

1. Если кран работает вне помещения, то в солнечную погоду плохо видно луч лазера. Но это общий недостаток всех лазерных приборов.

2. Колеса имеют наклон в вертикальной плоскости. Допуск на вертикальный наклон колеса по ГОСТ 27584-88 составляет 0,005 и 0,015 на диаметр колеса, соответственно, для мостовых и козловых кранов. Для колеса диаметром 500 мм это составляет 2,5 и 7,5 мм. То есть, край колеса на который мы установили лазер или линейку из-за наклона колеса может быть смещен относительно центра колеса на 2,5/2 или 7,5/2 мм. Если измеряемое и базовое колеса наклонены в разные стороны, то угол, на который рассматриваемая нами ось концевой балки будет отличаться от фактической оси балки становится соизмеримым с допуском на перекося колеса. Это, конечно, не очень корректно. Поэтому, использовать предлагаемую методику желательно после выверки ходовых колес в вертикальной плоскости.

3. «Зайчик» лазерного луча от дешевой лазерной указки на расстоянии 8 и более метров представляет собой круглое пятно с не очень четкими очертаниями диаметром 5-6 мм. Это издержки дешевизны устройства. Более дорогой лазер позволит увеличивать точность измерений. Однако, визуально оценить центр даже такого не очень четкого пятна и соотнести его с делениями на линейке не представляет труда. Точность измерений в данном случае составляет ± 2 мм или около 10%, что можно признать вполне приемлемой для ориентировочной оценки правильности установки колес.

Библиографический список

1. ГОСТ 27584 – 88. Краны мостовые и козловые электрические. Общие технические условия. [Электронный ресурс]. - Режим доступа: [http://www. kodeks . ru](http://www.kodeks.ru).
2. ГОСТ 28648 – 90. Колеса крановые. Технические условия. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [http://www. kodeks. ru](http://www.kodeks.ru).

Гришкевич А.А. (БГТУ, г. Минск, РБ) dosy@bstu.unibel.by

РАСЧЕТ НОРМАЛЬНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ЛЕЗВИИ ДЕРЕВОРЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА CALCULATION OF NORMAL TENSION IN BLADE OF WOODWORKING TOOL

Современный дереворежущий инструмент должен иметь высокие показатели прочности, жесткости, надежности и долговечности, т.е. он должен наиболее продолжительное время сохранять свои режущие способности при минимальном износе всего периода взаимодействия с обрабатываемым материалом. Поэтому создание износостойкого дереворежущего инструмента вообще и фрезерного в частности продолжает оставаться одной из актуальных проблем в проектировании и расчете дереворежущих инструментов.

Значительные успехи в области расчета инструмента на прочность достигнуты в работах по исследованию металлорежущего инструмента.

Так, в работе [1] рассмотрен механизм разрушения и износа режущего инструмента в различных условиях его эксплуатации, а также вопросы хрупкой и пластической прочности режущей части инструмента.

Так, в работе [2] в качестве единой физической концепции, положенной в основу комплексного анализа процесса резания, использована теория дислокации физики твердого тела. Дислокационные представления раскрывают физическую природу процесса резания металлов по существу на атомном уровне. Это позволило вскрыть ряд новых закономерностей стружкообразования и формирования поверхностного слоя материала, показать принципиально новые пути интенсификации процесса резания металлов.

Следующим направлением в изучении процессов резания материалов является применение методов подобия [3]. Метод подобия позволяет распространить данные единого опыта на группу подобных между собой процессов резания и получить весьма общие теоретико-экспериментальные зависимости в виде критериальных уравнений. Количество проводимых опытов при этом значительно сокращается, а получаемые результаты становятся применимы к широкому кругу изучаемых явлений.

Расчету динамической прочности режущего инструмента посвящена работа [4]. Работа посвящена расчету прочности и надежности работы режущего инструмента в условиях ударного и циклического приложения как механических, так и тепловых нагрузок. В работе описаны последние достижения в теории резания металлов, механике деформирования и разрушения твердых тел. Приведены числовые методы расчета с помощью ЭВМ напряженно-деформированного состояния режущей части инструмента в условиях ее упруго-пластического деформирования, температурных полей и термонапряжений при различных условиях резания материалов.

Вопросам прочности и надежности сборного режущего инструмента посвящены работы [5,6,7].

В работе [5] дан статический анализ случаев разрушения резцов, фрез, сверл и метчиков, дается вероятностная оценка их прочности. Рассматриваются напряженное и деформированное состояния рабочей части твердосплавного инструмента как составного тела. Предлагаются методы его расчета на прочность и надежность. Излагается методика выбора режимов резания, конструктивных параметров инструмента и технологических вариантов его изготовления с учетом прочности инструмента и экономических факторов.

В работе [6] рассмотрены свойства сборного режущего инструмента, обуславливающие его качество и эффективность применения. Приведена методика проектирования систем инструментов. Дана классификация, методы расчета многочисленных конструкций металлорежущего инструмента. Обоснован выбор режимов резания в зависимости от конструктивных параметров режущего инструмента, жесткости технологической системы, обрабатываемого материала и других факторов.

Многие вопросы конструирования сборного металлорежущего инструмента и исследование его прочности изложены в работе [7]. В работе отражены пути обеспечения прочности и надежности сборного режущего инструмента. Проведен теоретический анализ напряженного состояния режущего элемента сборного инструмента. Раскрыты расчеты прочности режущего инструмента с применением метода конечных элементов. Приведена вероятностная оценка прочности сборного инструмента с учетом

особенностей его изготовления. Рассмотрены основные принципы конструирования и оптимизации сборного инструмента для автоматизации производства.

Приведем некоторые значимые исследования в области расчета дереворежущего инструмента.

В работе [8] изложена методика расчета цельных дереворежущих фрез на прочность, при этом необходимо учитывать как силы инерции, так и силы резания. Авторы доказали, что рациональным профилем зуба следует считать такой профиль, который по очертанию будет приближаться к брусу равного сопротивления.

Доказано, что следует стремиться к возможно максимальному уменьшению диаметра фрезы за счет уменьшения глубины впадины зуба, толщины ступицы и диаметра посадочного отверстия.

В работе [9] разработана методика определения силы инерции зуба фасонных цельных насадных фрез. Метод опирается на математическое описание фрезы, затылованной по спирали Архимеда. Составлен алгоритм расчета на прочность фасонных фрез с помощью ЭВМ.

В работе [10] авторы разработали методику расчета на прочность новой конструкции фрезы с изменяемыми углами резания. В работе отмечается, что при высоких частотах вращения фрезы могут иметь место либо заметные остаточные деформации, либо она полностью разрушается.

На основании теоретических рассуждений получена формула для расчета опасных напряжений с учетом продольной силы, изгибающего момента и центробежных сил инерции. Полученная формула позволяет подобрать материал для изготовления фрезы, геометрические и линейные параметры таким образом, чтобы максимальные напряжения в опасном сечении не превосходили допускаемые.

В работе [11] разработаны теоретические зависимости, позволяющие рассчитывать дереворежущий инструмент с учетом циклически изменяющихся нагрузок, возникающих в процессе цилиндрического фрезерования. На основании проведенных экспериментальных исследований получено математическое описание стойкостных показателей процесса фрезерования.

Практика показывает, что при резании древесины и древесных материалов хрупкое разрушение происходит только в сечениях лезвия, отстоящих от режущей кромки на небольших расстояниях. На этом основании расчет напряжений ведем для зоны, находящейся в пределах поверхности контакта обрабатываемого материала с задней поверхностью лезвия. Принимаем схему нагружения передней и задней поверхностей лезвия, приведенную на рис. 1.

На переднюю поверхность лезвия действует сплошная нагрузка, перпендикулярная к ее поперечному сечению (параллельно биссектрисе угла заострения) и распределенная на участке этого сечения «m», согласно закону

$$q_{x_1} = q_0 \left[1 - \left(\frac{x_\delta}{m_1} \right)^{n_1} \right], \quad (1)$$

где q_0 – интенсивность нагрузки в начале координат.

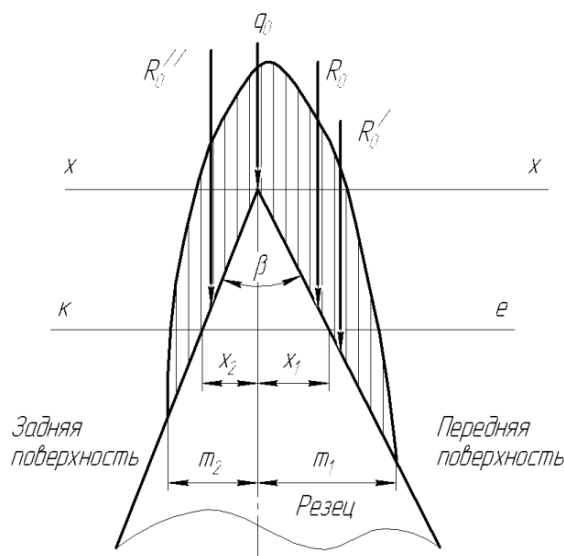


Рисунок 1 – Расчетная схема нагружения лезвия

Закон изменения нагрузки на заднюю поверхность аналогичен

$$q_{x_2} = q_0 \left[1 - \left(\frac{x_\delta}{m_2} \right)^{n_2} \right], \quad (2)$$

$x_1 = x_2 = x_\delta$.

Как и в случае с изгибающей нагрузкой, в данном случае нагрузка предполагается равномерно распределенной по ширине лезвия, а интенсивности q_{x_1} ; q_{x_2} и q_0 представляют собой результирующие нагрузок, собранных по ширине.

Равнодействующие сил, действующих на переднюю поверхность лезвия обозначим R_1 , на заднюю поверхность R_2 . Эти силы расположены соответственно на расстояниях l_1 и l_2 от биссектрисы угла заострения β (рис.2).

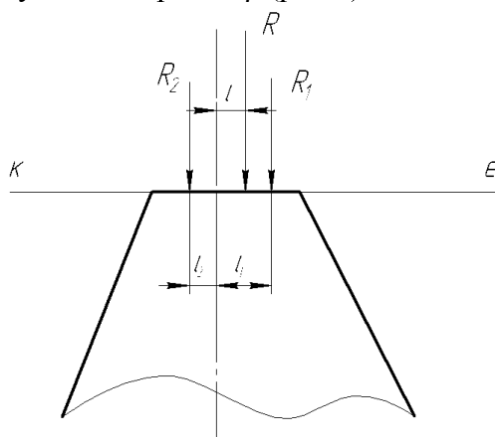


Рисунок 2 – Схема нагружения резца в сечении $\kappa\epsilon$

Значение равнодействующей R_1 определим из уравнения

$$R_1 = \int_0^{x_1} q_{x_1} \cdot dx = \int_0^{x_1} q_0 \cdot \left[1 - \left(\frac{x_1}{m_1} \right)^{n_1} \right] dx = q_0 \cdot x_1 \cdot \left[1 - \frac{a_1^{n_1}}{n_1 + 1} \right], \quad (3)$$

где $a_1 = \frac{x_1}{m_1}$

Соответственно, равнодействующая сил, действующих на задней поверхности лезвия,

$$R_2 = \int_0^{x_2} q_{x_2} \cdot dx = \int_0^{x_2} q_0 \cdot \left[1 - \left(\frac{x_2}{m_2} \right)^{n_2} \right] dx = q_0 \cdot x_2 \cdot \left[1 - \frac{a_2^{n_2}}{n_2 + 1} \right], \quad (4)$$

где $a_2 = \frac{x_2}{m_2}$

Величина эксцентриситетов сил R_1 и R_2 определяются из уравнения

$$l_1 = \frac{S'_y}{R_1}; \quad l_2 = \frac{S''_y}{R_2}. \quad (5)$$

где S'_y и S''_y статические моменты относительно оси у площадей эпюр сплошной нагрузки, действующей соответственно на переднюю и заднюю поверхности лезвия, выше сечения ке.

$$S'_y = \int_0^{x_1} x \cdot q_{x_1} \cdot dx = \int_0^{x_1} x \cdot q_0 \cdot \left[1 - \left(\frac{x_1}{m_1} \right)^{n_1} \right] dx = q_0 \cdot x_1^2 \cdot \left[\frac{1}{2} - \frac{a_1^{n_1}}{n_1 + 2} \right] \quad (6)$$

$$S''_y = \int_0^{x_2} x \cdot q_{x_2} \cdot dx = \int_0^{x_2} x \cdot q_0 \cdot \left[1 - \left(\frac{x_2}{m_2} \right)^{n_2} \right] dx = q_0 \cdot x_2^2 \cdot \left[\frac{1}{2} - \frac{a_2^{n_2}}{n_2 + 2} \right]$$

Эксцентриситеты l_1 и l_2 определяются

$$l_1 = \frac{q_0 \cdot x_1^2 \cdot \left[\frac{1}{2} - \frac{a_1^{n_1}}{n_1 + 2} \right]}{q_0 \cdot x_1 \cdot \left[1 - \frac{a_1^{n_1}}{n_1 + 2} \right]} = x_1 \cdot \frac{\frac{1}{2} - \frac{a_1^{n_1}}{n_1 + 2}}{1 - \frac{a_1^{n_1}}{n_1 + 2}}$$

$$l_2 = \frac{q_0 \cdot x_2^2 \cdot \left[\frac{1}{2} - \frac{a_2^{n_2}}{n_2 + 2} \right]}{q_0 \cdot x_2 \cdot \left[1 - \frac{a_2^{n_2}}{n_2 + 2} \right]} = x_2 \cdot \frac{\frac{1}{2} - \frac{a_2^{n_2}}{n_2 + 2}}{1 - \frac{a_2^{n_2}}{n_2 + 2}} \quad (7)$$

Равнодействующая сил R_1 и R_2 равна их сумме

$$R = R_1 + R_2 = q_0 \cdot x_1 \cdot \left[1 - \frac{a_1^{n_1}}{n_1 + 2} \right] + q_0 \cdot x_2 \cdot \left[1 - \frac{a_2^{n_2}}{n_2 + 2} \right]$$

Учитываем, что $x_1 = x_2 = x_\delta$ (Рис.1 и 3) и одновременно для упрощения дальнейших расчетов допускаем, что $n_1 = n_2$ (что, по-видимому, можно сделать, так как обе поверхности лезвия внедряются в один и тот же обрабатываемый материал).

Хотя, строго говоря, закон распределения нагрузки по передней поверхности может значительно отличаться от такового по задней поверхности. Но ввиду небольших, как правило, значений сил по задней поверхности [12] это не повлечет за собой большой ошибки, но значительно упростит теоретические расчеты.

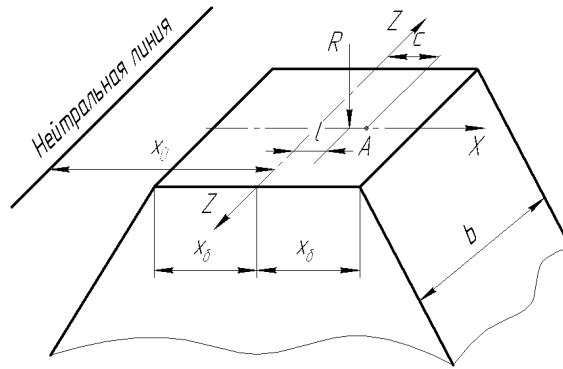


Рисунок 3 – Положение нейтральной линии

На основании выше изложенных допущений получаем:

$$R = q_0 \cdot x_\delta \cdot \left[2 - \frac{a_1^n + a_2^n}{n + 1} \right] \quad (8)$$

Эксцентриситет равнодействующей R

$$l = \frac{R_1 \cdot l_1 - R_2 \cdot l_2}{R} \quad \text{или}$$

$$l = \frac{q_0 \cdot x_\delta \cdot \left[1 - \frac{a_1^n}{n + 1} \right] \cdot x_\delta \cdot \frac{1 - \frac{a_1^n}{n + 2}}{1 - \frac{a_1^n}{n + 1}} - q_0 \cdot x_\delta \cdot \left[1 - \frac{a_2^n}{n + 1} \right] \cdot x_\delta \cdot \frac{1 - \frac{a_2^n}{n + 2}}{1 - \frac{a_2^n}{n + 1}}}{q_0 \cdot x_\delta \cdot \left[2 - \frac{a_1^n + a_2^n}{n + 1} \right]} \quad (9)$$

$$= x_\delta \cdot \frac{(n + 1) \cdot (a_2^n - a_1^n)}{(n + 2) \cdot (2n + 2) - (a_1^n + a_2^n)}$$

Напряжения в любой точке сечения A могут быть определены с достаточной степенью точности по формуле

$$\sigma = -\frac{R}{F} - \frac{R \cdot l \cdot c}{I_z} \quad (10)$$

где c – расстояние от оси Z до точки, в которой определяется напряжение («с» подставляется с учетом знака, см. рис. 3); F – площадь поперечного сечения лезвия, в которой определяются напряжения

$$F = 2x_\delta \cdot b \quad (11)$$

b – ширина лезвия;

I_z – момент инерции поперечного сечения,

$$I_z = \frac{b \cdot (2x_\delta)^3}{12} = \frac{2}{3} \cdot b \cdot x_\delta^3 \quad (12)$$

Напряжения определяем по формуле

$$\sigma = -\frac{q_0 \cdot x_\delta \cdot \left[2 - \frac{a_1^n + a_2^n}{n+1} \right]}{2x_\delta \cdot b} - \frac{q_0 \cdot x_\delta \cdot \left[2 - \frac{a_1^n + a_2^n}{n+1} \cdot x_\delta \cdot \frac{n+1}{n+2} \cdot \frac{a_2^n - a_1^n}{2(n+1) - (a_1^n + a_2^n)} \cdot c \right]}{\frac{2}{3} \cdot b \cdot x_\delta^3} = \frac{-q_0 \left(2 - \frac{a_1^n + a_2^n}{n+1} \right)}{2b} \cdot \left[1 + \frac{3c \cdot \frac{n+1}{n+2} \cdot \frac{a_2^n - a_1^n}{2(n+1) - (a_1^n + a_2^n)}}{x_\delta} \right] \quad (13)$$

Для определения интенсивности нагрузки в начале координат определим равнодействующие всей нагрузки по передней и задней поверхностям R'_0 и R''_0 . Для этого примем $x_1 = m_1$; $x_2 = m_2$; $a_1 = a_2 = 1$.

Тогда

$$R'_0 = \frac{q_0 \cdot m_1 \cdot n}{n+1}; \quad R''_0 = \frac{q_0 \cdot m_2 \cdot n}{n+1}.$$

Отсюда равнодействующая всей нагрузки, действующей параллельно биссектрисе угла заострения β , будет равна

$$R_0 = R'_0 + R''_0 = \frac{q_0 \cdot m_1 \cdot n}{n+1} + \frac{q_0 \cdot m_2 \cdot n}{n+1} = \frac{q_0 \cdot n \cdot (m_1 + m_2)}{n+1} = F_{\text{бис}}$$

$$\text{Откуда} \quad q_0 = \frac{R_0 \cdot (n+1)}{n \cdot (m_1 + m_2)}. \quad (14)$$

Подставив (14) в (13), получим формулу для определения напряжений в любой точке поперечного сечения лезвия.

$$\sigma_{\text{нле}} = \frac{F_{\text{бис}} \cdot (n+1)}{n \cdot (m_1 + m_2)} \cdot \left(2 - \frac{a_1^n + a_2^n}{n+1} \right) \cdot \left[1 + \frac{3c \cdot \frac{n+1}{n+2} \cdot \frac{a_2^n - a_1^n}{2(n+1) - (a_1^n + a_2^n)}}{x_\delta} \right] \quad (15)$$

Из расположения сил (рис.2, 3) видно, что максимальные сжимающие напряжения будут при $c = x_\delta$, т.е. на передней поверхности лезвия.

Чтобы выяснить, будут ли возникать растягивающие напряжения на задней поверхности лезвия от внецентренно приложенной силы R_0 , определим положение нейтральной линии. Нейтральная линия пройдет параллельно оси Z (рис.3) и отсечет от оси x отрезок x_0 , равный

$$x_0 = -\frac{\frac{2^2}{1}}{3x_\delta \cdot \frac{n+1}{n+2} \cdot \frac{a_2^n - a_1^n}{(2n+2) - (a_1^n + a_2^n)}} = -\frac{x_\delta^2}{3x_\delta \cdot \frac{n+1}{n+2} \cdot \frac{a_2^n - a_1^n}{(2n+2) - (a_1^n + a_2^n)}} = -\frac{x_\delta}{3 \cdot \frac{n+1}{n+2} \cdot \frac{a_2^n - a_1^n}{(2n+2) - (a_1^n + a_2^n)}} = -\frac{x_\delta(n+2) \cdot [(2n+2) - (a_1^n + a_2^n)]}{3 \cdot (n+1) \cdot (a_2^n - a_1^n)} \quad (16)$$

Проанализируем уравнение (16) и установим, может ли нейтральная линия пересекать лезвие.

Рассмотрим крайний случай, когда нейтральная линия касается сечения, т.е. $x_0 = x_\delta$.

$$x_\delta = \frac{x_\delta(n+2) \cdot [(2n+2) - (a_1^n + a_2^n)]}{3 \cdot (n+1) \cdot (a_2^n - a_1^n)}$$

$$\text{Или } 3 \cdot (n+1) \cdot (a_2^n - a_1^n) = (n+2) \cdot [(2n+2) - (a_1^n + a_2^n)] \quad (17)$$

После преобразования получим

$$4n \cdot a_2^n - 2n \cdot a_1^n + 5a_2^n - a_1^n - 2n^2 - 6n - 4 = 0$$

Это уравнение можно получить несколько иным путем. Для того, чтобы нейтральная линия не пересекала сечения режущей кромки, необходимо, чтобы равнодействующая R не выходила за пределы ядра сечения.

Так как сечение лезвия прямоугольное, то границы ядра сечения по оси x будут отстоять от центра на расстоянии $\frac{1}{3} - x_\delta$. Если эксцентриситет l , согласно формулы (9),

будет больше $\frac{1}{3}x_\delta$, то нейтральная линия пересечет сечение лезвия; если l будет мень-

ше $\frac{1}{3}x_\delta$, то нейтральная линия пройдет за пределами сечения лезвия; и если l будет

равно $\frac{1}{3}x_\delta$, то нейтральная линия будет касаться сечения лезвия. Приравняв выраже-

ния (9) к $\frac{1}{3}x_\delta$, получим условие аналогичное (17).

Но проверочный анализ показывает, что чем больше l , тем больше вероятность того, что нейтральная линия пересечет сечение лезвия.

Из формулы (9) видно, что l будет увеличиваться с увеличением a_2 . Наибольшее значение, которое может принять a_2 , равно единице.

Рассмотрим последнее уравнение при $a_2=1$

$$a_1^n (2n+1) + 2n(n+1) - 1 = 0 \quad (18)$$

При условии (18) нейтральная линия будет или касаться сечения лезвия или пересекать ее. Так как a_1 может быть только положительным, то решение (18) возможно только при $2n(n+1) - 1 \leq 0$

$$\text{или } 2n^2 + 2n - 1 \leq 0$$

$$\text{откуда } n \leq \frac{-2 \pm \sqrt{4+8}}{4} = \frac{-2 \pm 3,46}{4}.$$

В виду того, что нагрузка на лезвие, встречающаяся на практике описывается уравнением (1) только при $n \geq 0$, то исследуем только положительное решение

$$n \leq \frac{-2 + 3,46}{4} \leq 0,365$$

Таким образом, при $n \leq 0,365$ в поперечных сечениях лезвия, для которых

$$a_1 = \sqrt{\frac{1 - 2n(n+1)}{2n+1}}$$

нейтральная линия может пересечь режущую кромку.

Но как показано раньше при $n < \frac{1}{3}$ расчет можно вести по уравнению (18). Следовательно, для случаев, когда $n > 0,365$, которые исследуются в настоящей работе, можно считать, что от силы, действующей параллельно биссектрисе угла заострения β $F_{\text{бис}}=R_0$ в поперечном сечении лезвия возникают только сжимающие напряжения.

Для определения величины этих напряжений на поверхности лезвия от действия сжимающих сил в уравнении (15) принимаем $c = \pm x_8$ (рис.3) и получим:

$$\sigma_{\text{нас}} = \frac{F_{\text{дв}} \cdot (n+1)}{n \cdot (m_1 + m_2)} \left(2 - \frac{a_1^n + a_2^n}{n+1} \right) \cdot \left[1 \pm 3 \cdot \frac{n+1}{n+2} \cdot \frac{a_2^n - a_1^n}{2(n+1) - (a_1^n + a_2^n)} \right]. \quad (19)$$

Знак плюс перед слагаемым в квадратных скобках относится к передней поверхности лезвия; знак минус – к задней.

Выводы

1. Отсутствие четкого представления о процессах происходящих вблизи режущей кромки лезвия и на его поверхностях делает расчет прочности лезвия инструмента приближенным.
2. Получена формула для определения нормальных напряжений в поперечном сечении лезвия от сил, действующих параллельно биссектрисе угла заострения.
3. При расчете нормальных напряжений в опасных точках лезвия следует учитывать внецентренное приложение равнодействующей сплошной нагрузки по ширине.

Библиографический список

1. Лоладзе Т.Н. Прочность и износостойкость режущего инструмента.– М.: Машиностроение, 1982.–320с.
2. Старков В.К. Дислокационные представления о резании металлов.–М.: Машиностроение, 1979.–160с.
3. Силин С.С. Метод подобия при резании материалов.– М.: Машиностроение, 1979.–152с.
4. Остафьев В.А. Расчет динамической прочности режущего инструмента .–М.: Машиностроение, 1979.–168с
5. Хае Г.Л. Прочность режущего инструмента. М.: Машиностроение, 1975.–168с
6. Сборный твердосплавной инструмент. / Г.Л. Хае, В.М. Гах, К.Г. Громаков и др. Под общей редакцией Г.Л. Хаега .– М.: Машиностроение, 1989.–256с
7. Михайлов М.И. Повышение прочности сборного режущего инструмента / под ред. П.И. Ящерицина.–Мн.: Навука і тэхніка, 1993.–174 с.
8. Кряжев Н.А., Соболев Ю.С. Расчет цельных дереворежущих фрез на прочность //Научные труды/ МЛТИ, 1972, Вып.46. с.108-135.
9. НГУЕН ХЫУЛОК Расчет фасонных цельных насадных затылованных фрез на прочность с применением ЭВМ.//Технология и оборудование заготовки и переработки древесины. Мн., 1990. Вып.5 с.121-127.
10. Макаревич С.С. Клубков А.П., Гришкевич А.А. Расчет на прочность сборной фрезы с изменяемыми угловыми параметрами. Труды БГТУ. Серия II. Лесная и деревообаб. пром-сть. Вып.II Мн, 1994, с 118-122.

11. Усталостные явления в режущем инструменте при цилиндрическом фрезеровании древесины и древесных материалов. А.П. Клубков, А.А. Гришкевич, С.С. Макаревич, В.И. Гиль. Материалы, технологии, инструменты. Т.10, 2005, №3, с.28-33.

12. Бершадский А.Л., Цветкова Н.И. Резание древесины. Мн., «Вышэйшая школа», 1975. 304 с.

Гришкевич А.А., Чаевский В. В. (БГТУ, г. Минск, РБ)

dosy@bstu.unibel.by

**ВЛИЯНИЕ УПРОЧНЯЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЙ НА
ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ НОЖЕЙ ПРИ АГРЕГАТНОЙ ОБРАБОТКЕ
ДРЕВЕСИНЫ**

***INFLUENCE OF REINFORCING ON DURABILITY OF KNIVES
IN WOOD MACHINING***

Введение. Резание древесины и древесных материалов широко применяется на практике деревообрабатывающих производств. Для получения готовой продукции с максимальным экономическим эффектом в настоящее время является недостаточным только нахождение оптимальных режимов резания, расчет рациональной конструкции и геометрии дереворежущего инструмента. Механическая обработка древесных материалов традиционными инструментами, изготовленными из инструментальных сталей, экономически не оправдана из-за низкой стойкости такого инструмента. Наиболее современными направлениями в области совершенствования деревообрабатывающего инструмента являются использование в качестве резцов сверхтвердых материалов, синтетических алмазов, различных способов модификации поверхности резцов [1]. Одним из наиболее эффективных способов модификации поверхности стальных и твердосплавных режущих элементов дереворежущих инструментов является метод конденсации вещества из плазменной фазы в вакууме с ионной бомбардировкой поверхности (КИБ) [2], позволяющей регулировать специфику износа и существенно увеличивать ресурс работы резцов.

В мировой практике высокое признание для способов переработки бревен диаметром 8–24 см получило использование различных конструкций фрезернопильных и фрезерно-брусующих линий, имеющих преимущества в более высокой производительности и предельно упрощенной технологии перед универсальным оборудованием [3]. Фрезерно-брусующие станки (ФБС) представляют собой агрегаты с системой шпинделей для установки на них инструментов. Для обеспечения подачи и базирования бревен относительно фрез станки имеют конвейерные подающие механизмы. ФБС отличаются друг от друга типами фрезерного инструмента, конвейерных подающих устройств, конструктивным решением базирующих устройств, компоновкой узлов в пространстве. Техническая функция фрез или ножевых валов, устанавливаемых на фрезерно-брусующих станках, состоит в получении из бревна бруса путем фрезерования боковых поверхностей бревна и превращении объема древесины в технологическую щепу. Ус-