

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ОДНОСЛОЙНЫХ РЕЖУЩИХ ИНСТРУМЕНТОВ

In this article calculation normal and tangents of pressure in the single-layered cutting tool are resulted.

При недостаточной прочности режущей части деревообрабатывающего инструмента ее разрушение происходит путем хрупкого скалывания и выкрашивания в результате пластической деформации и последующего среза.

На практике при обработке многих материалов во избежание разрушения лезвия инструмента изменяют режимы резания. Поэтому повышение прочности режущей части инструмента является весьма важной для производства проблемой. Исследования механизма разрушения, установление теоретических закономерностей, создание инженерных методов расчета прочности режущей части инструмента являются актуальными вопросами теории резания древесины и древесных материалов.

Расчеты на прочность дереворежущего инструмента обычно выполняют в несколько этапов.

Первый этап – выбор расчетных режимов. В число расчетных режимов включают режимы работы станка (частота вращения рабочего органа, скорость подачи и др.), при которых следует ожидать статическую или динамическую напряженность рассчитываемого режущего инструмента – режим наибольшей мощности, длительность работы, пусковые и переходные режимы (вход режущего инструмента в заготовку и выход из нее).

Второй этап – выбор схемы нагружения. При разработке схемы нагружения обычно схематизируют действие внешних силовых факторов (взаимодействие поверхностей резца с обрабатываемым материалом); для упрощения расчета распределенные контактные нагрузки иногда заменяют сосредоточенными. Расчеты производят, как правило, при наиболее неблагоприятном сочетании нагрузок.

Третий этап – выбор расчетной схемы, определение напряжений и деформаций. При выборе расчетной схемы реальные объекты обычно рассматривают как стержни, балки, пластины или оболочки. Из общего анализа работы дереворежущего инструмента оценивают условия закрепления (жесткое защемление, шарнирное взаимодействие и др.). Краевые условия выбирают такими, чтобы отразить наиболее неблагоприятные условия закрепления инструмента, возможные при его эксплуатации. Затем определяют напряжения и деформации в режущем инструменте (зубе пилы, ноже, сверле или концевой фрезе). Иногда целесообразно

определять собственные частоты колебаний, чтобы избежать резонансных явлений в рабочих условиях (ножевые валы, шпиндели, диски или ленты пил).

Четвертый этап – оценка надежности и долговечности режущего инструмента. Надежность дереворежущего инструмента оценивают сопоставлением полученных расчетным путем напряжений и запасов прочности с допускаемыми значениями. При этом используют результаты ранее выполненных расчетов на прочность аналогичных конструкций инструмента, результаты экспериментальных исследований в лабораторных и производственных условиях.

При выборе допускаемых значений напряжений и запасов прочностей целесообразно проводить сравнительные расчеты вновь проектируемого режущего инструмента с удовлетворительно работающими известными конструкциями. В тех случаях, когда прочность материала зависит от времени или числа циклов нагружения, проводят расчеты на долговечность.

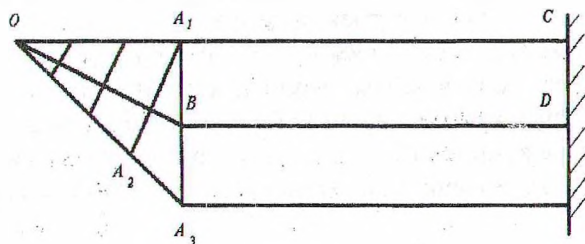


Рис. 1. Схема однослойного режущего инструмента

Как отмечалось выше, режущий инструмент можно рассматривать как защемленный стержень, нагруженный силами резания. Если расчет производить относительно оси стержня в обычном понятии, то в качестве оси следует принять ломаную линию OBD , так как ось стержня это – линия, соединяющая центры тяжести его поперечных сечений, т. е. сечений, проведенных перпендикулярно к оси (рис. 1)

Кроме того, возникает некоторая неопределенность, когда проводим поперечное сечение из точки A_1 , а также промежутке A_2A_3 . Все это усложняет расчет. Поэтому за расчетную лучше всего принять ось OC , которая в пределах всего резца остается прямой.

Но в этом случае нельзя воспользоваться формулами, которые приводятся в курсе сопро-

тивления материалов. Выведем формулы для определения нормальных и касательных напряжений в резце. Для общих выводов будем считать, что резец расположен в положительной четверти и нагружен положительными внутренними силовыми факторами.

Расчет нормальных напряжений. Для определения нормальных напряжений рассмотрим резец, нагруженный положительным изгибающим моментом M (рис. 2).

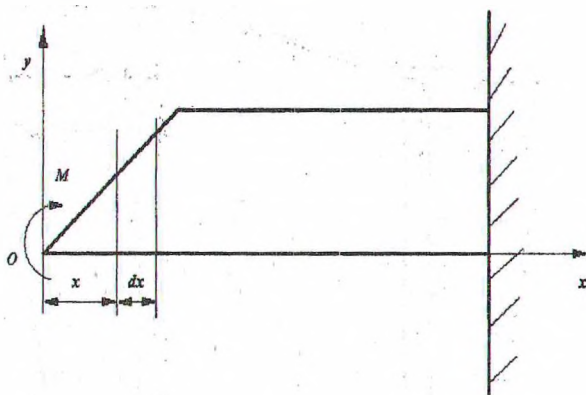


Рис. 2. Схема нагружения резца изгибающим моментом.

На расстоянии x от начала координат выберем элементарный участок длиной dx . Рассмотрим деформации этого участка, вызванные изгибающим моментом (рис. 3).

Если считать сечение ab неподвижным, то сечение cd повернется на некоторый угол $d\Theta$. Обозначим деформацию на оси x через Δl_0 .

Абсолютную деформацию Δl произвольного слоя, расположенного на расстоянии y от оси x , можно записать так:

$$\Delta l_0 = y \cdot d\Theta, \quad (1)$$

где Δl_0 – деформация, связанная с поворотом сечения cd .

$$\Delta l_0 = y \cdot d\Theta. \quad (2)$$

Подставив (2) в (1) и разделив обе части на dx , получим относительную деформацию:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 - \rho y, \quad (3)$$

где $\rho = \frac{d\Theta}{dx} = \frac{d^2y}{dx^2}$ – кривизна резца.

Согласно закону Гука, нормальное напряжение

$$\sigma = \varepsilon E = E(\varepsilon_0 - \rho \cdot y), \quad (4)$$

где E – модуль продольной упругости.

Рассмотрим равновесие отсеченной части резца (рис. 4).

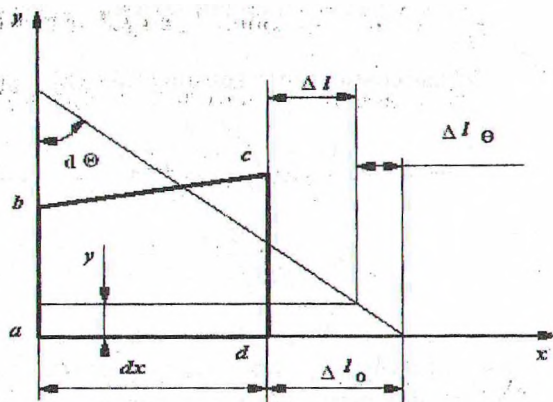


Рис. 3. Схема деформации элементарного участка резца

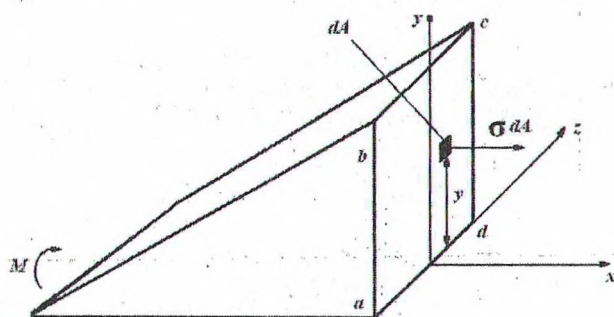


Рис. 4. Схема равновесия отсеченной части резца

На расстоянии Y от оси z выделим элементарную площадку dA . На нее действует внутреннюю силу σdA . Под действием внутренних сил и внешнего момента выделенная часть резца должна находиться в равновесии.

Следовательно,

$$\sum x = 0 \quad \int_A \sigma dA = 0, \quad (5)$$

$$\sum M_z = 0 \quad \int_A \sigma dA \cdot Y + M = 0, \quad (6)$$

где A – площадь сечения $abcd$.

В уравнения (5) и (6) подставим значения σ согласно (4).

$$E \int_A (\varepsilon_0 - \rho \cdot y) dA = 0,$$

$$E \int_A (\varepsilon_0 - \rho \cdot y) y dA + M = 0.$$

После интегрирования получим:

$$\varepsilon_0 A - \rho S_z = 0, \quad (7)$$

$$E(\varepsilon_0 S_z - \rho I_z) + M = 0, \quad (8)$$

где S_z – статический момент сечения относительно оси z ;

I_z – момент инерции сечения относительно оси z .

Решая совместно уравнения (7) и (8), получим

$$\rho = \frac{M \cdot A}{E(I_z \cdot A - S_z^2)}, \quad (9)$$

$$\epsilon_0 = \frac{M \cdot S_z}{E(I_z \cdot A - S_z^2)}. \quad (10)$$

Подставив (9) и (10) в уравнение (4), получим формулу для определения нормальных напряжений в режущем инструменте при взаимодействии его с обрабатываемым материалом:

$$\sigma = \frac{M}{I_z \cdot A - S_z^2} (S_z - A \cdot y). \quad (11)$$

На основании (9) можно записать приближенное дифференциальное уравнение изогнутой расчетной оси X_1 резца

$$\frac{E(I_z \cdot A - S_z^2)}{A} \cdot \frac{d^2 y}{dx^2} = M_{(x)} \quad (12)$$

$$\text{или } B_x \frac{d^2 y}{dx^2} = M_{(x)}. \quad (13)$$

$$B_x = \frac{E(I_z \cdot A - S_z^2)}{A}, \quad (14)$$

где $M_{(x)}$ – изгибающий момент в сечении x .

Касательные напряжения. Кроме нормальных напряжений, в сечении резца могут возникнуть касательные напряжения. Для определения касательных напряжений проведем сечение, перпендикулярное к расчетной оси на расстоянии x от начала координат (рис. 5).

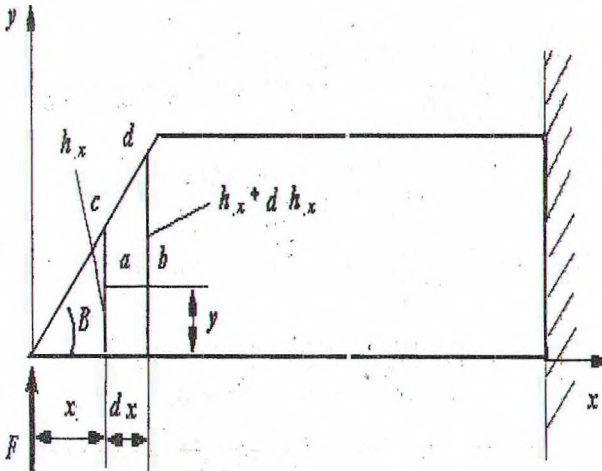


Рис. 5. Схема к расчету касательных напряжений в режущем инструменте

Высоту этого сечения обозначим h_x . Допустим приращение x и проведем второе сечение. Высота этого сечения тоже получит приращение и будет равна $h_x + dh_x$. Элементарный участок dx разделим горизонтальной плоскостью, проходящей на расстоянии Y от оси X . Рассмотрим равновесие участка $acdb$ (рис. 6).

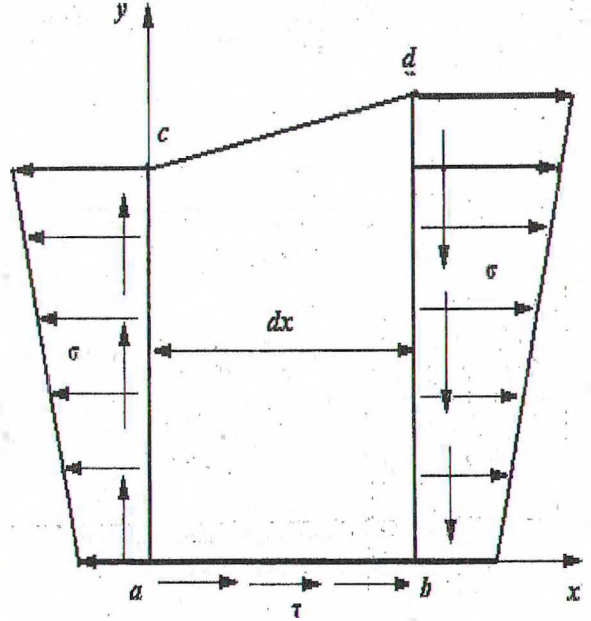


Рис. 6. Схема нагружения элементарного участка

Подставим значение σ согласно формуле (11):

$$-\int_y^{h_x} \frac{M(S_z - A \cdot y)}{I_z \cdot A - S_z^2} dy + \int_y^{h_x + dh_x} \left(\frac{M(S_z - A \cdot y)}{I_z \cdot A - S_z^2} + d \frac{M(S_z - A \cdot y)}{I_z \cdot A - S_z^2} \right) dy + \tau \cdot dx = 0.$$

Для упрощения выражения введем следующие обозначения:

$$D = \frac{S_z}{I_z \cdot A - S_z^2},$$

$$K = \frac{A}{I_z \cdot A - S_z^2}.$$

Тогда

$$\int_y^{h_x} M(D - K \cdot y) dy + \int_y^{h_x + dh_x} [M(D - K \cdot y) + d(M(D - K \cdot y))] dy = \tau \cdot dx.$$

Проинтегрируем и подставим пределы, затем, приведя подобные члены, а также пренебрегая малыми величинами второго и выше порядка, получим

$$\begin{aligned} \tau = & M(Kh_x - D) \frac{dh_x}{dx} - Q \cdot D(h_x - y) - \\ & - M(h_x - y) \frac{dD}{dx} + Q \cdot K \frac{h_x^2 - y^2}{2} + \\ & + M \frac{h_x^2 - y^2}{2} \cdot \frac{dK}{dx}, \end{aligned} \quad (15)$$

где $Q = \frac{dM}{dx}$ – поперечная сила.

Запишем следующие зависимости (см. рис. 5):

$$c = \operatorname{tg} \beta;$$

$$h_x = x \cdot c;$$

$$I_x = \frac{B \cdot h_x^3}{3};$$

$$S_z = \frac{B \cdot h_x^2}{2};$$

$$A = B \cdot h_x;$$

$$D = \frac{6}{B \cdot h_x^2} = \frac{6}{B \cdot c^2 \cdot x^2};$$

$$K = \frac{12}{B \cdot h_x^3} = \frac{12}{B \cdot c^3 \cdot x^3};$$

$$\frac{dh_x}{dx} = c;$$

$$\frac{dD}{dx} = -\frac{12}{B \cdot c^2 \cdot x^3};$$

$$\frac{dK}{dx} = -\frac{36}{B \cdot c^3 \cdot x^4}.$$

Обозначим полученные формулы под номером (16).

Подставим значения (16) в (15), получим

$$\tau = \frac{6 \cdot Q \cdot y}{B \cdot c^2 \cdot x^2} \left(1 - \frac{y}{c \cdot x}\right) - \frac{12 \cdot M \cdot y}{B \cdot c^2 \cdot x^3} \left(1 - \frac{3 \cdot y}{2 \cdot c \cdot x}\right). \quad (17)$$

Если резец нагруженный силой F , как показано на рис. 5, то $Q = F$, $M = F \cdot x$ и касательные напряжения определяются формулой

$$\tau = \frac{6 \cdot F \cdot y}{B \cdot c^2 \cdot x^2} \left(\frac{2 \cdot y}{c \cdot x} - 1\right). \quad (18)$$

На участке резца, где поперечное сечение постоянно,

$$h_x = h = \text{const},$$

$$D = \frac{6}{B \cdot h^2} = \text{const},$$

$$K = \frac{12}{B \cdot h^3} = \text{const}.$$

Следовательно, производные этих величин будут равны 0. Учтем замены D и K , тогда формула (15) принимает следующий вид:

$$\tau = \frac{6 \cdot Q}{B \cdot h^2} y \left(1 - \frac{y}{h}\right), \quad (19)$$

что соответствует формуле Д. И. Журавского [1] для прямоугольного стержня, работающего на изгиб.

Заключение. Проанализировав вышеизложенное, можно сделать следующие выводы.

1. На основании теоретических предпосылок и расчетов доказано, что в поперечном сечении резца-клины возникают как нормальные, так и касательные напряжения.

2. Нормальные напряжения вызывают отрыв элемента резца, касательные вызывают скалывание или сдвиг, что подтверждено экспериментально на кафедре деревообрабатывающих станков и инструментов.

3. Полученные формулы могут использоваться для проектирования режущего инструмента.

Литература

1. Дарков А. В., Шпиро Г. С. Сопротивление материалов: Учеб. для технических ВУЗов. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1989. – 624 с.