

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

УДК 631.3.022

НОРМАЛЬНАЯ СОСТАВЛЯЮЩАЯ КРИТИЧЕСКОЙ СИЛЫ РЕЗАНИЯ ПРИ ПОДПОРНОМ И БЕСПОДПОРНОМ ИЗМЕЛЬЧЕНИИ ТОЛСТОСТЕБЕЛЬНЫХ КУЛЬТУР НОЖАМИ ДИСКОВОГО ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯ

А.К. ФОКЕЕВ

(Рубцовский индустриальный институт (филиал) Алтайского государственного технического университета им. И.И. Ползунова),

И.А. БУДАШОВ

(Рубцовский проектно-конструкторский технологический институт)

Рассматривается влияние трёх ножей разной конструкции на нормальную составляющую критической силы резания толстостебельных культур. Представлена формула нормальной составляющей критической силы, возникающей от воздействия ножа с насечкой лезвия. Описывается вывод формул нормальной составляющей критической силы при подпорном и бесподпорном измельчении толстостебельных культур.

Ключевые слова: нормальная составляющая критической силы резания, подпорное и бесподпорное измельчение, ножи, активная длина лезвия.

Введение. В настоящее время проблема нахождения критической силы резания при подпорном и бесподпорном измельчении толстостебельных культур в зависимости от конструктивных и кинематических параметров ротационно-дискового измельчителя изучена недостаточно. В данной статье сделана попытка приблизиться к решению вопроса о нахождении нормальной составляющей критической силы резания.

Нормальная составляющая критической силы резания стебля без учета защемления.

Для проведения экспериментальных исследований по измельчению толстостебельных культур нами была сконструирована и изготовлена специальная экспериментальная установка, воспроизводящая работу измельчающего аппарата ротационно-дискового типа с применением трёх разных по форме сменных ножей в соответствии с рис. 1.

Из всех составляющих критической силы, действующей в зоне резания при подпорном измельчении, наибольшее значение имеет сопротивление резанию, нормальное к лезвию, составляющая которого определяется по формуле

$$N_{p_{рез}} = \delta \cdot \Delta s \cdot \sigma_p, \quad (1)$$

где δ – толщина (острота) лезвия, м; Δs – длина активной части лезвия, м; σ_p – нормальные (контактные) разрушающие напряжения, возникающие в перерезаемом стебле, Н/м².

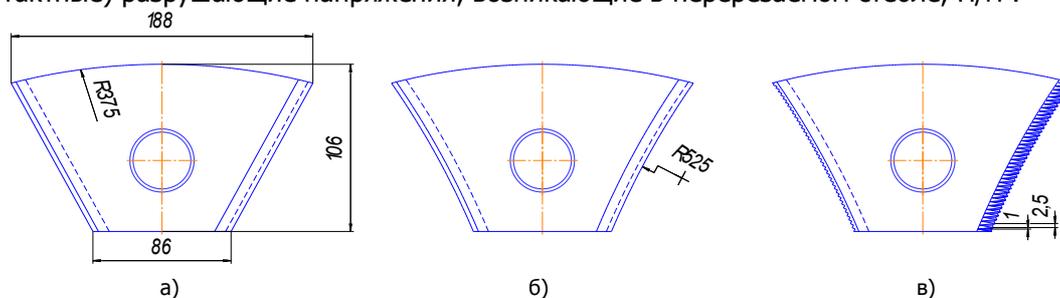


Рис. 1. Экспериментальные ножи:

а – с прямым лезвием; б – с криволинейным лезвием; в – с насечкой

Исследованиями [1] установлено, что сила резания в среднем составляет $0,6P_{кр}$ ($P_{кр}$ – критическое усилие резания). Следовательно, нормальная составляющая критической силы

$$N = \frac{\delta \cdot \Delta s \cdot \sigma_p}{0,6} = 1,6 \cdot \delta \cdot \Delta s \cdot \sigma_p. \quad (2)$$

Длину активной части прямого лезвия в соответствии с рис. 2 можно выразить через величину b , предполагая, что дуга l является прямым отрезком, так как значение $h_{ст}$ при данной конструкции ножей меньше 0,03 мм:

$$\Delta s = \frac{b}{\cos \alpha}, \quad (3)$$

где b – перемещение ножа в растительной массе в направлении подачи, мм; α – угол между кромкой лезвия ножа и направлением подачи стеблей при наиболее нагруженной позиции активной части лезвия, град.

В свою очередь b можно выразить по формуле

$$b = \frac{60s}{K \cdot n}, \quad (4)$$

и, как следствие,

$$N = \frac{1,6 \cdot \delta \cdot b \cdot \sigma_p}{\cos \alpha} = \frac{60 \cdot 1,6 \cdot \delta \cdot s \cdot \sigma_p}{K \cdot n \cdot \cos \alpha}, \quad (5)$$

где 60 – переводной коэффициент из секунд в минуты; s – подача, м/с; K – число ножей; n – число оборотов диска с ножами в минуту.

При криволинейном лезвии длина его активной части будет определяться как хорда радиусного участка Δs . Величина радиусного участка Δs в процессе резания будет постоянно изменяться в зависимости от варьирования подачи и числа оборотов.

Определим значение нормальной составляющей критической силы при резании ножом с насечкой криволинейного лезвия. Насечку лезвия можно рассмотреть как относительную зависимость от ненасечённого криволинейного лезвия, только нагрузка от срезаемого стебля будет располагаться не равномерно по лезвию, а иметь пиковый характер с наибольшими значениями на вершинах зубьев и наименьшими во впадинах между зубьями в соответствии с [1, с. 14] и эпюрой напряжений имитации работы зуба насечки в расчётном приложении Simulation проектной программы Solid Works Premium 2009.

Рассмотрим сплошную неравномерно распределённую нагрузку на участок лезвия с зубом от силы, приходящейся на зуб, в соответствии с рис. 3.

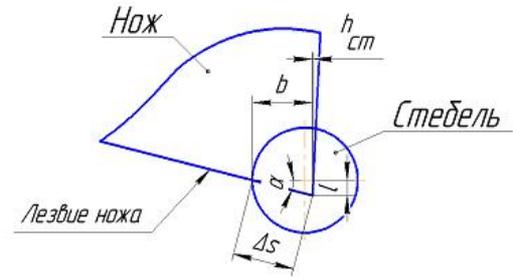


Рис. 2. Схема вхождения ножа с прямым лезвием в стебель

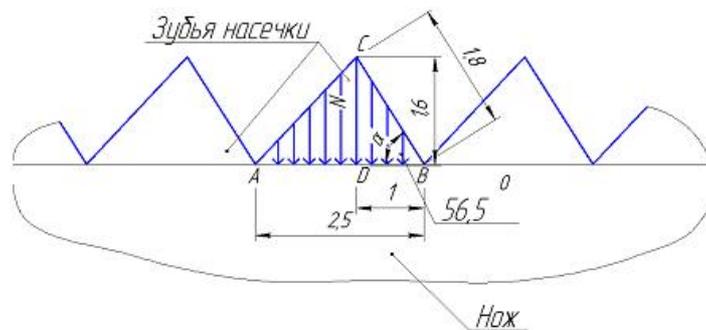


Рис. 3. Схема распределения нагрузки по основанию АВ зуба насечки

В схеме кривая ACB является грузовой линией, а площадь треугольника ABC – грузовой площадью. Основание AB зуба работает на нагрузку, распределённую по закону треугольника, так как наибольшее напряжение сосредоточено в точке C, а наименьшие напряжения – в контуре зуба во впадинах насечки. Наибольшая ордината расчётной нагрузки (высота CD треугольника) соответствует силе $N_3 = \frac{N}{z}$ (где z – число зубьев на участке Δs), так как в точке C стебель начинает разделяться на части. Грузовая площадь, действующая на основание AB, равна $\frac{1}{2} \cdot AB \cdot BC \cdot \sin \alpha$. Величину AB можно выразить через сторону CD, соответствующую N_3 , то есть $AB = 2,5 = 1,5625 \cdot 1,6 = 1,5625CD = 1,5625N_3$. Подставив данное отношение в формулу грузовой площади, получим выражение

$$\frac{1}{2} 1,5625N \cdot 1,8 \cdot \sin 56,5^\circ = 1,17N_3.$$

Таким образом, при определении нормальной составляющей критической силы от ножа с насечкой длина активной части лезвия определяется аналогично криволинейному лезвию, а сама формула для ножа предложенной конструкции примет вид

$$N = 1,17 \cdot N_3 \cdot z = \frac{1,6 \cdot \delta \cdot b \cdot \sigma_p}{\cos \alpha} = \frac{60 \cdot 1,6 \cdot 1,17 \cdot \delta \cdot s \cdot \sigma_p}{K \cdot n \cdot \cos \alpha}. \quad (6)$$

Проведённый нами анализ печатных изданий выявил отсутствие изучения влияния на процесс энергоёмкости наличия или отсутствия контрножа (комплексного влияния параметров лезвия ножа, геометрических и механических свойств стеблей на энергоёмкость при подпорном и бесподпорном резании).

Нормальная составляющая критической силы резания стебля, заземленного в основании (бесподпорное резание).

Приступая к определению опорных реакций стебля, возникающих при ударе стебля ножом, необходимо схематизировать опорные части, заменяя действительное растение приближающейся к ней схемой.

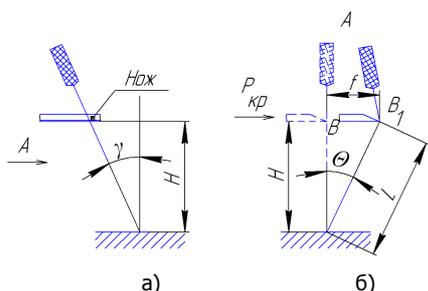


Рис. 4. Схема стрелы прогиба свободно стоящего стебля без опоры от воздействия критической силы: а – стебель наклонён навстречу направлению подачи измельчителя; б – вид слева

На схеме резания (рис. 4) свободно стоящий стебель без опоры под углом к вертикали Θ можно представить как консольную балку, закреплённую в основании и подвергающуюся действию силы $P_{кр}$ на высоте резания H от заземления.

Стрела прогиба в сечении BB_1 , мм [2, 3]:

$$f = \frac{P_{кр} \cdot \left(\frac{H}{\cos \gamma}\right)^3}{3E \cdot I_x} = \frac{64 \cdot P_{кр} \cdot \left(\frac{H}{\cos \gamma}\right)^3}{3E \cdot \pi \cdot d^4}, \quad (7)$$

где H – высота резания, м; γ – угол отклонения от вертикали по направлению подачи, град.; E – модуль упругости стебля при растяжении, H/M^2 ; I_x – осевой момент инерции сечения стебля, M^4 ; d – диаметр стебля, м. Откуда

$$P_{кр} = \frac{0,04688 \cdot f \cdot E \cdot \pi \cdot d^4}{\left(\frac{H}{\cos \gamma}\right)^3}, \quad (8)$$

а нормальная составляющая этой силы

$$N = \frac{0,04688 \cdot f \cdot E \cdot \pi \cdot d^4 \cdot \cos \phi}{\left(\frac{H}{\cos \gamma}\right)^3}, \quad (9)$$

где ϕ – угол скользящего резания, град.

Стрела прогиба стебля вычисляется по формуле [4]

$$f = \sqrt{L^2 - H^2}. \quad (10)$$

Так как силы в выражениях (5) и (9) теоретически одинаковы, то для прямого и криволинейного лезвия N можно выразить как:

$$\begin{aligned} N &= \frac{60 \cdot 1, (6) \cdot \delta \cdot s \cdot \sigma_p \cdot H^3 + 0,04688 f \cdot E \cdot \pi \cdot d^4 \cdot \cos \phi \cdot \cos^3 \gamma \cdot K \cdot n \cdot \cos \alpha}{2K \cdot n \cdot \cos \alpha \cdot H^3} = \\ &= \frac{50 \delta \cdot s \cdot \sigma_p \cdot H^3 + 0,02344 f \cdot E \cdot \pi \cdot d^4 \cdot \cos \phi \cdot \cos^3 \gamma \cdot K \cdot n \cdot \cos \alpha}{K \cdot n \cdot \cos \alpha \cdot H^3}. \end{aligned} \quad (11)$$

Для лезвия с насечкой:

$$\begin{aligned} N &= \frac{60 \cdot 1, (6) \cdot 1,17 \cdot \delta \cdot s \cdot \sigma_p \cdot H^3 + 0,04688 f \cdot E \cdot \pi \cdot d^4 \cdot \cos \phi \cdot \cos^3 \gamma \cdot K \cdot n \cdot \cos \alpha}{2K \cdot n \cdot \cos \alpha \cdot H^3} = \\ &= \frac{58,5 \delta \cdot s \cdot \sigma_p \cdot H^3 + 0,02344 f \cdot E \cdot \pi \cdot d^4 \cdot \cos \phi \cdot \cos^3 \gamma \cdot K \cdot n \cdot \cos \alpha}{K \cdot n \cdot \cos \alpha \cdot H^3}. \end{aligned} \quad (12)$$

Если разрешающей способности измерительного инструмента для определения отличия величины стерни L от высоты среза H на определённом этапе будет недостаточно, а это произойдёт, если прогиб стебля по сравнению с высотой резания будет очень мал (с углом поворота в плоскости среза меньше $0,5^\circ$), то расчёт критической силы будем производить через угол поворота сечения. Критическим условием будем считать пограничное определение, изложенное в работе [5], при котором разрушение пролёта (в нашем случае стебля) начнётся при превышении прогиба

$\frac{1}{1000}$ доли пролёта, то есть при $f = H/1000$. Для углов поворота сечения не больше 1° принято считать [5], что тангенс угла равен углу, выраженному в радианах. Отсюда следует, что разрушение может произойти при

$$\Theta = \operatorname{tg} \Theta = \frac{df}{dH} = \frac{dH}{dH \cdot 1000} = 0,001 \text{ рад}, \quad (13)$$

где Θ – угол поворота стебля в плоскости среза.

Угол поворота стебля в сечении BB_1 в соответствии с рис. 4 [6]:

$$\Theta = \frac{P_{кр} \cdot \left(\frac{H}{\cos \gamma} \right)^2}{2EI_x} = \frac{32P_{кр} \cdot H^2}{\pi \cdot d^4 \cdot E \cdot \cos^2 \gamma}. \quad (14)$$

Откуда соответственно: для прямого и криволинейного лезвия:

$$\begin{aligned} N &= \frac{60 \cdot 32 \cdot 1, (6) \cdot \delta \cdot s \cdot \sigma_p \cdot H^2 + \Theta \cdot E \cdot \pi \cdot d^4 \cdot \cos \phi \cdot \cos^2 \gamma \cdot K \cdot n \cdot \cos \alpha}{32K \cdot n \cdot \cos \alpha \cdot H^2} = \\ &= \frac{3200 \delta \cdot s \cdot \sigma_p \cdot H^2 + \Theta \cdot E \cdot \pi \cdot d^4 \cdot \cos \phi \cdot \cos^2 \gamma \cdot K \cdot n \cdot \cos \alpha}{32K \cdot n \cdot \cos \alpha \cdot H^2}; \end{aligned} \quad (15)$$

для лезвия с насечкой:

$$\begin{aligned} N &= \frac{60 \cdot 32 \cdot 1, (6) \cdot 1,17 \cdot \delta \cdot s \cdot \sigma_p \cdot H^2 + \Theta \cdot E \cdot \pi \cdot d^4 \cdot \cos \phi \cdot \cos^2 \gamma \cdot K \cdot n \cdot \cos \alpha}{32K \cdot n \cdot \cos \alpha \cdot H^2} = \\ &= \frac{3743,98502 \delta \cdot s \cdot \sigma_p \cdot H^2 + \Theta \cdot E \cdot \pi \cdot d^4 \cdot \cos \phi \cdot \cos^2 \gamma \cdot K \cdot n \cdot \cos \alpha}{32K \cdot n \cdot \cos \alpha \cdot H^2}. \end{aligned} \quad (16)$$

Нормальная составляющая критической силы резания стебля с опорными реакциями в основании и контрноже (подпорное резание). Теперь рассмотрим процесс подпорного резания. На схеме резания в соответствии с рис. 5 стебель с одной опорой, расположенный под углом к вертикали γ , можно представить как стержень, закреплённый в основании, а также опирающийся на нож-рассекатель и подвергающийся действию силы $P_{кр}$ на высоте резания H от нижнего защемления.

Найдём зависимость между критической силой $P_{кр}$ и углом поворота θ в плоскости среза.

От заданной силы в ноже-рассекателе (в точке В) появится реакция V_B , а в заделке появятся реактивный изгибающий момент M_A и реакция V_A .

Уравнения статики:

$$-P_{кр} + V_B - V_A = 0, \tag{17}$$

$$-M_A + V_B(H-a) - P_{кр} \cdot H = 0. \tag{18}$$

Загружаем систему отдельно, сначала силой V_B , затем силой $P_{кр}$. Суммарный прогиб в точке В должен быть равен нулю ($f_B = 0$).

Прогиб в точке В от силы V_B :

$$f_{BV_B} = \frac{V_B \cdot \left(\frac{H-a}{\cos \gamma}\right)^3}{3EI_x}. \tag{19}$$

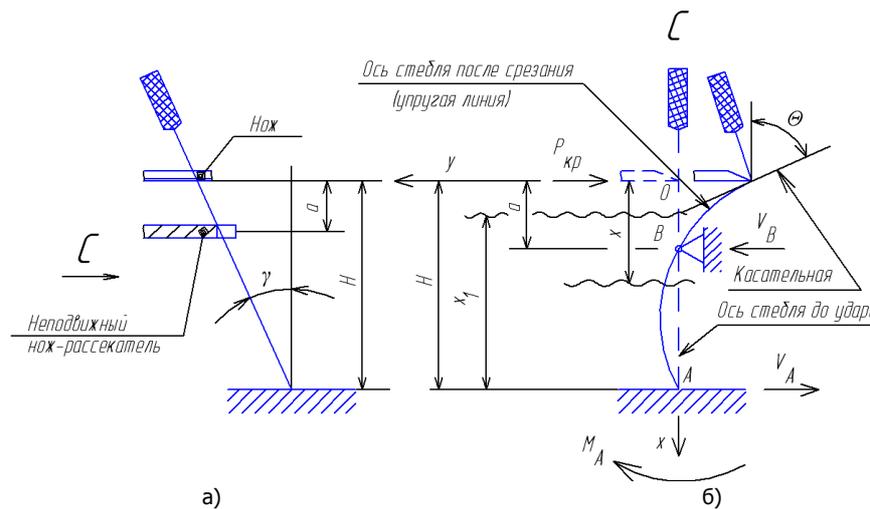


Рис. 5. Схема угла поворота стебля в плоскости среза от воздействия критической силы при подпорном резании: а – стебель наклонён навстречу направлению подачи измельчителя; б – вид слева

Определим прогиб в точке В от силы $P_{кр}$. Для сечения, которое отстоит от заделки на расстоянии x_1 [4]:

$$y = -\frac{P_{кр} \cdot H \cdot x_1^2}{6 \cos^3 \gamma \cdot E \cdot I_x} \left(3 - \frac{x_1}{H}\right). \tag{20}$$

Подставим $x_1 = \frac{H-a}{\cos \gamma}$, тогда

$$f_{BP_{кр}} = -\frac{P_{кр} \cdot H(H-a)^2}{6 \cos^5 \gamma \cdot E \cdot I_x} \left(3 - \frac{H-a}{H \cdot \cos \gamma}\right). \tag{21}$$

Суммарный прогиб

$$f_B = f_{BV_B} + f_{BP_{кр}} = 0, \tag{22}$$

$$f_B = \frac{V_B \left(\frac{H-a}{\cos \gamma} \right)^3}{3EI_x} - \frac{P_{кр} \cdot H(H-a)^2}{6\cos^5 \gamma \cdot E \cdot I_x} \left(3 - \frac{H-a}{H \cdot \cos \gamma} \right) = 0, \quad (23)$$

откуда

$$V_B = \frac{P_{кр} (2H+a)}{2(H-a)}. \quad (24)$$

Далее

$$V_A = \frac{3P_{кр} \cdot a}{2(H-a)} \text{ и } M_A = \frac{P_{кр} \cdot a}{2\cos \gamma}. \quad (25)$$

Начало координат помещаем на верхнем конце стебля в точке О. Для вычисления угла поворота Θ_0 воспользуемся универсальным уравнением по методу начальных параметров [5–7] и граничным условием заделки А: при $x = H$ $y'(H) = \Theta_A = 0$:

$$EI_x \cdot 0 = EI_x \cdot \Theta_0 - M_A \left(\frac{H}{\cos \gamma} - \frac{H}{\cos \gamma} \right) - V_A \left(\frac{H}{\cos \gamma} - \frac{H}{\cos \gamma} \right) + \frac{V_B (H-a)^2}{2\cos^2 \gamma} - \frac{P_{кр} H^2}{2\cos^2 \gamma},$$

$$EI_x \cdot \Theta_0 + \frac{V_B (H-a)^2}{2\cos^2 \gamma} - \frac{P_{кр} H^2}{2\cos^2 \gamma} = 0.$$

после чего получим уравнение

$$EI_x \cdot \Theta_0 = \frac{P_{кр} H^2}{2\cos^2 \gamma} - \frac{P_{кр} (2H+a)(H-a)^2}{4(H-a)\cos^2 \gamma},$$

или, вынося за скобки $\frac{P_{кр} \cdot a}{4\cos^2 \gamma}$,

$$EI_x \cdot \Theta_0 = \frac{P_{кр} \cdot a}{4\cos^2 \gamma} (H+a).$$

Отсюда после деления обеих частей уравнения на жёсткость EI_x окончательно находим

$$\Theta_0 = \frac{P_{кр} \cdot a}{4EI_x \cdot \cos^2 \gamma} (H+a) = \frac{16P_{кр} \cdot a(H+a)}{E \cdot \pi \cdot d^4 \cdot \cos^2 \gamma},$$

или

$$P_{кр} = \frac{E \cdot \pi \cdot d^4 \cdot \Theta_0 \cdot \cos^2 \gamma}{16a(H+a)}. \quad (26)$$

Нормальная составляющая этой силы имеет вид

$$N = \frac{E \cdot \pi \cdot d^4 \cdot \Theta_0 \cdot \cos \phi \cdot \cos^2 \gamma}{16a(H+a)}. \quad (27)$$

Так как силы в выражениях (5) и (27) теоретически одинаковы, то при подпорном резании для прямого и криволинейного лезвия N можно выразить как:

$$N = \frac{60 \cdot 16 \cdot 1, (6) \cdot \delta \cdot s \cdot \sigma_p \cdot a(H+a) + \Theta \cdot E \cdot \pi \cdot d^4 \cdot \cos \phi \cdot \cos^2 \gamma \cdot K \cdot n \cdot \cos \alpha}{16K \cdot n \cdot \cos \alpha \cdot a(H+a)} =$$

$$= \frac{1600\delta \cdot s \cdot \sigma_p \cdot a(H+a) + \Theta \cdot E \cdot \pi \cdot d^4 \cdot \cos \phi \cdot \cos^2 \gamma \cdot K \cdot n \cdot \cos \alpha}{16K \cdot n \cdot \cos \alpha \cdot a(H+a)}. \quad (28)$$

Для лезвия с насечкой:

$$N = \frac{60 \cdot 16 \cdot 1, (6) \cdot 1,17 \cdot \delta \cdot s \cdot \sigma_p \cdot a(H+a) + \Theta \cdot E \cdot \pi \cdot d^4 \cdot \cos \phi \cdot \cos^2 \gamma \cdot K \cdot n \cdot \cos \alpha}{16K \cdot n \cdot \cos \alpha \cdot a(H+a)} =$$

$$= \frac{2720\delta \cdot s \cdot \sigma_p \cdot a(H+a) + \Theta \cdot E \cdot \pi \cdot d^4 \cdot \cos \phi \cdot \cos^2 \gamma \cdot K \cdot n \cdot \cos \alpha}{16K \cdot n \cdot \cos \alpha \cdot a(H+a)}. \quad (29)$$

Заключение. В статье представлены развёрнутые формулы определения нормальной составляющей критической силы резания в зависимости не только от принципа среза, но и от основных параметров конструкции измельчителя и режимов измельчения. Опытные данные (значения мощности), полученные при испытании ножей на экспериментальной установке, хорошо согласуются с результатами теоретических вычислений по формулам, в которых основной составляющей являлась нормальная составляющая критической силы, действующей в зоне резания.

Библиографический список

1. Резник Н.Е. Теория резания лезвием и основы расчёта режущих аппаратов / Н.Е. Резник. – М.: Машиностроение, 1975. – 311 с.
2. Любошиц М.И. Справочник по сопротивлению материалов / М.И. Любошиц, Г.М. Ицкович. – Минск: Высшая школа, 1965. – 344 с.
3. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин. В 4 тт. / под ред. М.И. Клёцкина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1967. – Т. 1. – 722 с.
4. Босой Е.С. Режущие аппараты уборочных машин / Е.С. Босой. – М.: Машиностроение, 1967. – 167 с.
5. Беляев Н.М. Сопротивление материалов / Н.М. Беляев. – М.: Наука, 1976. – 608 с.
6. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 тт. / В.И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 1982. – Т. 1. – 729 с.
7. Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Яковлев. – Киев: Наукова думка, 1975. – 704 с.

Материал поступил в редакцию 11.05.11.

References

1. Reznik N.E. Teoriya rezaniya lezviem i osnovy` raschyota rezhushhix apparatov / N.E. Reznik. – M.: Mashinostroenie, 1975. – 311 s. – In Russian.
2. Lyuboshicz M.I. Spravochnik po soprotivleniyu materialov / M.I. Lyuboshicz, G.M. Iczkovich. – Minsk: Vy`sshaya shkola, 1965. – 344 s. – In Russian.
3. Spravochnik konstruktora sel`skoxozyajstvenny`x mashin. V 4 tt. / pod red. M.I. Klyoczkina. – 2-e izd., pererab. i dop. – M.: Mashinostroenie, 1967. – T. 1. – 722 s. – In Russian.
4. Bosoj E.S. Rezhushhie apparaty` uborochny`x mashin / E.S. Bosoj. – M.: Mashinostroenie, 1967. – 167 s. – In Russian.
5. Belyaev N.M. Soprotivlenie materialov / N.M. Belyaev. – M.: Nauka, 1976. – 608 s. – In Russian.
6. Anur`ev V.I. Spravochnik konstruktora-mashinostroitelya. V 3 tt. / V.I. Anur`ev. – M.: Mashinostroenie, 1982. – T. 1. – 729 s. – In Russian.
7. Pisarenko G.S. Spravochnik po soprotivleniyu materialov / G.S. Pisarenko, A.P. Yakovlev, V.V. Yakovlev. – Kiev: Naukova dumka, 1975. – 704 s. – In Russian.

NORMAL COMPONENT OF CRITICAL CUTTING FORCE IN FIXED AND FREE SHREDDING OF THICK-STALK CROPS BY DISK SHREDDER BLADES

A.K. FOKEYEV

(Rubtsovsk Industrial Institute, branch of I.I. Polzunov Altay State Technical University),

I.A. BUDASHOV

(Rubtsovsk Design-and-Engineering Institute of Technology)

Impact of three different blades on the normal component of the critical cutting force is considered. The formula of the critical force normal component as a result of the knurled blade operation is presented. The formula derivation of the critical force normal component in the fixed and free shredding is described.

Keywords: normal component of the critical cutting force, fixed and free shredding, knives, active blade length.