

Анализируя полученные данные видно, что в первые пять минут работы износ минимален для двух условий работы, в следующие пять минут наблюдается износ по задней поверхности как для первого условия, так и для второго и по высоте отличаются незначительно. На одиннадцатой минуте в первом эксперименте резец имеет значительное увеличение износа, что видно на рис. 3, *е*. Резец, работающий во вторых условиях, получил наработку на отказ в течение 20 мин.

В результате проведенных исследований установили, что стойкость инструмента увеличилась в 2 раза в результате применения при обработке подкладных пластин с композиционным покрытием.

Л и т е р а т у р а

1. Михайлов, М. И. Основы научных исследований и инновационной деятельности : учеб. пособие / М. И. Михайлов ; М-во образования Респ. Беларусь, Гомел. гос. техн. ун-т им. П. О. Сухого. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2017. – 399 с.
2. Михайлов, М. И. Сборный металлорежущий механизированный инструмент: Ресурсоберегающие модели и конструкции / М. И. Михайлов ; под ред. Ю. М. Плескачевского. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2008. – 339 с.

УДК 631.354.2.076

ВЛИЯНИЕ СЖАТОГО СЛОЯ РАСТИТЕЛЬНОЙ МАССЫ НА КРИТИЧЕСКУЮ СИЛУ РЕЗАНИЯ

П. Е. Родзевич

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

Процессу резания растительной массы воздействием лезвия ножа предшествует процесс ее предварительного сжатия до возникновения на кромке лезвия разрушающего контактного напряжения σ_p . Момент возникновения разрушающего напряжения определяется значением усилия $P_{кр}$, прикладываемого к ножу, преодолевающего ряд сопротивлений различного происхождения, возникающих в растительной массе. В большинстве случаев при резании однородных, упруго-вязких материалов усилие $P_{кр}$, при котором завершается процесс сжатия материала и начинается резание, является максимальным из всех усилий, возникающих в процессе резания. При анализе силового взаимодействия лезвия с растительной массой критическая сила $P_{кр}$ и факторы, влияющие на нее и на энергоемкость резания, становятся важным объектом исследования.

При углублении лезвия ножа в слой подпрессованной растительной массы на величину $H_{сж}$ на его режущей кромке возникает разрушающее контактное напряжение σ_p и начинается процесс резания (рис. 1).

В момент начала резания подпрессованного слоя растительной массы критическая сила $P_{кр}$, приложенная к ножу, должна преодолеть сумму всех сил, действующих в вертикальном направлении: силу резания массы $P_{рез}$, силу сжатия $P_{сж}$ до начала резания, силу трения о переднюю и заднюю стенки ножа T_1, T_2' , т. е.

$$P_{кр} = P_{рез} + P_{сж} + T_1 + T_2'$$

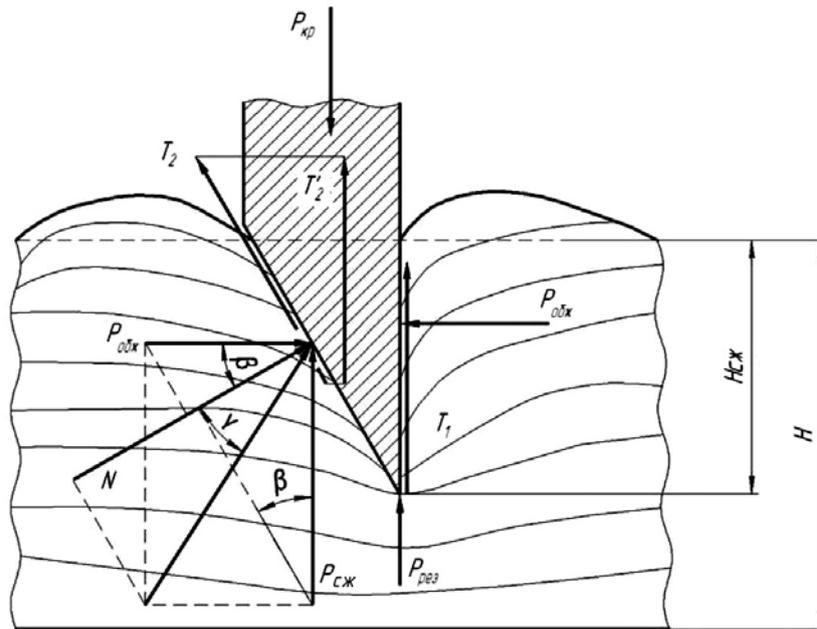


Рис. 1. Схема силового взаимодействия лезвия ножа с растительной массой

Силу $P_{рез}$ можно определить как произведение площади заточенной кромки лезвия F_l на разрушающее напряжение σ_p :

$$P_{рез} = F_l \sigma_p = \delta l \sigma_p,$$

где δ – толщина кромки лезвия; l – длина лезвия.

Разрушающее напряжение σ_p является параметром, присущим данному виду материала, и определяют его экспериментально.

Сила сжатия определяется с использованием закона Гука при растяжении-сжатии и может быть определена следующей формулой:

$$P_{сж} = \frac{E}{2H} H_{сж}^2 \operatorname{tg}\beta,$$

где E – модуль продольной упругости первого рода.

Силы трения определяются выражениями:

$$T_1 = fP_{обж} \text{ и } T_2' = f \left(\frac{1}{2} P_{сж} \sin 2\beta + P_{обж} \cos^2 \beta \right).$$

Сила, обжимающая фаску лезвия ножа, с учетом коэффициента Пуассона μ и высоты H перерезаемого слоя, определяется по выражению

$$P_{обж} = \mu \frac{E}{h} \int_0^{H_{сж}} H_{сж} dH_{сж} = \mu \frac{E}{2} \frac{H_{сж}^2}{H}.$$

62 Секция 1. Современные технологии проектирования в машиностроении

Окончательно выражение, определяющее величину критического усилия $P_{кр}$, которое необходимо приложить к ножу для того, чтобы под действием лезвия растительная масса начала разделяться на части, имеет вид:

$$P_{кр} = \delta \sigma_p + \frac{E}{2} \frac{H_{сж}^2}{H} [\operatorname{tg} \beta + f \sin^2 \beta + \mu (f + \cos^2 \beta)].$$

В полученное выражение входят как конструктивные параметры лезвия ножа – его острота δ и угол заточки β , так и кинематические параметры слоя растительной массы, подаваемого вальцами питающего аппарата: толщина H перерезаемого слоя и толщина $H_{сж}$ слоя, сжатого лезвием перед моментом начала резания, а также ряд физико-механических параметров: модуль упругости материала E , коэффициент трения материала о лезвие ножа f , разрушающее контактное напряжение на кромке лезвия σ_p .

На рис. 2 представлены результаты расчета критических сил резания при угле заточки 30° , для диапазона толщин кромки лезвия с учетом затупления в процессе эксплуатации (от 0,1 до 0,5 мм), а также от изменения величины сжатого слоя $H_{сж}$ от 1 до 15 мм для различной высоты H слоя.

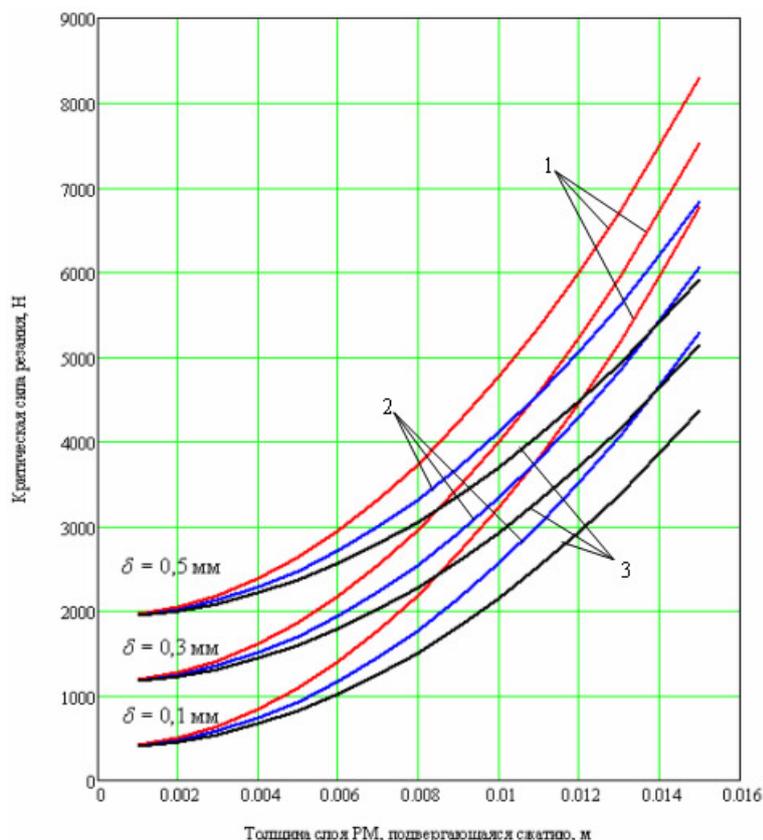


Рис. 2. График зависимости критической силы резания от сжатого слоя растительной массы с учетом остроты лезвия при различной высоте слоя H :
1 – слой $H = 100$ мм; 2 – слой $H = 130$ мм; 3 – слой $H = 160$ мм

Таким образом, критическая сила резания и энергоемкость процесса разделения растительной массы зависит не только от остроты δ лезвия, но и в значительной мере определяется соотношением величины сжимаемого ножом слоя $H_{сж}$ к высоте H самого слоя, подпрессованного вальцами питающего аппарата комбайна. Данное соотношение определяет относительную поперечную деформацию слоя, уменьшение величины которой приводит к снижению критической силы резания и, как следствие, к снижению энергоемкости всего процесса.

Литература

1. Резник, Н. Е. Кормоуборочные комбайны / Н. Е. Резник. – М. : Машиностроение, 1980. – 375 с.
2. Влияние углов установки на напряженно-деформированное состояние ножа измельчающего барабана кормоуборочного комбайна / П. Е. Родзевич [и др.] // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2016. – № 1. – С. 31–37.

УДК 62-82:519

ИЗМЕНЕНИЕ НАГРУЗКИ НА ПОРШЕНЬ ГИДРОЦИЛИНДРА ПОДЪЕМНО-НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

В. Б. Попов

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

Эксплуатация колесных тракторов белорусского и российского производства показывает, что в процессе функционирования подъемно-навесного устройства (ПНУ) важным режимом работы, выполняемым ПНУ с навесным орудием (НО), является его перевод из рабочего в транспортное положение. Шлейф навешиваемых на тракторы орудий и машин имеет тенденцию к росту, при этом многократно повторяемый процесс подъема НО выполняется, как правило, неэкономично.

Одной из причин, затрудняющих эффективное агрегатирование колесных тракторов с разными НО, следует назвать несоответствие применяемых методик расчета ПНУ. Проблема обеспечения грузоподъемности ПНУ связана с обеспечением требуемой динамики (закона) движения поршня гидроцилиндра $S(t) = f(\ddot{S}, \dot{S}, S, t)$.

В технических университетах России и Беларуси расчет грузоподъемности ПНУ обычно ведется по известному из учебника [1] выражению

$$m = \frac{F_{шт}^{\max} \eta_{МН}}{g i_s}, \quad (1)$$

где m – масса поднимаемого груза (НО) при максимально допустимом усилии на штоке гидроцилиндра $F_{шт}^{\max}$; g – ускорение свободного падения; $\eta_{МН}$ – средний КПД МН; i_s – передаточное число МН, определяемое графоаналитически.

Цель работы – предложить уточненный аналитический расчет параметров уравнения движения нагруженного гидроцилиндра (гидроцилиндров) ПНУ и выражение для расчета его грузоподъемности.

Для формирования адекватной динамической модели нагруженного со стороны механизма навески (рис. 1) гидропривода ПНУ важно получить правильное описание движения поршня гидроцилиндра (ГЦ). При подстановке в уравнение Лагранжа