

---

# КОМПЬЮТЕРНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПО ВЫБОРУ ОПТИМАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ ВИБРОГАСЯЩИХ ВСТАВОК В ДЕРЖАВКЕ ТОКАРНОГО РЕЗЦА

В.А. Рогов, П.С. Белов

Кафедра технологии машиностроения,  
металлорежущих станков и инструментов  
Инженерный факультет  
Российский университет дружбы народов  
*Подольское шоссе, 8/5, Москва, Россия, 113093*

В статье рассмотрено влияние конструкции виброгасящих вставок в державке токарного резца на величину перемещения рабочего конца режущей пластины при статическом нагружении, при тепловом и статическом нагружениях, на первую резонансную частоту собственных колебаний и амплитуду вынужденных колебаний вершины режущей пластины резца.

**Ключевые слова:** вибрации, демпфирование колебаний, компьютерное моделирование, резец, виброгасящие вставки, державка.

Обработка резанием является универсальным методом размерной обработки. Метод позволяет обрабатывать поверхности деталей различных форм и размеров. Он обладает малой энергоемкостью и высокой производительностью. Вследствие этого обработка резанием является основным, наиболее используемым в промышленности процессом размерной обработки деталей [1. С. 5].

Одной из трудноразрешимых проблем при обработке заготовок резанием являются вибрации режущего инструмента. Они резко ухудшают качество изделий, снижают производительность обработки и стойкость инструмента. Особенно сильно эти показатели зависят от интенсивности автоколебаний. Поэтому задача повышения виброустойчивости технологической системы «станок—приспособление—инструмент—деталь» (СПИД) приобретает решающее значение.

Основным способом уменьшения вибрации является демпфирование энергии колебаний.

Демпфирующая способность инструмента может быть повышена так называемым конструктивным демпфированием, т.е. за счет увеличения сопротивления в стыках, в местах соединений режущих пластинок с режущим блоком и блока с державкой инструмента, а также введения в конструкцию инструментов специальных виброгасящих слоев, выполненных из высоконаполненных композиционных материалов. Одним из таких материалов является синтегран.

Для определения оптимальной конструкции виброгасящих вставок из синтегран в державке расточного токарного резца была создана объемная модель и произведен компьютерный анализ на основе метода конечных элементов в модуле конечно-элементного анализа APM Structure 3D, входящей в состав системы APM WinMachine. Анализ включил в себя определение величины перемещения рабочего конца режущей пластины при статическом нагружении при тепловом и статическом нагружениях, определение первой резонансной частоты собственных колебаний, амплитуд вынужденных колебаний вершины режущей пластины резца.

За основу модели был взят расточной токарный резец марки S32X-MCLNL 12-Bh 12 с материалом державки сталь 40х, представленный на рис. 1.



Рис. 1. Расточной токарный резец марки S32X-MCLNL 12-Bh 12

Для державки этого токарного резца было смоделировано 10 сечений, которые показаны на рис. 2.

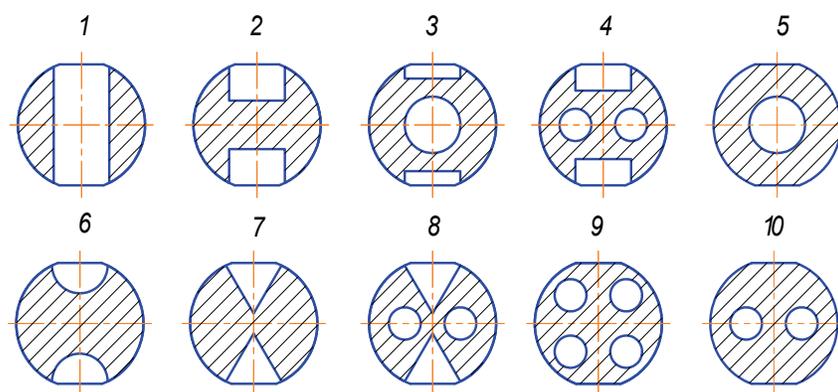


Рис. 2. Модели сечения державки

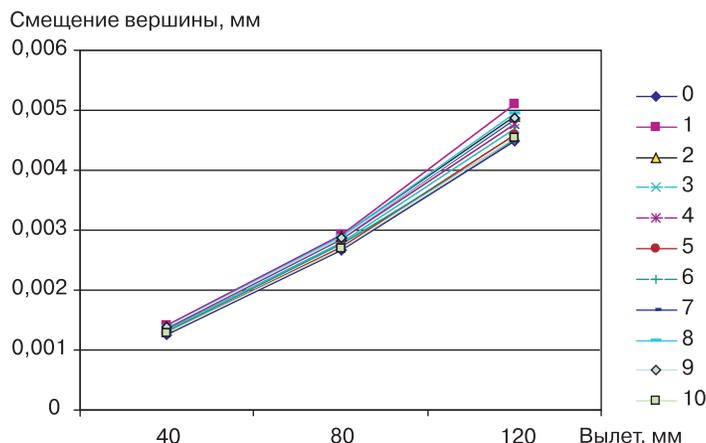
Моделирование проводилось с учетом реальных температур, возникающих в зоне резания. Резец был нагружен силой 40,5 Н по оси  $OZ$ , 24,5 Н по оси  $OY$  и 21,4 Н по оси  $OX$ , которая была определена из уравнения (1) для условий тонкого растачивания [2. С. 271]

$$P_{z,y,x} = 10C_p t^x S^y v^n K_p. \quad (1)$$

Также для придания модели большей реалистичности к ней была приложена сила в местах крепления резца в резцедержателе равная 5592 Н для каждого болта [3. С. 78].

При растачивании вылет резца является одним из основных параметров его работоспособности, поэтому компьютерный анализ демпфирующих державок был проведен для трех величин вылетов 40; 80; и 120 мм.

Как видно из рис. 3, поведение модели цельнометаллической державки расточного токарного резца отличается от комбинированных большей стабильностью при статическом нагружении с увеличением вылета. Это объясняется тем, что сечения комбинированных державок ослаблены прорезями и отверстиями. При заполнении их синтеграном ситуация улучшается, но немного, так как пределы прочности на растяжение и изгиб у синтегранна на порядки ниже, чем у стали 40Х.



**Рис. 3.** Величины перемещения рабочего конца режущей пластины при статическом нагружении

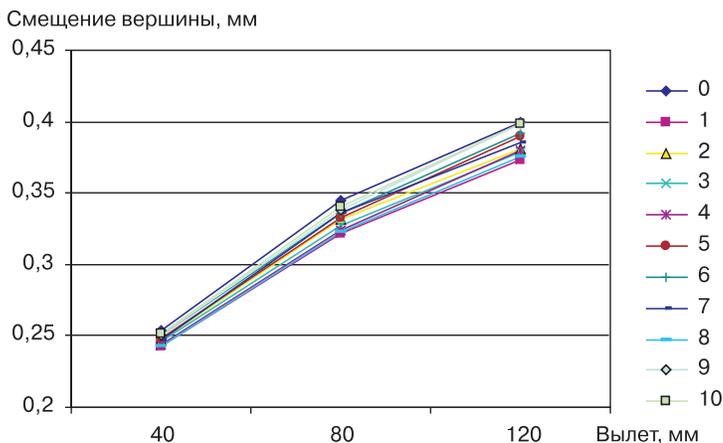
Однако статический прогиб резца имеет не столь важное значение при его реальной работе. Во время работы в зависимости от условий течения резец разогревается до очень высоких температур и на первый план выходит величина смещения от температурного расширения.

$$\Delta L = \alpha L \Delta \Theta_d,$$

где  $L$  — величина вылета резца, мм;  $\Delta \Theta_d$  — изменение температуры детали, °С;  $\alpha$  — коэффициент линейного расширения материала детали.

По приведенной простейшей формуле видно, что именно от коэффициента линейного расширения материала при остальных сходных условиях и зависит расширение резца, а коэффициент  $\alpha$  для синтетрана в 3 раза меньше, чем для стали 40Х.

Для получения величины перемещения рабочего конца режущей пластины при тепловом и статическом нагружениях к модели была приложена температурная нагрузка в 400 °С.



**Рис. 4.** Величины перемещения рабочего конца режущей пластины при тепловом и статическом нагружениях

Данные эксперимента, приведенные на рис. 4, показывают, что державки со вставками из синтеграна отличаются меньшим температурным расширением, что приводит к стабилизации линейных размеров резца. Однако в связи с незначительным размером вставок и отдаленностью их от зоны нагрева, эти различия невелики.

Еще одним важным параметром при выборе формы державки является ее способность снижать собственную частоту колебаний. Используя всем известное выражение (2) при расчете частоты собственных колебаний для одномассовой системы с линейной жесткостью, нетрудно понять, что частота собственных колебаний напрямую зависит от отношения модуля упругости к плотности этого материала, а для синтеграна оно приблизительно в 2,5 раза меньше чем для стали 40Х.

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C}{M_{пр}}} = \frac{1,03h}{\pi L^2} \sqrt{\frac{E}{\rho}}, \quad (2)$$

где  $h$  — высота державки, мм;  $L$  — длина свободного конца, мм;  $E$  — модуль упругости материала державки, Н/мм<sup>2</sup>;  $\rho$  — плотность материала державки, кг/мм<sup>3</sup>.

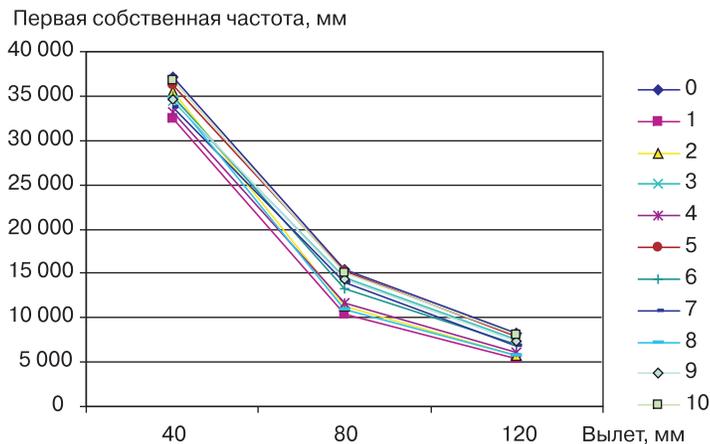


Рис. 5. Величина первой резонансной частоты собственных колебаний резцов

Для наглядности на рис. 5 представлены результаты компьютерного моделирования по определению величины первой резонансной частоты собственных колебаний резцов. Понижение собственной частоты обусловлено не только вставками из композита, но и увеличением вылета резца.

Для определения наибольших амплитуд вынужденных колебаний вершин режущих пластин моделей резцов зададимся переменной во времени силой, составляющей 30% от постоянной силы резания, и обладающей некоторой периодичностью. Частота изменения периода близка к первой собственной резонансной частоте.

Полученные расчетные данные максимальной амплитуды вибросмещения вершины режущей пластины каждого резца при трех вылетах (40, 80, 120 мм) по осям  $OX$ ,  $OY$ ,  $OZ$  приведены в таблице.

**Амплитуда наибольшего вибросмещения  
вершины режущей пластины резца за 1 сек.**

Номер модели	Вылет, мм								
	40			80			120		
	x	y	z	x	y	z	x	y	z
0	0,06	0,10	0,2	0,46	1,1	1,42	0,9	2,9	4,1
1	0,037	0,07	0,2	0,32	0,8	1,5	0,64	2,2	4,4
2	0,041	0,07	0,15	0,33	0,8	1,35	0,7	2,25	3,8
3	0,039	0,06	0,105	0,35	0,73	1,05	0,72	2,35	3,3
4	0,052	0,011	0,2	0,46	1,1	1,3	0,85	2,6	4,1
5	0,037	0,07	0,11	0,33	0,79	1	0,77	2,35	3
6	0,046	0,09	0,14	0,41	0,83	1,05	0,81	2,5	3,4
7	0,043	0,08	0,17	0,39	0,85	1,42	0,73	2,25	4,2
8	0,06	0,1	0,2	0,43	0,96	1,45	0,9	2,8	4,3
9	0,055	0,08	0,14	0,44	1	1,2	0,83	2,6	3,6
10	0,053	0,07	0,13	0,42	0,8	1,1	0,8	2,75	3,1

С физической точки зрения увеличение и уменьшение амплитуд вынужденных колебаний вершин державок моделей можно объяснить тем, что сам композиционный материал, обладающий достаточными невысокими физико-механическими характеристиками, не может быть использован в качестве конструкционного материала при изготовлении элементов инструмента. Оптимальное его использование может быть в сочетании с металлическим каркасом, когда наиболее напряженные участки конструкции выполняются из металла, а полости заполняются композиционным материалом. При этом, если напряженный участок конструкции попадает на элемент из синтетрана, возникает увеличение амплитуд вынужденных колебаний. Но если напряженный участок конструкции попадает на металлический элемент, то появляется возможность не снижая прочностных и жесткостных характеристик инструмента повысить его демпфирующие характеристики и снизить амплитуду вынужденных колебаний.

Проведенный компьютерный анализ моделей державок резцов позволил сделать следующие выводы.

Державки с сечениями 1, 2, 4 и 8 отличаются меньшим температурным расширением и большим снижением собственной частоты

Державки с сечениями 3, 5 и 10 отличаются меньшим прогибом при статическом нагружении, при этом снижение амплитуды колебаний по оси *OZ* составило в среднем 30%. По снижению собственной частоты и температурному расширению, они немного уступают державкам с сечениями 1, 2, 4 и 8.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] *Армарего И.Дж.А., Браун Р.Х.* Обработка металлов резанием / Пер. с англ. В.А. Пастунова. — М.: Машиностроение, 2003.
- [2] *Косилов А.Г., Мещерикова Р.К.* Справочник технолога-машиностроителя. Т. 2. — М.: Машиностроение, 1985.
- [3] *Ансеров М.А.* Приспособления для металлорежущих станков. — М.: Машиностроение, 1964.

## **COMPUTER STUDY AT THE OPTION TO OPTIMUM DESIGN VIBRATION DAMPER INSERTIONS IN HOLDER TURNING INCISOR**

**V.A. Rogov, P.S. Belov**

Department of Mechanical Engineering, Machine Tools and Tooling  
Faculty of Engineering  
Peoples' Friendship University of Russia  
*Podolskoe shosse, 8/5, Moscow, Russia, 113093*

In article is considered influence to designs vibration damper insertions in holder turning incisor on value of the compliant worker end of the cutting plate under static loading, at thermal and static loading, on the first resonance frequency of the own rippling and amplitude of the compelled rippling of the top of the cutting plate incisor.

**Key words:** vibrations, decrement rippling, computer modelling, incisor, vibration damper insertions, holder.