

## МОДЕЛИРОВАНИЕ НАКОПЛЕНИЯ ПОВРЕЖДАЕМОСТИ (ИЗНОСА) ПРИМЕНИТЕЛЬНО К РЕЖУЩЕМУ ИНСТРУМЕНТУ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО КОМБАЙНА

асп. Насань О.А.

*Белорусский государственный университет, Минск*

**Введение.** Контактное взаимодействие ножа и противорежущего бруса, опосредованное резанием зеленой массы, является важнейшим процессом в работе режущего инструмента кормоуборочного комбайна. Оно в значительной степени определяет экономическую эффективность данного инструмента. Параметры контактного взаимодействия обуславливают прочность, ресурс не только самой системы нож/противорежущий брус, но и других элементов режущего инструмента и комбайна в целом.

К настоящему моменту основным подходом к анализу подобных систем, работающих в условиях резания, является использование методологии механики контактного взаимодействия и трибологии [1, 2].

Развитие нового направления в современной механике – трибофатики, заложило основы для создания более полного подхода к анализу рассматриваемой системы [3, 4]. Ее трибофатическая модель учитывает как контактное взаимодействие с трением между элементами системы (между прижимом и ножом, ножом и основанием), а также объемное деформирование ножа при изгибе.

Усовершенствование режущего инструмента комбайна проводится на ПО «Гомсельмаш» посредством замещения стальных ножей и противорежущих брусьев, на изготовленные из чугуна марки ВЧТГ (нового конструкционного материала Моника) [5, 6, 7]. Данный высокопрочный материал отечественной разработки имеет высокие прочностные (до 1500 МПа), и пластические (относительное удлинение до 4%) характеристики.

Применение нового материала для изготовления ножей и противорежущих брусьев потребовало решения задачи оценки динамического напряженно-деформированного состояния системы болты/прижим/нож/основание/противорежущий брус с учетом как контактного, так и неконтактного взаимодействий между ее элементами в наиболее общей постановке.

В соответствии с большинством таких хорошо известных моделей износа как Арчарда, Шпехта, ВНИИЖТ [8, 9] объем износа рассчитывается исходя из длины пути скольжения, контактной нагрузки, эмпирического коэффициента износа, твердости поверхности, и других параметров поверхности контакта. Однако последние экспериментальные исследования показывают, что процессы трения и износа во многом зависят от напряженно-деформированного состояния объемной области под контактной поверхностью [3, 4]. Данное напряженно-деформированное состояние может быть существенно (на 20-40%) изменено под действием неконтактных нагрузок. В моделях, использующих только параметры контактной поверхности подобным влиянием обычно пренебрегают.

Таким образом, существует необходимость в разработке модели износа, основанной не только на контактных граничных условиях (максимальное давление, коэффициент трения, скорость и т.д.), но и на напряженно-деформированном состоянии и состоянии повреждаемости в объемной окрестности зоны контакта. Данные состояния должны учитывать как контактные граничные условия, так и неконтактное (объемное) деформирование при растяжении-сжатии или изгибе.

**Постановка задачи.** Для учета наибольшего числа факторов, влияющих на напряженно-деформированное состояние ножа и противорежущего бруса, рассматривалась система зеленая масса/болты/прижим/нож/основание/противорежущий брус (см. рисунок 1).

Наиболее полная трибофатическая постановка задачи для многоэлементной системы учитывает как многочисленные локальные контактные взаимодействия между элементами системы (ножа и основания, ножа и прижима, ножа и зеленой массы, болтов с прижимом, ножом и основанием, противорежущего бруса и зеленой массы), так и изгиб ножа при резании зеленой массы [8, 14]. Для моделирования зеленой массы, которая обычно состоит из слабовзаимодействующих стеблей, целесообразно рассматривать ее в качестве многоэлементной («многостеблевой») системы в виде ряда одинаковых по ширине пластин (см. рисунок 1, а).

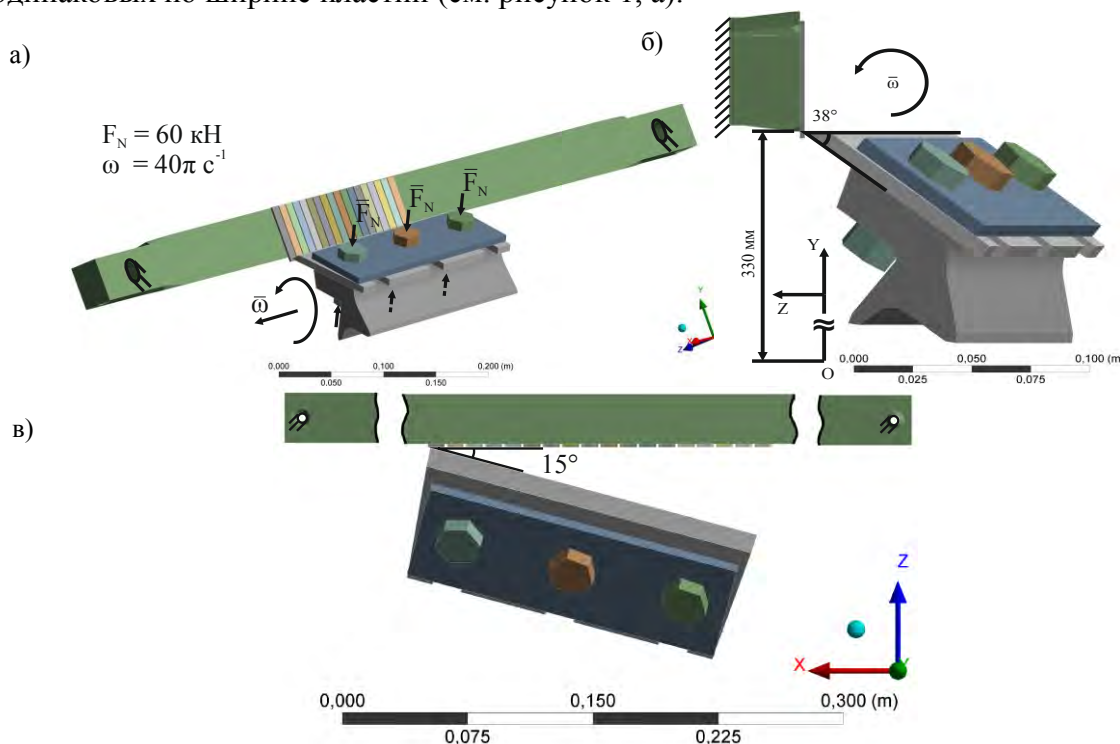


Рис. 1. Схема нагружения: а) геометрическая модель системы с многоэлементной зеленой массой; б) указание расположения осей, центра вращения и угла резания зеленой массы  $\beta$ ; в) угол резания зеленой массы  $\tau$

Расположение координатных осей и центра вращения, углы установки ножа  $\tau = 15^\circ$ ,  $\beta = 38^\circ$  показаны на рисунках 1, а – 1, в.

Для конкретной конфигурации  $k$ -го тела системы, заданной его положением в пространстве  $\mathbf{r}^k$  в некоторый момент времени  $t$ , выполняются соотношения, определяющие механическое состояние частицы (элементарного объема) тела: уравнение неразрывности, уравнения движения частиц тела, зависимость между перемещениями и деформациями и закон Гука [4].

К данным уравнениям добавляются граничные условия первого типа для противорежущего бруса (см. рисунок 1, б), на поверхности  $S_u$  которого заданы перемещения  $\bar{u}_i^{k*}(\mathbf{r}^k)$ :

$$u_i^k = \bar{u}_i^{k*}(\mathbf{r}^k, t), \quad i=x,y,z \quad (1)$$

и второго типа для болтов, на поверхности  $S_\sigma$  которых задано распределение усилий  $\bar{p}_i$  (см. рисунок 1, б):

$$\sigma_{ij}^k \alpha_j^k = \bar{p}_i^k(\bar{\mathbf{F}}_N, \mathbf{r}^k, t), \quad (2)$$

где  $\alpha_j^k$  – направляющие косинусы.

Начальные условия заданы следующим образом (см. рисунок 1, б):

$$u_i^k \Big|_{t=0} = u_i^{k0}, \dot{u}_i^k \Big|_{t=0} = \dot{u}_i^{k0} (\bar{\omega}). \quad (3)$$

Взаимодействие  $n$  деформируемых тел системы можно описать с помощью контактных граничных условий, определяемых следующими соотношениями:

$$\bar{\mathbf{u}}_l \Big|_{S_u^{(lm)}} - \bar{\mathbf{u}}_m \Big|_{S_u^{(lm)}} = \delta_{lm}^{(u)} (f_{lm}, \mathbf{r}^l, \mathbf{r}^m, t) \Big|_{S_u^{(lm)}}, \quad (4)$$

$$\bar{\mathbf{p}}_l \Big|_{S_\sigma^{(lm)}} - \bar{\mathbf{p}}_m \Big|_{S_\sigma^{(lm)}} = \delta_{lm}^{(\sigma)} (f_{lm}, \mathbf{r}^l, \mathbf{r}^m, t) \Big|_{S_\sigma^{(lm)}}, \quad (5)$$

где  $S^{(lm)}$  – поверхность контакта тел  $l$  и  $m$ ,  $S_\sigma^{(lm)} \subset S^{(lm)}$ ,  $S_u^{(lm)} \subset S^{(lm)}$ ,  $\bar{\mathbf{p}}_k = \{\bar{p}_1^k, \bar{p}_2^k, \bar{p}_3^k\} = \{p_n^k, p_{\tau 1}^k, p_{\tau 2}^k\}$  и  $\bar{\mathbf{u}}_k = \{\bar{u}_1^k, \bar{u}_2^k, \bar{u}_3^k\}$  – векторы усилий и перемещений на поверхности  $k$ -го тела,  $p_n^k, p_{\tau 1}^k, p_{\tau 2}^k$  – нормальная и касательные компоненты вектора усилий,  $\delta_{lm}^{(u)} = \{\delta_{lm}^{(n,u)}, \delta_{lm}^{(\tau 1,u)}, \delta_{lm}^{(\tau 2,u)}\}$ ,  $\delta_{lm}^{(\sigma)} = \{\delta_{lm}^{(n,\sigma)}, \delta_{lm}^{(\tau 1,\sigma)}, \delta_{lm}^{(\tau 2,\sigma)}\}$  – векторы перемещений и усилий на поверхности контакта,  $f_{lm}$  – коэффициенты трения для соответствующих пар тел.

Основание, нож, прижим и болты движутся со скоростью  $\omega=125,664$  рад/с, вращаясь вокруг центра режущего барабана в соответствии с рисунками 1,а и 1,б. Зеленая масса и противорежущий брус находятся в условиях жесткой сцепки. Усилие затяжки болтовых соединений равно  $F_N=60$  кН для каждого болта.

Граничные задачи (1)–(5) решались для трех зазоров между режущими кромками ножа и противорежущего бруса, характерных для различной степени износа ножа: 0,4 мм, 0,8 мм и 1,2 мм.

Таблица 1 расчетов включает в себя все комбинации пар материалов сталь-Моника. Таблица 1 – Обозначения расчетов

Зазор между бру- сом и ножом	Комбинации материалов			
	Брус и нож из Моники	Брус из Моники, стальной нож	Стальной брус, нож из Моники	Стальные нож и брус
0,4 мм	4П	4IS	4SI	4SS
0,8 мм	8П	8IS	8SI	8SS
1,2 мм	12П	12IS	12SI	12SS

Механические свойства элементов, принятые в расчетах, приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Свойства материалов системы

Свойства	Материалы		
	Зеленая масса	Моника	Сталь
$E$ , Па	$2,7451 \cdot 10^8$	$1,65 \cdot 10^{11}$	$2 \cdot 10^{11}$
$\nu$	0,12	0,28	0,3
$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	800	7200	7850
Коэффициенты трения (динамика/статика)			
Зеленая масса	0,39/0,58	0,39/0,58	0,39/0,58
Моника	0,39/0,58	-	0,3/0,3
Сталь	0,39/0,58	0,3/0,3	0,2/0,2

Каждый расчет состоял из двух этапов: моделирования статического преднапряженного состояния для учета влияния затяжки болтовых соединений на напряженно-деформированное состояние системы и динамического резания зеленой массы [5]. Ускорение при расчете преднапряженного состояния не задавалось, поскольку в динамической постановке задачи оно учитывается естественным образом. Нижняя поверхность основания была жестко закреплена (моделировалась жесткая

сцепка с внешней поверхностью барабана). Задняя стенка противорезающего бруса также была жестко закреплена (см. рис. 1).

В начальный момент времени динамического расчета в модели учтено лишь преднапряженное статическое состояние от затяжки болтов.

**Модель износа режущего инструмента.** В связи с тем, что в области резания зеленой массы напряженно-деформируемые состояния ножа и противорезающего бруса являются существенно трехмерными [6, 11, 12] и формируются в основном за счет контактного взаимодействия, будем их оценивать с помощью четвертой, энергетической, теории прочности для следующих эквивалентных напряжений (интенсивности напряжений):

$$\sigma_{\text{eqv}} = \sigma_{\text{int}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_3\sigma_1}. \quad (6)$$

В этом случае функция локальной повреждаемости единицы объема примет вид:

$$\Psi_{\text{eqv}} = \sigma_{\text{eqv}} / \sigma_{\text{eqv}}^{(\text{lim})}, \quad (7)$$

где  $\sigma_{\text{eqv}}^{(\text{lim})}$  – нижняя граница рассеяния пределов выносливости материала.

Тогда формулы для расчета опасных объемов и их интегральной повреждаемости будут следующими [4]:

$$V_{\text{eqv}} = \int_{\Psi_{\text{eqv}}(V) \geq 1} dV, \Psi_{\text{eqv}} = \int_{\Psi_{\text{eqv}}(V) \geq 1} \Psi_{\text{eqv}}(V) dV. \quad (8)$$

В настоящее время нет точных данных о предельных напряжениях при фрикционной усталости элементов системы в процессе резания зеленой массы. В расчетах рассматривался широкий диапазон предельных напряжений от 8,5 МПа, соответствующих пределу фрикционной усталости в системе сталь/полимер [3], до 125 МПа, примерно соответствующих нижней границе рассеяния предела механической усталости стали [3], с интервалом 5,825 МПа.

Временной интервал резания  $[3 \times 10^{-5}; 1,53 \times 10^{-3}]$  с, для получения гладких зависимостей, разбивался на 20 равных частей, и результаты, соответственно, рассматривались в 21-й равноотстоящей с шагом  $7,5 \times 10^{-5}$  с точке.

Рассмотрим трибофатическую методику расчета износа на примере режущей кромки ножа. Срок службы ножа рассчитывался, исходя из предположения о непрерывной работе в течении двух месяцев по 20 часов в сутки. Поскольку нож вращается на барабане с частотой 20 Гц, то за весь период работы он совершает 86 400 000 циклов резания, укорачиваясь при этом на 2 см. что с учетом геометрических характеристик ножа соответствует 28 280 мм<sup>3</sup>. Поскольку режущая кромка время от времени затачивается, целесообразно рассматривать форму режущей области как практически неизменной.

Определим износ полосы материала вдоль элементарного отрезка режущей кромки ножа  $i$ :

$$i = \Delta \cdot S = I / n_L, \quad (9)$$

где  $\Delta$  – ширина расчетной ячейки вдоль режущей кромки ножа,  $S$  – сечение изнашиваемой полосы материала шириной в одну ячейку перпендикулярно режущей кромке ножа,  $I$  – полный износ ножа,  $n_L$  – количество ячеек вдоль режущей кромки ножа.

Согласно этим обозначениям, полный износ ножа будет соответствовать:

$$I_{\text{lim}} = \int_0^L S_{\text{lim}} dl = \sum_{j=1}^{n_L} i_{\text{lim}}^j, \quad (10)$$

где  $I_{\text{lim}}$  – предельный износ ножа, составляющий 2 см от его ширины.

Предельный износ оценивался как максимальный локальный объем изношенного материала ячейки шириной  $\Delta$ , соответствующий линейному износу в 2 см (*максимальный локальный износ*):

$$i^{\max} = \Delta \cdot S = i_{\lim}. \quad (11)$$

Для оценки по этим критериям введем показатель удельного опасного объема к единице времени и к единице длины (опасная площадь):

$$V^{(t)} = \frac{\partial V}{\partial t} = \left[ \frac{M^3}{c} \right] \quad (12)$$

$$V^{(l)} = \frac{\partial V}{\partial l} = S = [M^2]. \quad (13)$$

Соответственно, формирование удельного к единице времени и длины опасного объема определяется следующим соотношением:

$$V^{(t,l)} = S^{(t)} \leftrightarrow \left\{ dV^{(t,l)} \subset V / \sigma \geq \sigma^{\lim} \right\} = \left[ \frac{M^2}{c} \right]. \quad (14)$$

Для случая нагружения системы в течение  $N$  циклов, полагая износ за цикл аддитивным, получим удельный к единице длины ( $M^2$ ) износ материала ножа:

$$i_{eqv}^{(l)} = kN V_{eqv}^{(l)} = kN \int_0^l V_{eqv}^{(t,l)} dt = kN \int_0^l S_{eqv}^{(t)} dt = kN S_{eqv}. \quad (15)$$

Наконец, с учетом предположения об аддитивности износа и выражения (15), полный износ ножа в течение  $N$  циклов примет вид:

$$I_{eqv} = \int_0^L i_{eqv}^{(l)} dl = kN \int_0^L V^{(l)} dl = kN \int_0^L \int_0^l V_{eqv}^{(t,l)} dt dl = k \cdot N \int_0^L S_{eqv} dl = kN V_{eqv} \quad (16)$$

Тогда критерий *максимального локального износа* задается формулой:

$$i^{\max} \leq i_{\lim}. \quad (17)$$

Подставляя величины удельных к единицам времени и длины опасных объемов  $V_{eqv}^{(t,l)}$  в (15) и используя выражение (16), получим профили износа, а также полный износ режущей кромки ножа (см. рисунок 2).

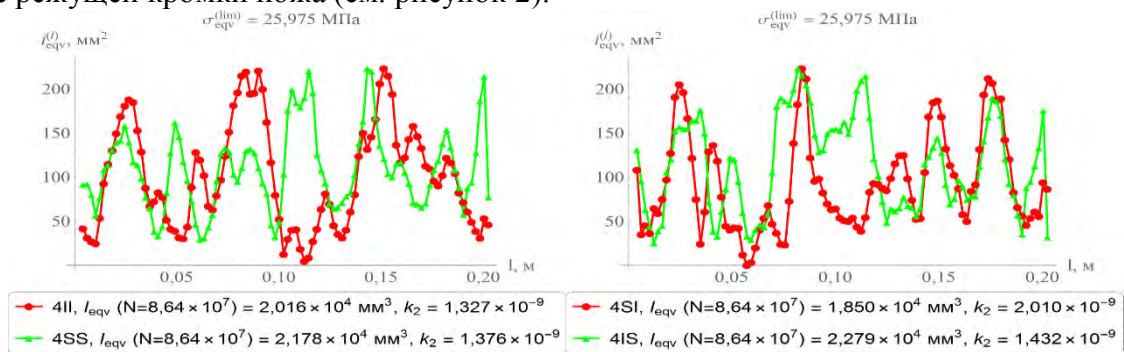


Рис. 2. Профили конечного износа ножа для различных комбинаций материалов ножа и бруса, построенные для критерия по максимальному локальному износу (17)

Из рисунка 2 видно, что для критерия (17) полный износ в расчете 4II меньше на 7,7 %, больше на 8,2 % и меньше на 13 % полного износа в расчетах 4SS, 4SI и 4IS соответственно. Наименьший полный износ наблюдается в системе 4SI для чугунного ножа и стального противорежущего бруса. В расчетах 4SS, 4IS и 4II полный износ больше чем в расчете 4SI примерно на 17,7, 23,1 и 8,9 %.

Полученные результаты оценки износа для различных комбинаций материалов ножа и противорежущего бруса свидетельствует о целесообразности их изготовления из Моника.

#### Модель износа Сосновского-Щербакова.

Теперь рассмотрим обобщенную модель накопления повреждаемости Сосновского-Щербакова [351] за малый промежуток времени  $dt$  в элементарном объеме  $dV$ , в котором действующие эквивалентные напряжения превышают предельные, т.е. при  $\psi_{\phi}(t) = \sigma / \sigma_{\lim} \geq 1$ :

$$d\psi_t(\varphi, t) = \left[ 1 - \left( 1 - \frac{dt}{t_{\text{lim}}(\varphi)} \right)^m \right]^q, \quad (18)$$

где  $t_{\text{lim}}(\varphi)$  – время до предельного состояния  $dV$ , зависящее от уровня действующих в  $dV$  напряжений; коэффициенты упрочнения-разупрочнения  $m \in (0; 1]$ ,  $q \in (0; 1]$ .

Здесь опасный объем формируется по следующему закону:

$$V_\varphi(t) = \int_{\psi_\varphi(t, dV) \geq 1} dV. \quad (19)$$

Тогда накопление повреждаемости элементарного объема  $dV$  имеет вид:

$$\psi_t(\varphi, t) = \int_0^t d\psi_t(\varphi, t) \leq 1. \quad (20)$$

Из рисунка 3 видно, что функция накопления повреждаемости (18) позволяет описать множество вариаций упрочнения и разупрочнения тела в зависимости от значений коэффициентов  $m$  и  $q$ .

Условие  $\psi_t(\varphi, t) = 1$  (см. рисунок 3) означает наступление в  $dV$  предельного состояния (разрушения  $dV$ ).

В этом случае модель износа Сосновского-Щербакова (интегральная повреждаемость) будет следующей:

$$\Psi_\varphi(t) = \int_{\psi_\varphi(t, dV) \geq 1} \int_0^t d\psi_t(\varphi, t) dV = I. \quad (21)$$

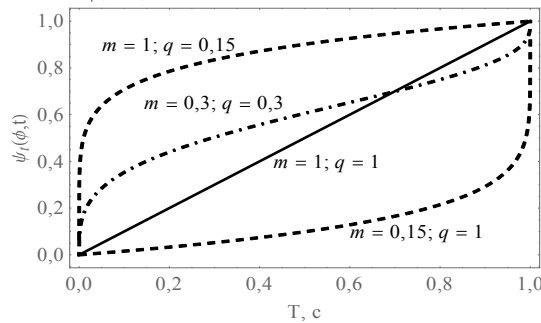


Рис. 3. Семейство кривых накопления повреждаемости по функции (18)

Для случая, когда изменение геометрических характеристик модели за счет износа не учитывается, имеет место следующее соотношение:

$$\Psi_\varphi(t) = I \leq V_\varphi = V. \quad (22)$$

Модифицируем данную теорию накопления повреждаемости под рассматриваемую модель режущего инструмента. Для этого введем показатель удельной повреждаемости объема к единице длины (повреждаемая площадь):

$$\Psi_\varphi^{(l)} = \frac{\partial \Psi_\varphi}{\partial l} = S_\psi = [M^2]. \quad (23)$$

Тогда дифференцируя формулу (21) по  $l$  и учитывая накопление повреждаемости за один цикл резания, получим соотношение:

$$\Psi_\varphi^{(l)} = \int_{\psi_\varphi(t, dV) \geq 1} \int_0^t d\psi_t(\varphi, t) dV^{(l)} = i^{(l)} \quad (24)$$

или в дискретном виде:

$$\Psi_\varphi^{(l)} = i^{(l)} \approx \sum_{k=1}^{n_T} \sum_{j=0}^t d\psi_{t_j}(\varphi, t) \Delta V^{(t_j, l)}. \quad (25)$$

Соотношение (24) дает связь между моделью накопления интегральной повреждаемости (21) и (15), (16) через удельный износ материала для элементарного отрезка  $i^{(l)}$ .

На основе (24) полный износ ножа вдоль кромки резания  $l$  за время нагружения  $t^*$  будет иметь следующий вид:

$$\Psi_{\varphi}^{(l)}(t) = \int_{\Psi_{\varphi}(t, dV) \geq 1} \int_0^{t^*} d\Psi_t(\varphi, t) dV^{(l)} = I^{(l)} \leq V_{\varphi}^{(l)} = V^{(l)} \quad (26)$$

или в дискретной записи:

$$\Psi_{\varphi}^{(l)}(t) = I^{(l)} \approx \sum_{k=1}^{n_T} \sum_{j=0}^{t^*} \Delta\Psi_{t_j}(\varphi, t) \Delta V^{(t_j, l)} \leq V_{\varphi}^{(l)} = V^{(l)}. \quad (27)$$

Построим накопленную интегральную повреждаемость по модели (26), (27) для критерия *максимального локального износа* (17). Для этого примем во внимание, что при данных режущих нагрузках характерно упрочнение материала на протяжении длительного времени. Поэтому зададим коэффициент разупрочнения  $q = 1$ , а коэффициент упрочнения  $m$  примем неизвестным.  $t_{\text{lim}}(\varphi)$  является всем сроком работы ножа и равняется 4 320 000 с. Вследствие того, что накопление повреждаемости (износа) для всех расчетных ячеек режущей кромки ножа происходит с одинаковой скоростью в единицу времени, полученный профиль износа будет совпадать с профилем, рассчитанным по модели (15), (16). Различные параметры упрочнения-разупрочнения ( $m$  и  $q$ ) будут соответствовать лишь разной скорости накопления конечного износа. Из-за чрезмерного количества слагаемых в итоговом уравнении для определения коэффициента упрочнения  $m$ : 1 814 400 000 для каждой ячейки режущей кромки ножа, нахождение его точного значения не представляется возможным. Для нахождения приближенного значения  $m$  воспользуемся одношаговым стационарным численным методом. Задавая точность для изношенной ячейки  $\Delta i_{\text{eqv}}^{(l)}$  в  $0,1 \text{ мм}^3$ , где  $\Delta$  – ширина рассматриваемой ячейки в дискретном случае, получим значение коэффициента упрочнения  $m = 0,0451686$ .

Полученное распределение удельного износа материала ножа по модели Сосновского-Щербакова (21) представляет собой модель (15), (16) (см. рисунок 4).

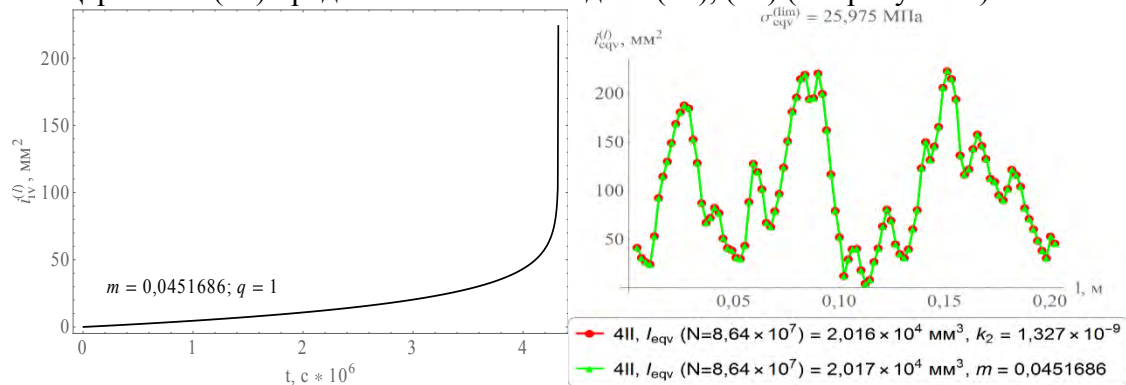


Рис. 4. Профили для ножа и бруса из Моники, построенные для критерия по максимальному локальному износу (17): а) накопления износа по модели (21) в ячейке с максимальным износом за цикл резания; б) конечного износа ножа по моделям Сосновского-Щербакова (21) и (15), (16)

**Заключение.** Проведено конечно-элементное компьютерное моделирование состояния объемной повреждаемости системы болты/прижим/нож/ основание/противорежущий брус для различных пар материалов и зазоров между режущими поверхностями в динамической постановке с учетом резания зеленой массы.

Анализ накопленного по критерию *максимального локального износа* ножа (17) показывает его уменьшение на 7,7-23,1 % при замене стали на Монику при изготовлении противорежущего бруса и ножа, что может положительно сказаться на увеличении долговечности системы. Наименьший полный износ наблюдается в системе для ножа из Моники и стального противорежущего бруса.



Учитывая невысокую стоимость производства, служебные характеристики Моники, близкие к стальным, ее большую вязкость, обуславливающую лучшее рассеяние волн напряжений и за счет этого меньшую нагруженность системы в целом и, как следствие, меньший износ, является целесообразным ее применение для изготовления ножей и противорежущих брусьев режущего инструмента сельскохозяйственных комбайнов.

Проведено сравнение методик расчета износа, основанных на модели деформируемого твердого тела с опасным объемом (15), (16) с моделью износа Сосновского-Щербакова. Показано, что модель (15), (16) является частным случаем модели Сосновского-Щербакова при значении коэффициентов упрочнения-разупрочнения  $q = 1$ ,  $m = 0,0451686$  с точностью в  $0,1 \text{ мм}^3$ , т.е. накопленная интегральная повреждаемость (износ) становится равной опасному объему при достижении предельного состояния во всех его элементарных объемах  $dV$ , в которых действующие напряжения превышают предельные (предел усталости).

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Джонсон, К. *Механика контактного взаимодействия* / К. Джонсон. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
2. Горячева, И.Г. *Контактные задачи в трибологии* / И.Г. Горячева, М.Л. Добычин. – М.: Машиностроение, 1988. – 256 с.
3. Сосновский, Л.А. *Механика износоусталостного повреждения* / Л. А. Сосновский. – Гомель: БелГУТ, 2007. – 434 с.
4. Щербаков, С.С. *Механика трибофатических систем* / С.С. Щербаков, Л.А. Сосновский. – Минск: БГУ, 2011. – 407 с.
5. Сосновский, Л.А. *Чугун и сталь в трибофатических системах современных машин и оборудования* / Л. А. Сосновский, П.А. Витязь, В.А. Гапанович, Н.В. Псырков, Н.А. Махутов // *Механика машин, механизмов и материалов*. – 2014, –№ 4. (29). – С 5-20.
6. Журавков, М.А. *Объемная повреждаемость динамически нагруженных элементов режущего инструмента сельскохозяйственного комбайна* / Журавков М.А., Щербаков С.С., Насань О.А. // *Теоретическая и прикладная механика : международный научно-технический журнал*. Вып. 30 / ред. колл.: А. В. Чигарев [и др.]. – 2015. – С. 297-305.
7. Журавков, М.А. *Опасные объемы как мера повреждаемости деформируемой системы на макро- и микроуровне* / М.А. Журавков, С.С. Щербаков, Д.Е. Мармыш, Л.А. Шемет, О.А., Насань // *Актуальные вопросы машиноведения*. 2015 – №4. – С.237-240.
8. Archard, J.F. *Wear theory and mechanisms. Wear control handbook*. // J.F. Archard – New York: ASME, 1980. – 80 pp.
9. Specht, W. *New particulars of Wear of Heavy Railway Carriage Wheels* // W. Specht / *Glaser's Annalen*, – 1987. vol. 9. pp. 271- 280.
10. Щербаков, С.С. *Новая модель износа* / С.С. Щербаков, Л.А. Сосновский // *Вестник БелГУТа: Наука и транспорт*. – 2016. – № 1 (32). – С. 74-82.
11. Щербаков, С.С. *Объемная повреждаемость и износ ножа в трибофатической системе режущего инструмента кормоуборочного комбайна* / Щербаков С.С., Насань О.А. // *Вестник БелГУТа: Наука и транспорт*. – 2016. – № 1 (32). – С. 209-217.
12. Журавков, М.А. *Объемная повреждаемость ножа и противорежущего бруса режущего аппарата комбайна при их динамическом нагружении* / Журавков М.А., Щербаков С.С., Насань О.А., Мармыш Д.Е., Шемет Л.А., Кузнецова Е.Л. // *Тр. Международной научно-технической конференции «Инновации в машиностроении»*, 2015 г., Минск (Беларусь) / *Редкол.: С.Н. Поддубко [и др.] – ОИМ НАН Беларуси*, 2015. – С. 232- 236.
13. Журавков, М.А. *Некоторые подходы к моделированию контактного взаимодействия движущихся деформируемых тел* / М.А. Журавков, С.С. Щербаков // *Докл. НАН Беларуси*. – 2012. Т. 56, – № 1. – С.113-123.
14. Sherbakov, S.S. *Interaction of Several Bodies as Applied to Solving Tribo-Fatigue Problems* / S.S. Sherbakov, M.A. Zhuravkov // *Acta Mechanica*, – 2013. – vol. 224, – № 3. pp. 1541- 1553.

E-mail: [nasan\\_o@mail.ru](mailto:nasan_o@mail.ru), [oleg.nasan@gmail.com](mailto:oleg.nasan@gmail.com)

Поступила в редакцию 07.11.2016