

МЕХАНИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА ДРЕВЕСИНЫ И ДРЕВЕСИНОВЕДЕНИЕ

УДК 674.8

В.И. Малыгин, Н.В. Лобанов

Малыгин Владимир Иванович родился в 1952 г., окончил Университет дружбы народов им. П. Лумумбы, доктор технических наук, профессор, действительный член АИИ РФ, проректор по научной работе Севмашвуза. Имеет более 110 печатных трудов в области математического моделирования физических процессов при резании.



МОДЕЛЬ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ СБОРНОГО ДЕРЕВОРЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА ДЛЯ ОЦЕНКИ ЕГО КАЧЕСТВА НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Предложена математическая модель сборного дереворежущего инструмента, позволяющая на стадии проектирования обеспечить оценку его качества с позиций прочности режущего элемента.

сборный дереворежущий инструмент, качество, математическая модель, напряженно-деформированное состояние, режущий элемент.

По причине сложной зависимости показателей надежности сборного дереворежущего инструмента от протекающих в нем физических процессов задача выбора конструкции на стадии проектирования может решаться по частям за счет оценки отдельных критериев, определяющих показатели надежности. Одним из таких критериев является напряженно-деформированное состояние (НДС) режущего элемента, причем даже не столько с позиций обеспечения прочности, сколько с позиций зависимости периода стойкости инструмента от его напряженно-деформированного состояния. Для металлорежущего инструмента экспериментально установлена зависимость его стойкости от НДС. Есть основания предполагать, что такая зависимость существует и при эксплуатации дереворежущего инструмента. Разработка модели и методики расчета НДС сборного дереворежущего инструмента (СИ) актуальна.

Существующие методы расчета прочностной надежности СИ (как аналитические, так и численные) разрознены, несистематизированы и являются неполными. Недостаток аналитических методов заключается в том, что они, в силу принимаемых упрощений, не позволяют комплексно исследовать

довать влияние конструктивных и эксплуатационных параметров СИ на его НДС. Недостаток численных методов связан с большим объемом вычислительной работы и сложностью интерпретации получаемых результатов, а также с тем, что эти методы не вскрывают механизма влияния различных факторов на прочность СИ. В связи с этим возникает необходимость создания комплексной расчетной методики определения НДС сборного дерево-режущего инструмента, включающей в себя математическую модель, позволяющую анализировать влияние и оптимизацию отдельных конструктивных элементов.

При построении комплексной модели в качестве основных элементов выбраны: режущий элемент (РЭ), прочность которого в наибольшей степени определяет работоспособность инструмента; элементы узла крепления, непосредственно контактирующие с РЭ. Все остальные элементы отнесены к вспомогательным, их моделировали упрощенно.

В модели СИ принимали линейно-упругим, статически нагруженным и находящимся в плоском напряженном состоянии. Допущение о плоском напряженном состоянии обосновывается тем, что оно наиболее приемлемо для режущих инструментов, работающих с шириной среза, близкой к длине режущей кромки, т. е. в условиях, характерных для дерево-режущего инструмента. В качестве основного критерия НДС выбран критерий предельного состояния материала [1], позволяющий определить точки (микрообъемы материала), опасные с позиций хрупкого разрушения. В качестве дополнительных критериев предложены: объем материала с напряженным состоянием, близким к предельному, увеличение которого повышает вероятность хрупкого разрушения; распределение контактных напряжений в стыке режущий элемент – корпус; напряженное состояние подвершинной части корпуса, пластические деформации которой могут привести к отказу инструмента.

Кроме того, выполнен расчет НДС сборного инструмента методом конечных элементов (МКЭ) с учетом раскрытия стыка режущий элемент – корпус и сил трения в этом стыке.

В рамках принятого подхода было исследовано влияние граничных условий закрепления СИ на НДС его наиболее нагруженной части – режущего элемента. На основании расчетов различных вариантов закрепления корпуса СИ, выполненных с помощью МКЭ и позволяющих не потерять точность при определении НДС РЭ, сделаны следующие выводы:

1) любую схему консольного крепления базирующего элемента (при неизменной высоте корпуса под РЭ) можно моделировать жестким консольным защемлением с вылетом $L = 1,25H$ (где H – толщина корпуса под РЭ);

2) для любого базирующего элемента, имеющего толщину корпуса H под РЭ больше $1,5l$ (где l – длина РЭ), можно моделировать граничные условия крепления базирующего элемента его жестким защемлением по контуру с размерами $H_1 = 1,5l$, $B_1 = 1,25l$.

Полученные выводы существенно уменьшают объем вычислений за счет рационального моделирования НДС СИ.

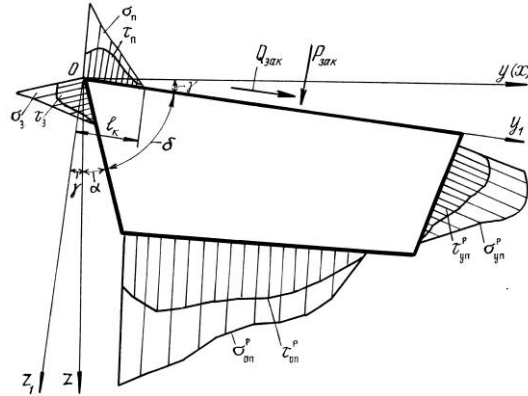


Рис. 1. Модель режущего элемента сборного инструмента

В качестве составной части комплексной модели была разработана математическая модель напряженного состояния режущего элемента сборного режущего инструмента (рис. 1), которая учитывает силы резания в виде нормальных и касательных напряжений на длине контакта со стружкой l_k по передней (σ_n и τ_n) и задней (σ_3 и τ_3) поверхностям.

Взаимодействие РЭ с элементами крепления моделировали сосредоточенными силами закрепления $Q_{зак}$ и $P_{зак}$. Учет взаимодействия РЭ с элементами корпуса СИ осуществляли в виде силовых граничных условий по опорной ($\sigma_{оп}^p$ и $\tau_{оп}^p$) и упорной ($\sigma_{уп}^p$ и $\tau_{уп}^p$) поверхностям, которые были приняты за реальные граничные условия.

Для определения НДС в данной модели был использован хорошо известный в классической теории упругости метод наложения (суперпозиции) решений. Сначала определяли НДС в режущем элементе, как в ограниченной области бесконечного клина, под действием нагрузки, моделирующей силы резания и силы закрепления (рис. 2). Такое решение, как и НДС, получаемое с помощью этого решения, было названо основным. Нормальные и касательные напряжения, действующие на линиях, ограничивающих РЭ, которые вырезаны из бесконечного клина, были названы идеальными граничными условиями: $\sigma_{оп}^и$ и $\tau_{оп}^и$ – по опорной поверхности; $\sigma_{уп}^и$ и $\tau_{уп}^и$ – по упорной поверхности.

Таким образом, в качестве основного решения для режущего

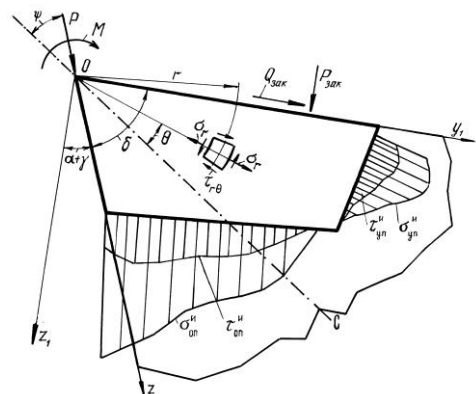


Рис. 2. Основное решение математической модели (ОС – биссектриса угла клина)

элемента было принято НДС клина, нагруженного сосредоточенной силой и моментом в вершине. При этом сосредоточенную силу P вычисляли как главный вектор внешних сил резания, а момент M – как главный момент внешних сил относительно вершины клина. Решение этой задачи хорошо известно в теории упругости. Такое распределение уже не является простым радиальным, в полярных координатах (r, θ) оно имеет следующий вид:

$$\sigma_r(r, \theta) = \frac{2}{b} \left[P \left(\frac{\sin \psi \sin \theta}{r(\delta - \sin \delta)} - \frac{\cos \psi \cos \theta}{r(\delta + \sin \delta)} \right) - \frac{M \sin 2\theta}{r^2 (\sin \delta - \delta \cos \delta)} \right];$$

$$\tau_{r\theta}(r, \theta) = -\frac{M(\cos 2\theta - \cos \delta)}{br^2 (\sin \delta - \delta \cos \delta)}; \quad \sigma_\theta(r, \theta) = 0 \quad \text{при } 0 < r < \infty; -\frac{\delta}{2} \leq \theta \leq \frac{\delta}{2},$$

где θ – угол, отсчитываемый от биссектрисы угла клина;

b – толщина клина;

ψ – угол, определяющий направление силы P относительно биссектрисы угла клина;

r – радиус, измеряемый от вершины;

δ – угол заострения клина.

Положительные направления P , M и углов ψ , θ показаны стрелками.

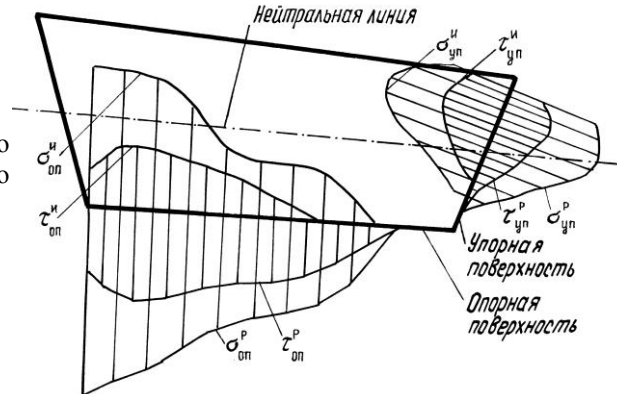
Выполненный анализ основного решения показал, что оно качественно верно описывает НДС в режущем клине, в частности экстремумы нормальных напряжений на передней и задней поверхностях. Существование таких, опасных с точки зрения прочности, напряжений в реальном инструменте установлено теоретически и подтверждено экспериментально.

Для оценки погрешности основного решения, связанной с заменой распределенных сил резания сосредоточенной нагрузкой P , M были проведены специальные исследования. С помощью МКЭ были выполнены расчеты клина при различных эпюрах распределения нагрузки по длине контакта со стружкой l_k , которую варьировали в пределах от 0,5 до 5,0 мм; угол заострения клина δ изменяли от 60 до 90 °.

Результаты расчета НДС сопоставляли с результатами, полученными в основном решении. Анализ показал, что на расстоянии $r \geq 1,1l_k$ от режущей кромки погрешность в определении напряжений не превышает 10 % от среднего нормального напряжения σ_{cp} на длине контакта со стружкой. С удалением от режущей кромки погрешность уменьшается. С учетом того, что опасные напряжения, как правило, действуют за пределами длины контакта, основное решение дает приемлемые по точности результаты.

Рассмотренное выше основное решение для режущего клина позволяет определять напряженное состояние в непосредственной близости от площадки контакта для тех случаев, когда влиянием граничных условий на напряжения в этой зоне можно пренебречь. Например, когда режущий элемент имеет большие размеры в плоскости сечения по обоим направлениям.

Рис. 3. Модель поправочного решения для режущего элемента



В качестве поправочного решения, учитывающего реальные граничные условия, НДС в режущем элементе было принято, как в балке (рис. 3), нагруженной системой распределенных сил: $\sigma_{оп}^н$, $\tau_{оп}^н$, $\sigma_{уп}^н$, $\tau_{уп}^н$ (идеальные граничные условия по опорным и упорным поверхностям РЭ, взятые со знаком минус) и $\sigma_{оп}^р$, $\tau_{оп}^р$, $\sigma_{уп}^р$, $\tau_{уп}^р$ (реальные граничные условия по упорным и опорным поверхностям). При выводе поправочного решения были наложены следующие ограничения на форму режущего элемента: угол между передней поверхностью и касательной к контуру опорной поверхности не должен превышать 20° . Это ограничение связано с использованной в решении гипотезой плоских сечений. Общее решение в системе координат Oz_1y_1 имеет следующий вид:

$$\begin{aligned}\sigma_{y_1}^р(y_1, z_1) &= \sigma_{y_1}^о(y_1, z_1) + \sigma_{y_1}^н(y_1, z_1); \\ \sigma_{z_1}^р(y_1, z_1) &= \sigma_{z_1}^о(y_1, z_1) + \sigma_{z_1}^н(y_1, z_1) \quad \text{при } y_1 > l_n; \\ \sigma_{y_1}^р(y_1, z_1) &= \sigma'_{y_1}(y_1, z_1); \\ \sigma_{z_1}^р(y_1, z_1) &= \sigma'_{z_1}(y_1, z_1) \quad \text{при } y_1 > l_n,\end{aligned}$$

где $\sigma_{y_1}^о$, $\sigma_{z_1}^о$ – напряжения основного решения;

$l_n = h_1 \operatorname{tg}(\gamma + \alpha)$ – свес пластинки;

$\sigma_{y_1}^н$, $\sigma_{z_1}^н$ – напряжения поправочного решения,

$$\sigma_{z_1}^н = \left[\frac{2(z_1 - 0,5z'(y_1))^3}{bz'(y_1)^3} + \frac{3(z_1 - 0,5z'(y_1))}{2z'(y_1)} - 0,5 \right] \cdot \left[\sigma_{zp2}(y_1) + \sigma_{z_1}^о(y_1) + \sigma_{z_1}^о(y_1, z'(y_1)) \right];$$

$$\sigma_{y_1}^н = \frac{12(z_1 - 0,5z'(y_1)) \cdot (M_{p2}(y_1) - M_{T2}(y_1))}{bz'(y_1)^3} + \frac{N_{p2}(y_1) - N_{T2}(y_1)}{bz'(y_1)};$$

$z'(y_1)$ – уравнение опорной поверхности РЭ;

b – ширина режущего элемента;

M_{p2} , M_{T2} и N_{p2} , N_{T2} – изгибающие моменты и нормальные силы в поперечных сечениях, соответственно создаваемые идеальными и реальными граничными условиями на опорной поверхности РЭ.

Реальные граничные условия определяли интегрально из условий равновесия РЭ в виде величины и положения равнодействующих сил реакции R и N по опорной и упорной поверхностям:

$$R = \frac{P_{z1} + P_{зак} - (Q_{y1} + Q_{зак}) \operatorname{tg}(\lambda + \varphi)}{\cos(\Omega + f) - \sin(\Omega + f) \operatorname{tg}(\lambda + \varphi)},$$

$$N = \frac{(P_{z1} + P_{зак}) \operatorname{tg}(\Omega + f) - Q_{y1} + Q_{зак}}{\sin(\lambda + \varphi) \operatorname{tg}(\Omega + f) - \cos(\lambda + \varphi)},$$

$$y_r = \frac{d + \sin(\Omega + f) \cdot (h_1 + l_n \operatorname{tg}(\Omega))}{\cos(\Omega + f) + \operatorname{tg}(\Omega) \sin(\Omega + f)}.$$

Обозначения, входящие в формулы, показаны на рис. 4. После определения величины и положения равнодействующей реакции эпюра распределения реальных граничных условий по опорной поверхности $\sigma^p_{оп}$ принималась в виде треугольника. Точность общего решения математической модели оценивали путем сравнения результатов расчетов НДС РЭ, выполненных аналитическим методом и МКЭ. Анализ этих расчетов показал, что наибольшая погрешность в определении опасных напряжений на передней поверхности РЭ не превышает 16 %. Наибольшая погрешность получена при расчете РЭ, имеющих примерно одинаковые длину и толщину, а также в случае, когда распределение реакции по опорной поверхности близко к сосредоточенной силе. Математическая модель пригодна и для расчета тангенциально расположенных элементов.

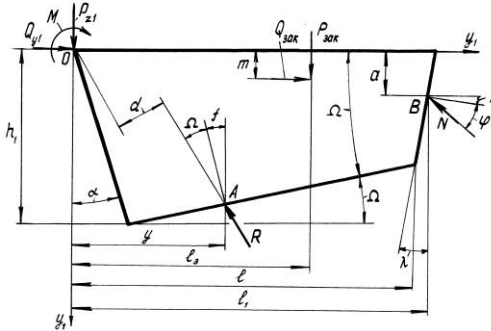


Рис. 4. Схема определения реальных граничных условий режущего элемента

При разработке математической модели одним из наиболее существенных упрощений явилось предположение о том, что НДС режущего элемента плоское. В рамках данной работы была оценена приемлемость данного упрощения. Для этого был произведен расчет объемных конечно-элементных моделей дереворежущего инструмента с шириной среза, составляющей 75 % от длины режущей кромки. По математической модели для этих же резцов получена удовлетворительная сходимость с результатами расчета по МКЭ. Погрешность в определении опасного напряжения σ_1 по передней поверхности не превышала 13,6 %.

Таким образом, разработанная модель позволяет с удовлетворительной точностью оценивать напряженное состояние наиболее нагруженного элемента сборного дереворежущего инструмента, каковым является режущий элемент, как на стадии проектирования, так и при выборе инструмента для конкретных технологических операций.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Писаренко Г.С., Лебедев А.А. Деформирование и прочность материалов при сложном нагружении. – К.: Наук. думка, 1976. – 415 с.

2. *Полетика М.Ф.* Контактные нагрузки на режущих поверхностях инструмента. – М.: Машиностроение, 1969. – 150 с.

Севмашвтуз

Поступила 20.03.01

V.I. Malygin, N.V. Lobanov

Model of the Stress State of Prefabricated Woodcutting Tool for Assessment of its Quality at the Design Stage

The mathematical model of prefabricated woodcutting tool is offered allowing assessment of its quality at the design stage from the point of view of cutting instrument strength.
