

УДК 621.7

## РАЗРАБОТКА CAE-МОДЕЛИ УСТОЙЧИВОСТИ УДЛИНЕННОГО СВЕРЛА

Шеповалов И.М. – студент гр. КТМ-71

Научный руководитель: Смирнов В.В. к.т.н., доцент

Бийский технологический институт (филиал) ФГБОУ ВО

«Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова»

tmk@bti.secna.ru

### Аннотация

В данной работе рассматривается порядок построения численной модели расчёта устойчивости удлиненного сверла. Получены результаты, адекватность которых подтверждается аналитическими расчётами. Намечены пути повышения адекватности численной модели, в том числе для мелкогабаритных сверл при наличии покрытия.

**Ключевые слова:** длинное сверло, устойчивость, численная модель

Сверло обычно считается маложёстким и малопрочным инструментом; в процессе резания оно может испытывать значительные продольные и поперечные деформации под действием крутящего момента, осевой силы, а также результирующей радиальной силой. Это влияет на его работоспособность, надёжность и производительность. Многочисленные практические случаи предполагают ситуацию, когда длина сверла значительно превышает его диаметр; в этой связи возникает задача определения допустимой величины подачи исходя из устойчивости

Одним из важных факторов, имеющих влияние на повышение эксплуатационных характеристик сверла, является динамическая устойчивость, которая растёт с повышением момента инерции сечения [1]. Аналитические исследования проблемы устойчивости осевого инструмента показывают следующее [2]:

- преобладающее влияние на устойчивость жёсткого инструмента оказывают радиальные неуравновешенные силы;

- по мере увеличения длины инструмента, увеличивается степень влияния на устойчивость осевой силы и крутящего момента.

Разработку CAE-модели сверла начнём с решения модельной задачи численного расчёта устойчивости сверла, находящегося под действием осевой сжимающей силы. В качестве среды численного моделирования используем программный комплекс ANSYS (студенческая версия). На первоначальном этапе для расчёта устойчивости сверла принимаем вместо поперечного сечения обычного спирального сверла, которое имеет сложную форму, сечение стержня, которое имеет простую форму круглого сечения.

В качестве образца возьмём удлиненное сверло по металлу: наружный диаметр  $d=12$  мм, длина (общая)  $L=300$  мм (сверхдлинная серия) из быстрорежущей стали Р6М5. Это сверло предназначено для обработки изделий из легированных и нелегированных сталей, серого чугуна, металлокерамических сплавов на основе железа, ковкого чугуна, цветных металлов и сплавов, алюминия, меди, латуни и пр.

Входными параметрами для расчёта устойчивости, помимо длины и диаметра являются:

- модуль упругости  $E = 2.1e5$  МПа;
- коэффициент Пуассона:  $\nu = 0.33$ ;
- начальное значение осевой силы  $P = 1$  Н;

Материал сверла принимаем изотропным. Выбираем тип конечного элемента BEAM 188, в котором включены эффекты деформации сдвига, и который часто рекомендуется использовать для CAE-анализа тонких стержней [3]. Это плоский балочный элемент, основанный на теории пучка Тимошенко [4], двухузловой с шестью степенями свободы в каждом узле. Степени свободы каждого узла включают в себя перемещения по направлениям осей  $x$ ,  $y$  и  $z$  и вращения вокруг этих осей. Предполагается, что для поперечных плоских сечений выполняется гипотеза Бернулли.

Назначим размер конечно-элементной сетки по отношению к диаметру стержня  $d/5$  с учётом ограничений для студенческой версии пакета ANSYS.

Зададим геометрию стержня и закрепления. В качестве расчетной модели сверла на устойчивость принимаем модель балки, жестко закрепленной в верхней точке, в нижней запретим перемещения по оси  $X$  (рисунок 1).

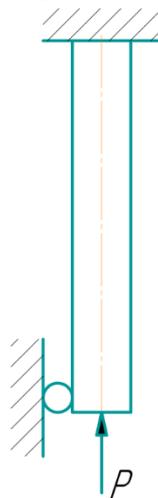


Рисунок 1 – Расчётная модель

Далее производится разбиение исходной модели на конечные элементы.

В ходе решения определяется критическая сила:  $P_{кр}$ , при которой сверло потеряет устойчивость, также находятся первые три формы потери устойчивости и соответствующие им критические силы.

В частности, для принятых исходных данных найдены критические силы и соответствующие им формы потери устойчивости, показанные на рисунке 2. Результаты расчётов по CAE-модели совпадают с результатами расчёта

критической силы по известными аналитическими формулам [5]; относительная погрешность при этом не превышает 1%.

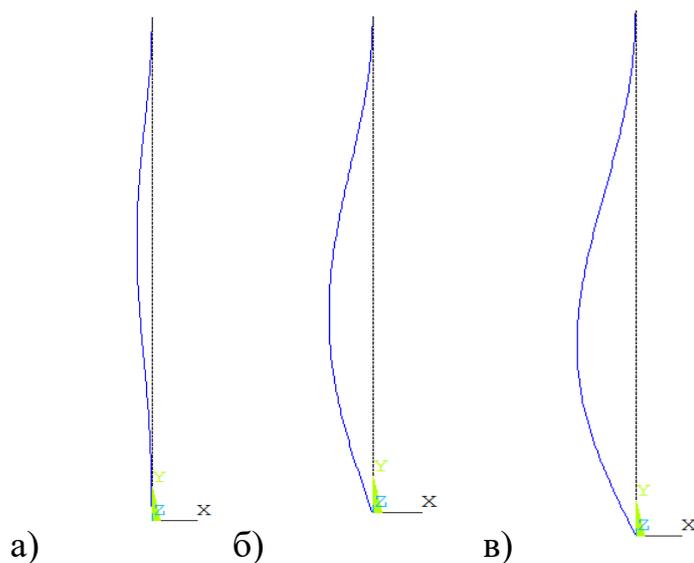


Рисунок 2 – Первые три формы потери устойчивости, соответственно при  $P_{кр} = 5842,6$  Н, (а),  $P_{кр} = 47528,0$  Н (б),  $P_{кр} = 52267,0$  Н (в)

По полученным результатам можно сделать следующие выводы

1. Вторая и третья формы потери устойчивости при нормативных режимах резания маловероятны, т.к. осевые силы при сверлении рассматриваемым инструментом, как правило, не достигают таких значений.

2. Представляет интерес включить в расчёт устойчивости длинного сверла значение крутящего момента и приблизить расчётную геометрию сверла к фактической.

3. Перспективными также являются построение расчётных моделей и исследования зависимости устойчивости мелкогазовых сверл от наличия покрытия.

#### Список литературы

1. Холмогорцев, Ю.П. Оптимизация процессов обработки отверстий [Текст]. – М: Машиностроение, 1984. – 184 с.

2. Малышко, И.А. Устойчивость одноступенчатого осевого инструмента [Текст] // Машиностроение и техносфера XXI века / И.А. Малышко, В.И. Коваленко, Т.М. Кизименко // Сборник трудов межд. н/т конференции в г. Севастополе 13 – 18 сентября 2004 г. В 4-х томах. – Донецк: ДонНТУ, 2004. Т2. С. 194-196.

3. Каплун, А.Б. ANSYS в руках инженера: Практическое руководство [Текст] / А.Б. Каплун, Е.М. Морозов Е.М., М.А Олферьева. – М.: Либроком, 2015. – 272 с.

4. Тимошенко, С.П. Теория упругости [Текст] / С.П. Тимошенко, Дж. Гудьер. – М.: Наука, 1975. – 576 с.

5. Феодосьев, В.И. Сопротивление материалов [Текст] – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. – 592с.