекового транспортера.

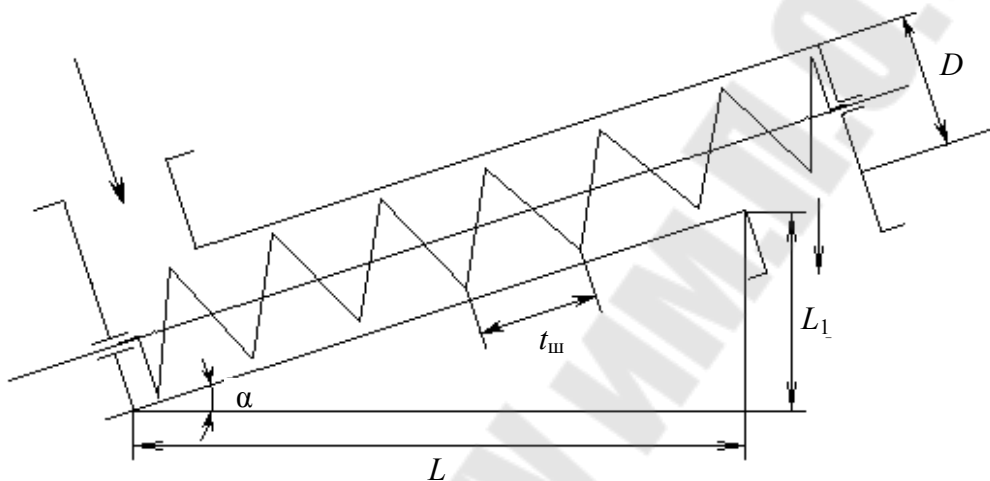


Рис. 2. Схема шнека

Оформление отчета

Отчет должен содержать:

1. Общие сведения о транспортирующих органах зерноуборочных комбайнов.
2. Расчеты размеров и шага скребкового элеватора, а также параметры и размер шнекового элеватора.
3. Схему скребкового элеватора и шнекового транспортера.
4. Выводы.

Лабораторная работа № 6 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ И КОНСТРУКТИВНЫХ РАЗМЕРОВ ВЕНТИЛЯТОРА ОЧИСТКИ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ

Цель работы: определить параметры и конструктивные размеры вентилятора очистки зерноуборочных комбайнов.

1. Общие сведения

Очистка зерноуборочного комбайна предназначается для выделения зерна из вороха, поступающего из-под молотильного аппарата и соломотряса. Качество работы очистки зависит от воздушного потока, размеров решет и их отверстий и от кинематики решет.

Выделение зерна из вороха в очистках комбайнов в основном производится по парусности, а поэтому материал (ворох), находящийся на решетке очистки, должен обдуваться воздушным потоком.

В зависимости от качества вороха силу и направление воздушного потока, создаваемого вентилятором, приходится менять, что осуществляется щитками, расположенными внутри канала вентилятора, открытием входных окон вентиляторов или изменением числа его оборотов.

В зерноуборочных комбайнах применяются центробежные вентиляторы сельскохозяйственного типа, а в отличие от вентиляторов общего назначения имеют четное количество лопастей (4–12).

2. Порядок выполнения работы

Параметры вентилятора определяют в следующем порядке:

1. Определить количество воздуха, которое должен подать вентилятор по выражению

$$Q_v = q\varepsilon Q,$$

где Q_v – количество воздуха, м³/с; q – коэффициент, т. е. количество воздуха, м³, которое должно подаваться на килограмм средней подачи вороха (берется из табл. 1); ε – коэффициент, показывающий количество половы и мякины, которое необходимо удалить воздушным потоком из очистки, $\varepsilon = (0,2 \div 0,25)$; Q – подача хлебной массы в молотильный барабан, кг/с, при соотношении зерна к соломе 1:1,5.

Коэффициент соломистости в этом случае будет равен:

$$\lambda = \frac{c}{c+z} = \frac{1,5}{1,5+1} = 0,6,$$

При другом соотношении зерна к соломе λ подача хлебной массы Q_1 меняется и ее подсчитывают из условия сохранения неизменной подачи соломы в молотилку по формуле

$$Q_1 = Q \frac{\lambda}{\lambda_1},$$

где Q – заданная подача хлебной массы в молотилку; λ – коэффициент соломистости при соотношении зерна к соломе 1:1,5; λ_1 – коэффициент соломистости при другом соотношении.

2. Определить скорость воздушного потока в выходном отверстии.

Скорость воздушного потока в выходном отверстии вентилятора выбирается с учетом критических скоростей фракций вороха (зерно, семена сорняков, частицы половы и соломы) и определяется по формуле

$$V_{\text{вых}} = aV_{\text{кр}},$$

где $V_{\text{вых}}$ – скорость воздушного потока в выходном отверстии, м/с; a – коэффициент, учитывающий увеличение критической скорости ($a = 2$); $V_{\text{кр}}$ – критическая скорость, м/с (для половы $V_{\text{кр}} = 2$ м/с, для сбины $V_{\text{кр}} = 4$ м/с).

3. Определить динамический напор, создаваемый вентилятором по уравнению

$$h_d = \frac{V_{\text{вых}}^2 \gamma_v}{2g},$$

где h_d – динамический напор в кг/м²; γ_v – удельный вес воздуха, кг/м³ ($\gamma_v = 1,12$); $V_{\text{вых}}$ – скорость воздуха в выходном отверстии вентилятора, м/с; g – ускорение силы тяги, м/с².

4. Определить статический напор $h_{\text{ст}}$.

Статический напор расходуется на сопротивление в сети и зависит от множества факторов, в том числе от конструкции, размеров, решет и т. д. и определяется по формуле

$$h_{\text{ст}} = \frac{1-K^2}{K^2} hq,$$

где K – коэффициент, характеризующийся отношением динамического давления к полному и определяется по формуле

$$K = \frac{F_2}{F},$$

где F – площадь выходного отверстия вентилятора; F_2 – площадь эквивалентного отверстия.

Под эквивалентным отверстием понимают отверстие площадью F_2 , через которое при том же статическом давлении $h_{ст}$ подается такое же количество воздуха, как и через сеть (трубопровод) при наличии потерь. Для расчета можно принять $K = (0,22 \div 0,26)$.

При данных расчетах можно принять, что статический напор в $3 \div 5$ раз больше динамического.

5. Определить полный действительный напор, создаваемый вентилятором:

$$H_d = h_{ст} + h_d.$$

6. Определить теоретический напор:

$$H_T = \frac{H_d}{\eta},$$

где H_T – теоретический напор, кг/м²; η – коэффициент полезного действия вентилятора ($\eta = 0,3 \div 0,6$).

7. Определить высоту выходного отверстия вентилятора из выражения

$$S \geq \frac{L_p + v_1}{\frac{\cos \beta}{\sin(\delta - \beta)} - K_0},$$

где S – высота выходного канала, мм; δ – угол наклона воздушного потока к плоскости решета; β – угол расширения воздушного потока ($\beta = 12 \div 16^\circ$); v_1 – координата переднего конца решета относительно верхнего ребра канала, мм; L_p – длина решета, мм ($L = 1200 \div 1350$); K_0 – коэффициент отклонения воздушного потока решетом ($K_0 = 0,5 \div 0,6$).

8. Определить диаметр входного отверстия для двухстороннего вентилятора по выражению

$$D_{вх} = \sqrt{\frac{2Q_{воз}}{\pi V_{вх}}},$$

где $Q_{воз}$ – количество подаваемого воздуха, м³/с; $V_{вх}$ – скорость воздушного потока во входном отверстии ($V_{вх} = 8$ м/с).

9. Определить внутренний диаметр лопастного колеса по уравнению

$$D_1 = 0,95D_{\text{вх}}.$$

10. Определить наружный диаметр лопастного колеса из выражения

$$D_2 = 1,6D_{\text{вх}}.$$

11. Определить число оборотов вентилятора по уравнению:

$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{H_T q}{\gamma_B (r_2^2 - r_1^2)}}, \text{ об/мин},$$

где r_1 , r_2 – соответственно, наружный и внутренний радиус лопастного колеса, м.

12. Определить мощность двигателя для работы вентилятора по формуле

$$N_{\text{дв}} = \frac{Q_{\text{воз}} H_T}{\eta \cdot 102}, \text{ кВт},$$

где η – КПД передачи ($\eta = 0,95 \div 0,98$).

13. Конструктивную схему лопастного колеса и спирального кожуха вентилятора вычертить по размерам, указанным в табл. 2.

Длина лопасти в зависит от наружного диаметра D_2 и принимают ее в пределах $b = (1 \div 1,5)D_2$.

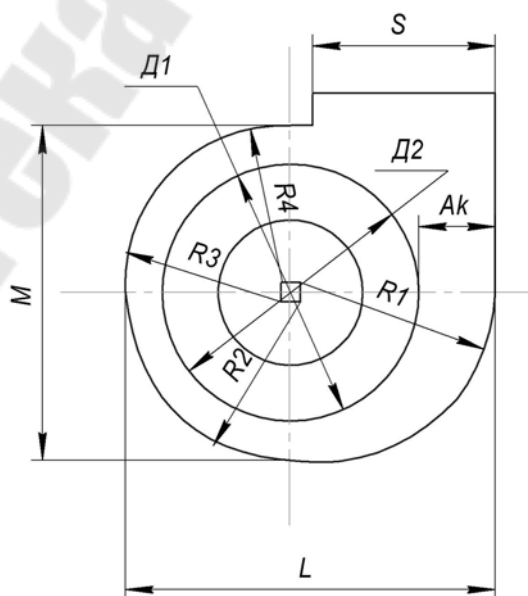


Рис. 1. Схема спирали кожуха вентилятора

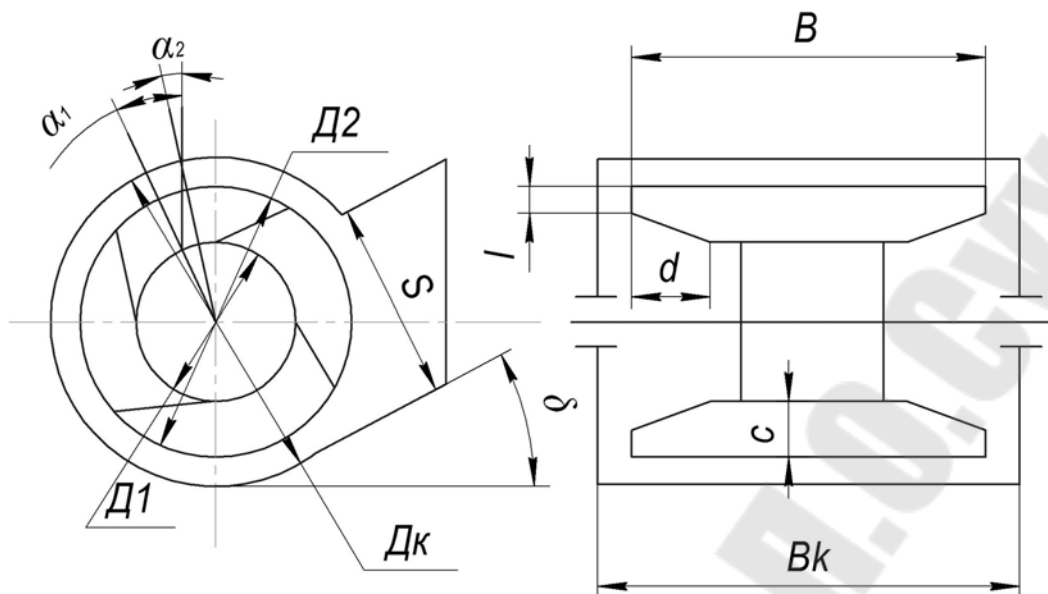


Рис. 2. Схема центробежного вентилятора

Таблица 1

**Исходные данные для расчета параметров
и размеров центробежного вентилятора**

Номер варианта	Параметры					
	Подача хлебной массы в молотилку Q , кг/с	Соотношение зерна к соломе	Коэффициент q , м ³ /кг	Угол наклона воздушного потока к планкам решета	Координата v_1 , мм	Количество лопаток Z , шт.
1	6	1÷1,75	1,5	22	100	4
2	9	1÷1,5	1,6	24	110	6
3	8	1÷2,0	1,8	23	130	8
4	10	1÷2,5	1,7	25	120	4
5	13	1÷1,75	2,0	27	105	10
6	15	1÷2,25	1,9	26	115	6
7	14	1÷1,0	2,1	30	125	8
8	7	1÷1,75	2,2	29	130	4
9	12	1÷1,5	1,5	31	135	4
10	16	1÷2,0	1,7	30	140	4
11	14	1÷2,5	2,0	32	145	4
12	15	1÷1,75	1,6	26	150	6
13	12	1÷2,25	1,8	33	155	8
14	9	1÷1,0	1,7	28	160	8
15	10	1÷1,75	1,5	34	100	8
16	12	1÷1,5	1,6	22	110	6
17	11	1÷2,0	1,8	25	130	6
18	18	1÷2,5	1,7	27	120	6

Номер варианта	Параметры					
	Подача хлебной массы в молотилку Q , кг/с	Соотношение зерна к соломе	Коэффициент q , м ³ /кг	Угол наклона воздушного потока к планкам решета	Координата V_1 , мм	Количество лопаток Z , шт.
19	14	1÷1,75	2,0	26	105	10
20	11	1÷2,25	1,9	30	115	12
21	6	1÷1,0	1,5	29	125	6
22	7	1÷1,75	1,6	31	130	4
23	8	1÷1,5	1,8	26	160	10
24	9	1÷2,0	1,7	25	150	8
25	12	1÷2,5	2,0	22	120	6
26	13	1÷1,75	1,9	23	110	8
27	14	1÷2,25	2,2	33	100	10
28	12	1÷1,0	1,5	30	125	8
29	10	1÷2,5	1,6	29	130	6
30	8	1÷1,75	1,8	31	160	8

Таблица 2

Размеры кожухов вентиляторов в зависимости от разворота спирали

A_k	Размеры, %, от D_2									
	a	R_1	R_2	R_3	L	M	c	l	α_1	α_2
20	5,0	67,5	62,5	57,5	130	120	15	8	0	0
30	7,5	76,25	68,75	61,25	145	130	15	10	25	15
40	10	85,0	75,0	65,0	160	140	15	8	0	0
50	12,5	93,75	81,25	68,75	175	150	15	10	25	15
60	15,0	102,5	87,5	72,5	190	160	15	10	25	10
70	17	111,25	93,75	76,25	205	170	15	10	0	0

Оформление отчета

Отчет должен содержать:

1. Общие сведения о системе очистки зерноуборочных комбайнов.
2. Расчеты параметров и конструктивных размеров вентилятора очистки зерноуборочных комбайнов.
3. Схему центробежного вентилятора и спирали кожуха вентилятора согласно расчетным параметрам.
4. Выводы.

Лабораторная работа № 7 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДВУХВАЛЬНОГО КЛАВИШНОГО СОЛОМОТРЯСА

Цель работы: определить параметры двухвального клавишного соломотряса.

1. Общие сведения

Соломотрясы предназначены для выделения из соломы мелкого вороха (зерно, солома и др.), поступающего из молотильного аппарата, направления его на очистку и для вывода соломы из молотилки.

В существующих зерноуборочных комбайнах наибольшее применение находят клавишные соломотрясы. Они обычно бывают двухвальные, все точки их клавиш совершают движение по окружности. Могут иметь от четырех до шести клавиш. Круговое поступательное движение каждой из клавиш смещено относительно других. Кинематику клавиш характеризует кинематический режим:

$$K = \frac{\omega r}{g}, \quad (1)$$

где ω – угловая скорость вращения коленчатого вала; r – радиус кривошипа.

Увеличение скорости вращения ω вала приводит к возрастанию скорости перемещения соломы по соломотрясу. Экспериментально установлено, что от показателя K кинематического режима работы зависит качественный показатель выделения зерна из грубого вороха.

Для четырехклавишных соломотрясов рекомендуется принимать $K = 2,2-2,6$ и пятиклавишных – $1,1-1,5$. При этих режимах грубый ворох подбрасывается клавишами и перетряхивается, что способствует более интенсивному выделению зерна из вороха. Фаза отрыва соломы от соломотряса определяется из выражения

$$\sin \omega t_0 = \frac{\cos \alpha}{K} C, \quad (2)$$

где $C = 1,2-1,8$ – коэффициент, учитывающий запаздывание подбрасывания вороха; α – угол наклона клавиш к горизонту.

Коэффициент C возрастает с увеличением показателя K . Расчет длины соломотряса производится исходя из допустимых им потерь

зерна в виде схода его вместе с соломой. Сход зерна с соломотряса (потери) определяется уравнением

$$q_n = q_c e^{-\mu L}, \quad (3)$$

где q_n – сход зерна, кг/с; q_c – количество зерна, поступающего на соломотряс, кг/с; e – основание натурального логарифма; L – длина соломотряса, м; μ – коэффициент сепарации.

Решая уравнение (3) относительно L и после соответствующих подстановок, получаем уравнение для расчета длины соломотряса:

$$L = \frac{1}{\mu} \ln \frac{(1-\varepsilon)100}{p}, \quad (4)$$

где ε – коэффициент сепарации зерна декой; p – процент допустимых потерь соломотрясом ($p = 0,25$ %) грубого вороха.

2. Содержание работы

1. Определить ширину соломотряса.
2. Определить скорость вращения коленчатого вала и фазу подбрасывания соломы клавишами.
3. Построить траекторию свободного полета соломы после подбрасывания, определить перемещение соломы за одно подбрасывание и скорость ее перемещения по поверхности клавиш;
4. Определить длину соломотряса;

В табл. 1 приведены значения величин: z – число клавиш; q – секундная подача хлебной массы; σ – содержание зерна в хлебной массе, ε – коэффициент сепарации зерна декой; γ – плотность.

3. Порядок выполнения работы

1. Определить скорость ω вращения коленчатого вала по формуле (1).
2. Вычислить фазовый угол ωt_0 подбрасывания соломы по формуле (2).
3. Определить перемещение S соломы за одно подбрасывание (рис. 1).

Исходные данные для расчета соломотряса

Номер варианта	z	q , кг/с	S	ε	γ , кг/м ³	γ_1 , мм	K	L_6 , мм	α , град
1	4	5,0	0,35	0,85	18	55	2,2	1,0	5,0
2	5	5,5	0,32	0,86	19	52	1,1	1,1	5,5
3	4	6,0	0,30	0,87	20	53	2,3	1,2	6,0
4	5	6,5	0,31	0,88	21	55	1,2	1,25	6,5
5	4	7,0	0,33	0,89	22	50	2,4	1,3	7,0
6	5	7,5	0,34	0,90	17	51	1,3	1,4	7,5
7	4	8,0	0,35	0,91	23	52	2,4	1,5	8,0
8	4	8,5	0,32	0,92	18	55	2,5	1,0	5,0
9	4	9,0	0,30	0,93	19	52	2,6	1,1	5,5
10	5	9,5	0,31	0,94	20	53	1,5	1,2	6,0
11	5	10	0,33	0,80	21	55	1,1	1,25	6,5
12	4	10,5	0,34	0,81	22	50	2,2	1,3	7,0
13	4	8,0	0,35	0,82	17	51	2,3	1,4	7,5
14	5	8,5	0,32	0,83	23	52	1,5	1,5	8,0
15	4	6,0	0,30	0,85	18	55	2,4	1,0	5,0
16	5	6,5	0,31	0,86	19	52	1,3	1,1	5,5
17	4	7,5	0,33	0,87	20	53	2,3	1,2	6,0
18	5	11,0	0,34	0,88	21	55	1,4	1,25	6,5
19	4	11,5	0,35	0,89	22	50	2,5	1,3	7,0
20	5	12,0	0,32	0,90	17	51	1,1	1,4	7,5
21	4	9,5	0,30	0,91	23	52	2,2	1,5	8,0
22	5	10,0	0,31	0,92	18	55	1,2	1,0	5,0
23	5	5,5	0,33	0,93	19	52	1,5	1,1	5,5
24	4	5,0	0,34	0,94	20	53	2,6	1,2	6,0
25	5	7,5	0,35	0,80	21	55	1,2	1,25	6,5
26	4	8,0	0,32	0,81	22	50	2,4	1,3	7,0
27	5	8,5	0,30	0,82	17	51	1,3	1,4	7,5
28	4	10,0	0,31	0,83	23	52	2,5	1,5	8,0
29	5	10,5	0,33	0,9	20	50	1,5	1,25	5,5
30	5	11,0	0,34	0,92	19	53	1,4	1,15	6,5

Для построения траектории полета соломы откладываем угол ωt_0 (рис. 1) и находим точку A ее отрыва.

Начало координат располагаем в точке A . Оторвавшись от клавиш, солома, если пренебречь сопротивлением воздуха, будет совершать свободный полет. Начальные условия полета:

$$V_{x_0} = \omega r \sin \omega t_0; \quad (5)$$

$$V_{y_0} = \omega r \cos \omega t_0.$$

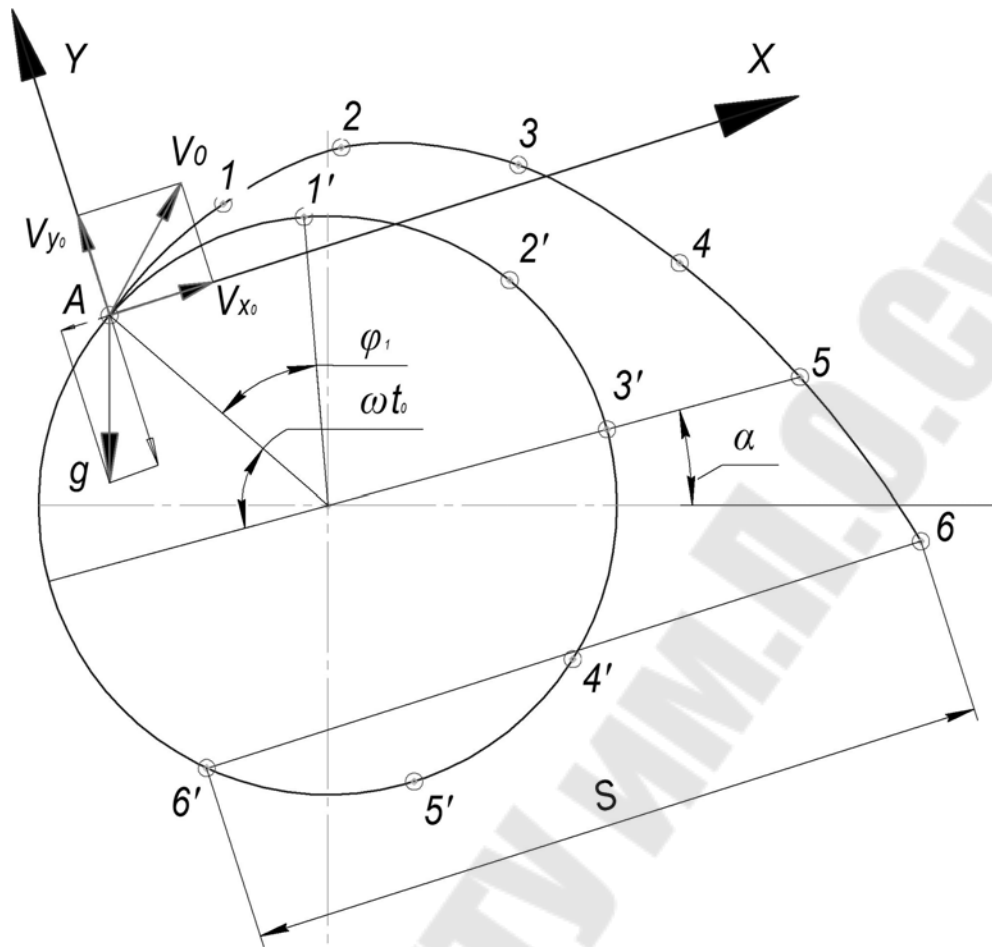


Рис. 1. Траектория полета соломы

Проекции ускорений на оси X и Y :

$$a_x = -g \sin \alpha; \quad a_y = -g \cos \alpha.$$

Уравнение движения соломы:

$$x = \omega r \sin \omega t_0 t - \frac{gt^2}{2} \sin \alpha; \quad (6)$$

$$y = \omega r \cos \omega t_0 t - \frac{gt^2}{2} \cos \alpha.$$

Путь, пройденный соломой за один оборот вала, определяется графическим путем построения траектории ее полета. Для построения точек 1, 2, 3 и т. д. траектории необходимо задаться значениями времени t с интервалами $t = 0,03-0,04$ с и произвести расчет по уравнениям (5), (6), результаты занести в табл. 2.

На графике откладываются точки 1, 2, 3 и т. д. и по ним строится траектория. На окружности, как и на траектории полета частицы,

точками 1', 2', 3' и т. д. отмечают положение точки A отрыва частицы через интервалы времени Δt , $2\Delta t$ и т. д.

Таблица 2

Расчет параметров траектории полета соломы

Расчетные уравнения	t			
	$t_1 = \Delta t = 0,03$	$t_2 = 2\Delta t = 0,06$	$t_3 = 3\Delta t = 0,09$...
$\omega r \sin \omega t_0 t$				
$-\frac{gt^2}{2} \sin \alpha$				
X				
$\omega r \cos \omega t_0 t$				
$-\frac{gt^2}{2} \cos \alpha$				
Y				

Для того чтобы установить положение этих точек, необходимо определить угол $\varphi_1 = \omega \Delta t$ и по нему отложить на окружности точку 1' и далее засечками циркуля отметить точки 2', 3' и т. д. Встреча частицы с клавишами произойдет тогда, когда одноименные точки траектории и окружности будут находиться на одной ординате. Из предполагаемой точки встречи необходимо провести линию, параллельную оси X . Если вторая одноименная точка отклонена от этой линии, то момент встречи можно уточнить путем интерполяции. Расстояние S между одноименными точками (рис. 1, точки б' и б) в масштабе представляют дальность перемещения соломы за одно подбрасывание.

При пятиклавишном соломотрясе две группы клавиш расположены на коленчатом валу через 180° . Солома подбрасывается одной группой клавиш (двумя-тремя), а падает на вторую. Поэтому после того как клавиши пройдут ось коленчатого вала, начинается отсчет для второй поднимающейся группы;

4) определить среднюю скорость перемещения соломы по соломотрясу:

$$V_{\text{ср}} = S \frac{\omega}{2\pi};$$

5) определить ширину соломотряса:

$$B = 1,1L_6;$$

б) определить толщину слоя соломы на соломотрясе:

$$h = \frac{q(1-\delta)}{BV_{cp}\gamma};$$

7) определить коэффициент сепарации:

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{h_0}{h} \right)^m,$$

где $m = 0,8-1,2$, большие значения относятся к тяжелым условиям, меньшие – к легким.

Опытным путем установлено, что коэффициент сепарации для клавишных соломотрясов при толщине слоя соломы $h_0 = 200$ мм равен $\mu_0 = 0,018$, 1/см;

8) определить длину соломотряса по формуле (4).

Оформление отчета

Отчет должен содержать:

1. Краткое содержание работы.
2. Исходные данные из табл. 1.
3. График движения хлебной массы по соломотрясу.
4. Выводы.

Лабораторная работа № 8 ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧИХ ПАРАМЕТРОВ ТЕРЕБИЛЬНОГО АППАРАТА ЛЬНОУБОРОЧНОЙ МАШИНЫ

Цель работы: определить рабочие параметры теребильного аппарата льноуборочной машины.

1. Общие сведения

Теребильные аппараты должны обеспечивать полноту теребления стеблей с минимальным их травмированием и обрывом.

Наклоненные делителями стебли попадают в устье теребильного аппарата, где их направляют к месту зажима теребильные ремни. Стебли прижимаются к ремням вследствие упругости, и движущиеся ремни увлекают их силами трения. Так как ремни здесь охватывают шкивы и движутся по дуге окружности, то горизонтальная проекция их скорости на направление движение машины изменяется. Если перемещение стеблей ремнями на этом интервале относительно машины назад будет меньше, чем перемещение самой машины вперед, сообщенному делителями, добавится еще наклон, сообщаемый ремнями, в данном случае действующими как направители. При соответствующем диаметре шкивов можно сообщить ремням такую скорость, что стебли не будут дополнительно наклоняться, и даже уменьшить этот наклон.

Схема криволинейного теребильного ручья представлена на рис. 1, размеры деталей теребильного ручья и его параметры указаны в таблице.

Скорость v_p можно определять по отношению ее к скорости машины v_m :

$$\frac{v_p}{v_m} = \lambda. \quad (1)$$

Скорость ремня должна быть примерно вдвое больше скорости машины. Обычно она бывает в 2–2,5 раза больше скорости машины.

При недостаточной величине коэффициента трения стеблей по ремню возможно проскальзывание стебля, и тогда скорость его будет несколько меньше, чем скорость ремня. Можно предположить, что скорость стебля равна ηv_p , где η – коэффициент, характеризующий скольжение (может быть равным 0,7–1,0).

Чрезмерное увеличение скорости ремней нежелательно. Так как это может привести к тому, что направление усилия тербления будет значительно отклоняться от вертикального (назад). С увеличением диаметра шкива и при той же ширине захвата ручья уменьшается центральный угол.

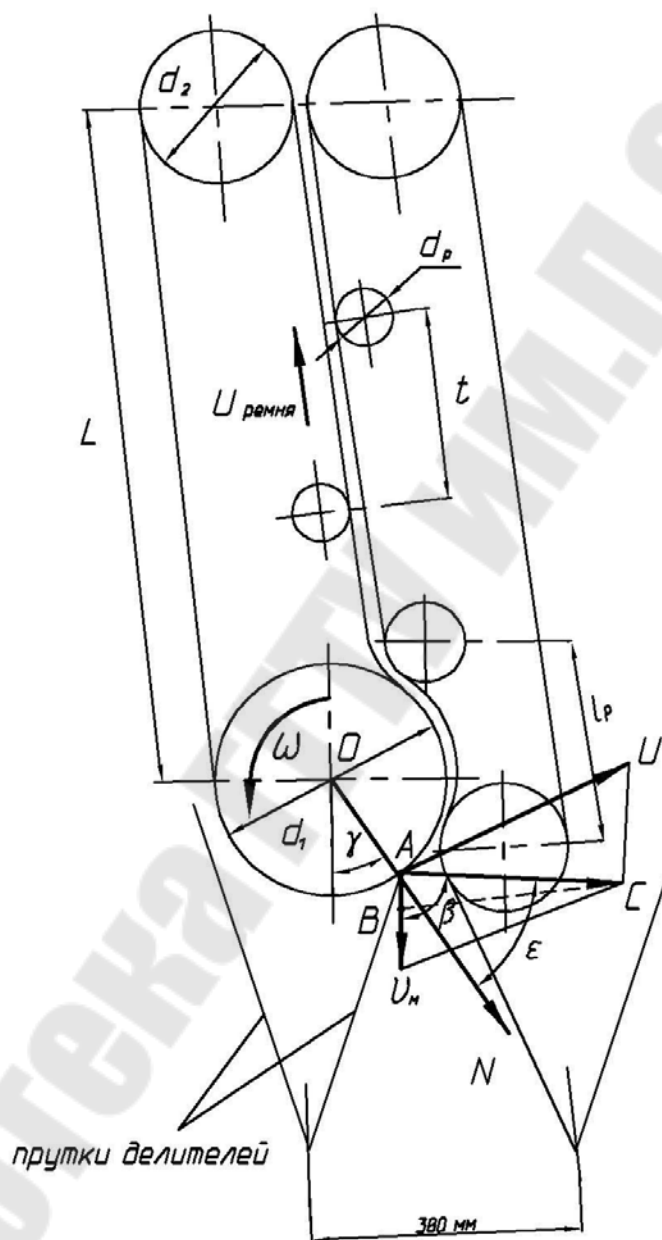


Рис. 1. Схема ввода стеблей в тербильный ручей

В связи с этим величина λ (1), а следовательно, и скорость ремня (при той же скорости машины) достаточно меньшая, так как хотя с уменьшением угла синус его также уменьшается, но значительно медленнее.

Если стебель встречается с теребильным ремнем и криволинейным ручьем в точке A (рис. 1), то стебель не будет проскальзывать при условии

$$\varepsilon \leq \varphi,$$

где φ – угол трения стеблей льна о материал ремня (материалом ремня, как правило, является резина); коэффициент трения стеблей в движении при влажности 62–62,5 % равен: $f_{\min} = 0,56$ (29°); $f_{\text{ср}} = 0,82$ (39°); $f_{\max} = 0,95$ (43°); ε – угол между нормалью N к окружной скорости, проведенной из точки A , и направлением абсолютной скорости точки A (рис. 1).

Абсолютная скорость c равна геометрической сумме скорости машины v_m и окружной скорости u . Из рис. 1 видно, что $\varepsilon = \beta - \alpha$, тогда условие движения стебля без проскальзывания можно выразить неравенством

$$\varphi \geq \beta - \gamma,$$

откуда

$$\beta \leq \varphi + \gamma \text{ или } \operatorname{tg}\beta \leq \operatorname{tg}(\varphi + \gamma).$$

Коэффициент трения $f = \operatorname{tg}\varphi$, тогда

$$\operatorname{tg}\beta \geq \frac{(\operatorname{tg}\gamma + f)}{(1 - f \operatorname{tg}\gamma)}. \quad (2)$$

Из треугольника ABC получим:

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{(u \cos \gamma)}{(v_m - u \sin \gamma)}.$$

Если выразить u/v_m через λ , то после преобразований получим

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{(\lambda \cos \gamma)}{(1 - \lambda \sin \gamma)},$$

где λ – показатель кинематического режима теребильного аппарата.

Подставив вместо $\operatorname{tg}\beta$ выражение (2), получим:

$$\lambda \leq f \cos \gamma + \sin \gamma. \quad (3)$$

Следовательно, ввод стебля в криволинейный теребильный ручей без проскальзывания по ремню зависит от λ , коэффициента трения f и угла γ .

Если учесть, что коэффициент трения f практически остается неизменным, то при постоянном значении λ ввод стеблей без проскальзывания будет происходить при больших значениях угла γ , так как правая часть равенства (3) будет при этом увеличиваться. Угол γ при положении точки подвода стеблей A устанавливают боковыми прутками делителей.

2. Теребление центральных стеблей

Стебли льна-долгунца, расположенные в плоскости теребильного ручья, называются *центральными*. Пусть точка захвата A (рис. 2) стеблей теребильным аппаратом расположена на высоте h от поверхности почвы. Процесс теребления происходит при перемещении точки A в переносном движении со скоростью движения машины v_M и в относительном движении со скоростью движения ремня u .

Скорость v_a абсолютного движения точки A складывается из скоростей u и v_M .

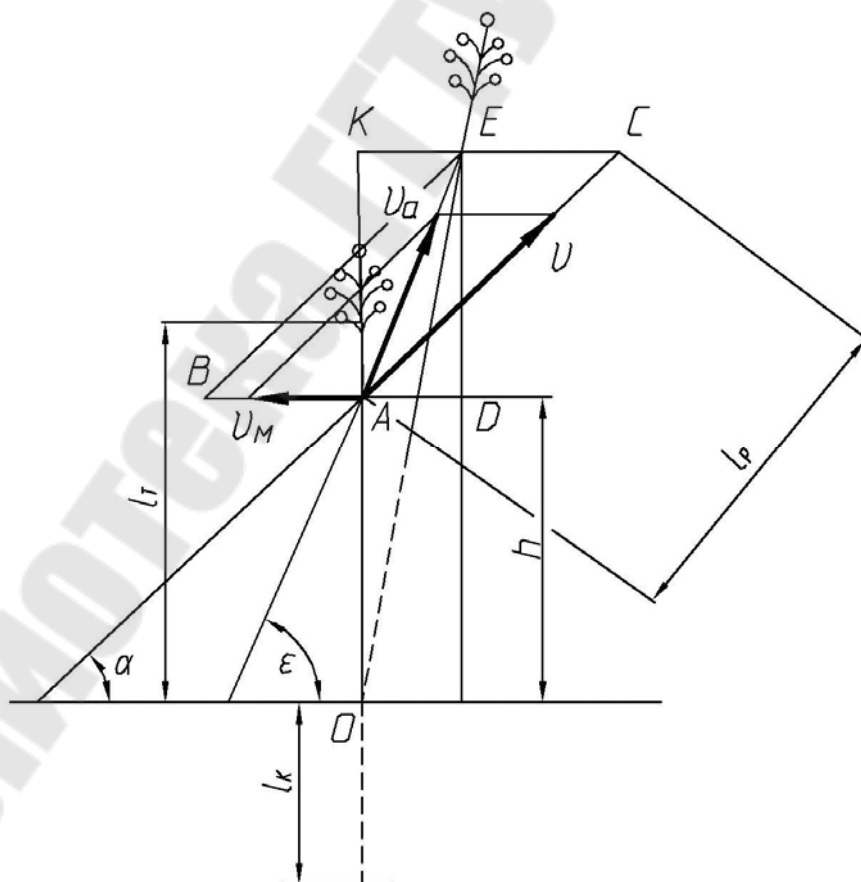


Рис. 2. Схема теребления центральных стеблей

Будем считать, что стебель в момент захвата расположен вертикально и захвачен теребильными ремнями у верхней границы технической длины l_T . Техническая длина стебля – это расстояние от поверхности поля до первого разветвления стебля. Процесс теребления закончится в точке E , когда корень длиной l_K вместе со стеблем будет полностью извлечен из почвы.

Абсолютная скорость теребления

$$v_a = \sqrt{v_M^2 + u^2 - 2v_M u \cos \alpha},$$

где α – угол наклона теребильного аппарата (рис. 3).

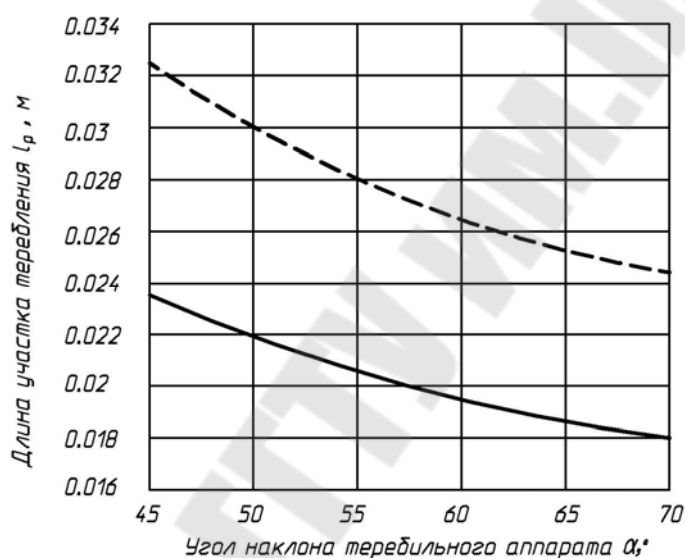


Рис. 3. Зависимость длины участка теребления от угла наклона теребильного аппарата при различной высоте теребления:

- длина участка теребления при $h = 50$ см;
- - - - - длина участка теребления при $h = 40$ см

Направление скорости теребления v_a определяется углом ε :

$$\sin \varepsilon = \left(\frac{u}{v_a} \right) \sin \alpha.$$

Допуская, что угол ε изменится к концу теребления стебля незначительно, из треугольника OKE найдем длину отрезка OK :

$$OK = OE \sin \varepsilon = (h + l_K) \sin \varepsilon.$$

Определим длину участка теребильных ремней l_p , на которой происходит теребление стеблей льна.

Из схемы, изображенной на рис. 2, имеем:

$$l_p = AC.$$

Из треугольника AKC определим AC :

$$AC = l_p = \frac{AK}{\sin \alpha} = \frac{(h + l_k) \sin \varepsilon - h}{\sin \alpha}. \quad (4)$$

Из выражения (4) видно, что с увеличением угла α длина участка тербления уменьшается. Поэтому угол наклона тербильных аппаратов современных льноуборочных машин увеличен и может регулироваться в пределах $45-75^\circ$. При расчете параметров современного аппарата необходимо учитывать, что при любых значениях угла α , скоростей v и v_m , высоты тербления h , длина тербильного ручья должна быть больше максимально возможного участка тербления l_p .

3. Расход энергии на процесс тербления

Расчет усилий и энергии, которые необходимо затратить на процесс тербления, усложняется тем, что даже усилие, потребное для выдергивания отдельного стебля, колеблется в широких пределах. Кроме того, и направление усилия выдергивания (аппаратом) по отношению к траектории точки захвата непрерывно изменяется. Поэтому расчет ведут с некоторым приближением исходя из следующих предпосылок (4).

Среднее усилие P_{cp} на выдергивание пучка стеблей остается постоянным в течение всего процесса тербления и равно:

$$P_{cp} = nP_{0cp}, \quad (5)$$

где n – число стеблей в пучке; P_{0cp} – усилие, потребное на выдергивание одного стебля в пучке.

Сила P_{cp} действует на пути a_{cp} равном средней длине корня, вытянутого из почвы. Количество стеблей n , одновременно подвергающихся терблению, будет:

$$n = 2bS_{mcp} i, \quad (6)$$

где $2b$ – ширина захвата тербильного ручья; i – количество стеблей на 1 м^2 поля; S_{mcp} – среднее перемещение машины за время тербления стебля (принимается в среднем длине корня 3–6 см).

Мощность, необходимая для теребления стеблей льна всей машиной, определяется по формуле

$$N = \frac{2bv_m P_{0cp} i l_k z}{\eta \cdot 102}, \text{ кВт}, \quad (7)$$

где l_k – длина пути действия силы P_{0cp} ($l_k = 3,0$ см); η – КПД передач теребильных ручьев ($\eta = 0,9-0,95$); z – количество ручьев.

Мощность, расходуемая на механизмы при холостом ходе, в среднем равна $N_{xx} = 1,1$ кВт/м.

Среднее давление в теребильном ручье от нажимных роликов определяется по формуле

$$q = \frac{\mu P_{cp}}{f S_p}, \text{ кг/см}, \quad (8)$$

где μ – отношение силы трения в ручье к силе теребления (коэффициент запаса $\mu = 1,5$); f – коэффициент трения; S_p – длина рабочей части ручья на том участке, где происходит теребление.

Сила, с которой пружина должна прижимать ролик к ремню, определяется по формуле

$$R = qt = \frac{\mu P_{cp} t}{f S_p},$$

где t – расстояние между роликами (принимается $t = 9-12$ см).

Порядок выполнения работы

1. Построить схему теребильного ручья по размерам, указанным в таблице.
2. Определить скорость движения ремня по формуле (1).
3. На схеме (рис. 1) в масштабе определить результирующую скорость теребильного ремня и ее направление в начале теребления стеблей льна.
4. Определить угол γ , при котором не будет происходить проскальзывания ремня (3).
5. Построить график зависимости длины участка теребления от угла наклона теребильного аппарата при различной высоте теребления (рис. 3).

6. Определить усилие, необходимое для тербления пучка растений в одном ручье (5) и построить график зависимости усилия тербления от количества стеблей на площади 1 м^2 (для 1,0; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0 тыс. растений).

7. Определить мощность необходимую для тербления стеблей льна всей машиной (7) для i_{\max} .

8. Определить среднее давление в тербильном ручье от нажимных роликов (8).

9. Определить силу давления пружины при P_{\max} .

Оформление отчета

Отчет должен содержать:

1. Общие сведения о тербильных аппаратах льноуборочных комбайнов.

2. Расчеты рабочих параметров тербильного аппарата льноуборочной машины.

3. Схему тербильного ручья по размерам, указанным в таблице.

4. График зависимости длины участка тербления от угла наклона тербильного аппарата при различной высоте тербления согласно расчетным параметрам.

5. Выводы.

Рекомендуемая литература

Основная

1. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин : учеб. для вузов с.-х. машиностроения / Е. С. Босой [и др.] ; под ред. Е. С. Босого. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1977 – 568 с. : ил.
2. Долгов, И. А. Уборочные сельскохозяйственные машины (Конструкция, теория, расчет) : учебник / И. А. Долгов. – Ростов н/Д : Издат. центр ДГТУ, 2003. – 707 с.
3. Дюжев, А. А. Зерноуборочные машины «Полесье» / А. А. Дюжев, В. А. Шуринов, М. П. Иоффе. – Минск : Беларусь, 2008. – 156 с. : ил.
4. Ермолов, Л. С. Основы надежности сельскохозяйственной техники : учеб. пособие / Л. С. Ермолов, В. М. Кряжков, В. Е. Черкун. – М. : Колос, 1982. – 271 с. : ил.
5. Лурье, А. Б. Расчет и конструирование сельскохозяйственных машин / А. Б. Лурье, А. А. Громбчевский. – Л. : Колос, 1979.
6. Ожерельев, В. Н. Современные зерноуборочные комбайны / В. Н. Ожерельев. – М. : Колос, 2008. – 176 с.
7. Особов, В. И. Сеноуборочные машины и комплексы / В. И. Особов, Г. К. Васильев. – М. : Машиностроение, 1983. – 304 с. : ил.
8. Клочков, А. В. Современная сельскохозяйственная техника для растениеводства : пособие / А. В. Клочков, В. А. Попов. – Горки : Белорус. гос. с.-х. акад., 2009. – 172 с.
9. Резник, Н. Е. Кормоуборочные комбайны / Н. Е. Резник. – 2-е изд., перераб. – М. : Машиностроение, 1980. – 375 с. : ил.
10. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет : учеб. для студентов машиностр. специальностей вузов / И. П. Ксенович [и др.]. – М. : Машиностроение, 1991. – 544 с. : ил.

Дополнительная

11. Альгин, В. Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин / В. Б. Альгин. – Минск : Навука і тэхніка, 1995. – 256 с.
12. Гельфенбейн, С. П. Основы автоматизации сельскохозяйственных агрегатов / С. П. Гельфенбейн. – М. : Колос, 1975. – 383 с.
13. Долгов, И. А. Кормоуборочные машины. Теория, конструкция, расчет : учеб. пособие / И. А. Долгов. – Ростов н/Д : Издат. центр ДГТУ, 1996. – 330 с. : ил.

14. Динамика колесных машин : монография / И. С. Сазонов [и др.]. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2006. – 462 с. : ил.
15. Льноуборочные машины / Г. А. Хайлис [и др.]. – М. : Машиностроение, 1985. – 232 с. : ил.
16. Резник, Н. Е. Теория резания лезвием и основы расчета режущих аппаратов / Н. Е. Резник. – М. : Машиностроение, 1975. – 311 с.
17. Клочков, А. В. Сельскохозяйственные машины : учеб. для вузов / А. В. Клочков, Н. В. Чайчиц, В. П. Буяшов. – Минск : Ураджай, 1997. – 494 с.
18. Халанский, В. М. Сельскохозяйственные машины : учеб. для студентов высш. учеб. заведений / В. М. Халанский, И. В. Горбачев. – М. : КолосС, 2004. – 624 с. : ил.
19. Петров, Г. Д. Картофелеуборочные машины / Г. Д. Петров. – М. : Машиностроение, 1974.
20. Проников, А. С. Надежность машин / А. С. Проников – М. : Машиностроение, 1978. – 592 с. : ил.
21. Основы проектирования и расчет сельскохозяйственных машин / Л. А. Резников [и др.]. – М. : Агропромиздат, 1991. – 543 с. : ил.
22. Клименко, В. И. Ресурсоэффективная технология и машины для возделывания картофеля : монография / В. И. Клименко. – Гомель : БелГУТ, 2009. – 211 с.
23. Добышев, А. С. Основные направления ресурсосбережения в сельском хозяйстве : практ. пособие / А. С. Добышев, А. Н. Карташевич. – Гомель : Развитие, 2007. – 168 с.
24. Моделирование сельскохозяйственных агрегатов и их систем управления / под ред. А. Б. Лурье. – Л. : Колос, 1979.
25. Система машин на 2006–2010 годы для реализации научно обоснованных технологий производства продукции основных сельскохозяйственных культур. – Минск, 2005. – 75 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П.1.1

Исходные данные для выполнения лабораторной работы № 1

Заданные величины	Номера варианта																													
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
1. Ширина захвата B , м	2,1	1,8	1,2	1,5	3,0	2,6	2,4	2,0	2,4	1,6	1,8	2,2	2,4	2,1	1,8	1,2	3,0	2,1	2,6	1,2	1,8	1,7	1,9	2,1	2,3	2,8	2,6	2,0	2,4	2,5
2. Скорость машины V , м/с	4,4	3	4,2	4,2	2,6	3,8	3,2	4,5	4,1	3,8	2,4	3,2	3,8	2,8	2,6	3,8	2,6	3,8	2,6	3,4	3,5	3,3	3,2	3,0	3,2	3,6	3,8	4,2	4,4	4,0
3. Число роторов K	4	4	3	3	6	4	4	4	4	5	6	5	4	5	6	4	5	5	4	3	5	6	3	6	4	5	4	4	5	5
4. Число ножей на роторе m	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
5. Скорость резания V_p , м/с	35	40	45	50	55	40	60	65	70	65	45	55	35	40	50	60	45	75	80	55	65	60	70	45	35	70	65	60	55	45
6. Удельная сила резанья $P_{уд}$, кНм	0,2	0,21	0,21	0,15	0,24	0,18	0,2	0,19	0,22	0,23	0,3	0,4	0,26	0,27	0,24	0,22	0,18	0,15	0,21	0,2	0,17	0,23	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,18	0,3
7. Высота срезаемых растений H_{max} , м	1,0	0,8	0,9	0,9	1,2	1,1	1,3	1,0	0,6	0,7	0,75	0,65	0,95	1	1,2	1,1	0,95	0,9	0,83	0,65	0,7	1,0	1,05	1,1	1,2	0,87	0,93	0,98	1,3	0,55
8. Перекрытие роторов Δ , мм	10	8	6	10	10	8	8	10	6	6	8	10	6	8	10	6	8	10	10	8	8	6	10	6	8	10	6	8	8	10

Таблица П.1.2

Исходные данные для выполнения лабораторной работы № 2

№ п/п	Заданные величины	Номера варианта																													
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
1	Частота вращения барабана n , мин ⁻¹	900	980	1000	1200	1300	1000	900	950	980	960	1100	1200	1250	900	1000	980	960	1100	1050	1200	1080	900	960	950	980	960	1000	1100	1200	980
2	Пропускная способность G , кг/с	30	25	28	31	32	30	26	28	30	31	25	24	26	25	24	28	30	31	32	35	40	36	30	32	28	26	35	34	30	31
3	Ширина горловины B , мм	600	560	540	610	620	640	650	670	680	700	710	560	580	600	700	750	740	720	700	680	660	700	640	680	700	710	680	660	640	580
4	Удельное давление ножа q , кг/м	700	740	800	850	900	950	1000	1100	1150	1050	1000	950	900	700	800	850	900	1000	1100	1150	800	900	1000	1100	1200	900	1000	950	1000	1100
5	Скорость подачи вальцами ϑ_n , м/с $\vartheta_{n \min} - \vartheta_{n \max}$	0,6– 4,1	0,7– 4,0	0,8– 4,2	0,9– 4,0	1,0– 4,3	0,5– 4,2	0,6– 4,5	0,7– 4,0	0,8– 4,2	0,9– 4,3	0,5– 4,0	0,6– 4,1	0,7– 4,2	0,8– 3,8	0,9– 4,3	0,8– 4,2	0,9– 4,1	0,8– 4,2	0,7– 4,0	0,8– 4,3	0,9– 4,0	0,7– 4,2	0,6– 4,0	0,8– 4,2	0,9– 4,0	0,7– 4,2	0,8– 4,1	0,7– 4,0	0,8– 4,2	0,5– 4,0
6	Количество ножей Z , шт	8	10	12	12	10	12	8	10	10	12	12	8	10	12	10	8	12	10	10	12	12	10	10	8	8	10	10	12	12	10
7	Угол заточки ножа β , град	26	25	24	23	24	25	26	27	24	25	24	23	25	26	27	26	24	25	24	26	28	27	24	23	25	26	27	28	24	25

**Исходные данные для расчета размеров и параметров скребкового и шнекового транспортера
в лабораторной работе № 5**

Параметры	Номер варианта																			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1. Пропускная способность молотилки $q_{\text{опт}}$, кг · с ⁻¹	4	5	5н	6	7	5	10	12	8	6	4	6	12	14	12	13	8	8	20	6
2. Отношение веса зерна к весу всей хлебной массы δ	1/1,5	1/2	1/1,5	1/2	1/1,5	1/2	1/1,5	1/1,5	1/2	1/1,5	1/1,5	1/2	1/1,6	1/1,2	1/1,5	1/2	1/1,5	1/1,5	1/2	1/2
3. Скорость движения цепи элеватора $v_{\text{эл}}$, см/с	50	50	100	50	100	100	150	200	100	150	50	100	50	150	200	150	100	150	200	100
4. Угол наклона элеватора к горизонту α , град	0	15	30	45	60	30	60	0	15	15	30	45	45	60	30	30	15	15	0	45
5. Объемный вес зерна ν , т/м ³	0,65	0,8	0,4	0,5	0,65	0,7	0,4	0,6	0,5	0,8	0,5	0,45	0,6	0,75	0,43	0,55	0,45	0,65	0,55	0,7
6. Длина элеватора, м	3	2,5	2	3	2	3	2,5	3	3	3	3	2,5	3	3	2,5	3	2,5	3	2	2,5
7. Угол наклона шнека к горизонту, град	30	20	40	50	60	70	40	50	60	70	30	20	30	40	50	60	40	30	30	40
8. Высота подъема зерна шнеком L , м	3	2,5	3,5	2,5	3	3,5	3,5	2,5	2,0	3	3,0	3,5	2,5	2	3	3,5	3	2	3	2
9. Диаметр шнека $D_{\text{ш}}$, мм	180	150	130	90	180	60	150	180	130	90	60	90	180	180	150	180	130	140	150	130

Содержание

<i>Лабораторная работа № 1. Основы расчетов и определение основных параметров ротационного режущего аппарата</i>	<i>3</i>
<i>Лабораторная работа № 2. Определение параметров и конструктивных размеров измельчающего барабана кормоуборочного комбайна</i>	<i>7</i>
<i>Лабораторная работа № 3. Изучение геометрической формы ножей измельчающего барабана кормоуборочного комбайна.....</i>	<i>13</i>
<i>Оформление отчета</i>	<i>32</i>
<i>Лабораторная работа № 4. Расчет параметров сегментно-пальцевого режущего аппарата</i>	<i>33</i>
<i>Лабораторная работа № 5. Проектирование транспортирующих органов зерноуборочных комбайнов</i>	<i>45</i>
<i>Лабораторная работа № 6. Определение параметров и конструктивных размеров вентилятора очистки зерноуборочных комбайнов</i>	<i>50</i>
<i>Лабораторная работа № 7. Определение основных параметров двухвального клавишного соломотряса</i>	<i>56</i>
<i>Лабораторная работа № 8. Определение рабочих параметров теребивильного аппарата льноуборочной машины.....</i>	<i>62</i>
<i>Рекомендуемая литература.....</i>	<i>70</i>
<i>Приложение</i>	<i>3</i>

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

**Попов Виктор Борисович
Миренков Владимир Викторович**

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАШИН
ДЛЯ УБОРКИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ
КУЛЬТУР**

**Лабораторный практикум
по одноименному курсу
для студентов специальности 1-36 12 01
«Проектирование и производство
сельскохозяйственной техники»
дневной и заочной форм обучения**

Электронный аналог печатного издания

Редактор *Н. Г. Мансурова*
Компьютерная верстка *М. В. Кравцова*

Подписано в печать 01.07.13.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Гаймс».

Ризография. Усл. печ. л. 4,42. Уч.-изд. л. 4,63.

Изд. № 100.

<http://www.gstu.by>

Издатель и полиграфическое исполнение:
Издательский центр учреждения образования
«Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого».

ЛИ № 02330/0549424 от 08.04.2009 г.

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.