

ПРОЦЕССЫ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ МАТЕРИАЛОВ И РЕЖУЩИЙ ИНСТРУМЕНТ

УДК 621.91.04

Данилов В.А., Киселев Р.А.

КОЛЕБАНИЯ В ОБРАБАТЫВАЮЩЕЙ СИСТЕМЕ ПРИ ОБРАБОТКЕ ТОРЦОВЫХ ЗУБЧАТЫХ КОНТУРОВ

Полоцкий государственный университет
Новополоцк, Беларусь

Высокое качество обработки относится к основным требованиям, предъявляемым к современным металлорежущим станкам. Оно обеспечивается как параметрами обрабатывающей системы, так и режимами резания и зависит от кинематики применяемой схемы формообразования и схемы срезания припуска.

Одним из явлений, сопровождающим процесс резания и определяющим показатели качества, являются колебания элементов обрабатывающей системы. От них зависит стойкость режущего инструмента, энергозатраты на процесс обработки, долговечность оборудования и т.п. Поэтому для оценки эффективности новых схем формообразования следует проводить анализ виброустойчивости обрабатывающей системы. Характер возникающих в обрабатывающей системе колебаний определяется в первую очередь ее конструктивными особенностями, схемой формообразования и изменением сил резания в процессе обработки.

Кинематика схемы формообразования торцовых зубчатых контуров при непрерывном движении деления представлена на рис.1. Согласно ей инструменту 2 и заготовке 1 сообщают согласованные вращательные движения вокруг скрещивающихся под прямым углом осей [1]. За счет настраиваемых параметров L и λ установки инструмента обеспечивается требуемая ориентация пазов. Он выполнен в виде резцового сектора, режущие зубья которого спрофилированы по форме паза или имеют меньшую ширину и расположены в определенном угловом секторе. Инструмент установлен эксцентрично относительно оси вращения, благодаря чему обеспечивается плавное возрастание подачи на зуб при врезании и ее уменьшение при окончании обработки паза.

Анализ характера изменения сил резания был установлен при анализе динамики процесса обработки торцовых зубчатых контуров [2]. Результаты данного анализа согласуются с экспериментальными данными по динамической устойчивости системы. Характер изменения главной составляющей силы резания изображен на рис. 2 (кривая 1) и в упрощенном варианте может быть представлена в виде синусоидальной зависимости 2, описываемой уравнением:

$$P = F(\sin(\omega t) + |\sin(\omega t)|), \quad (1)$$

где F – коэффициент главной составляющей силы резания;

ω – угловая частота колебаний;

t – время.

Наличие переменной силы в обрабатывающей системе при обработке пазов по рассмотренной схеме приводит к возникновению колебаний, источником которых является процесс резания. Для исключения явления резонанса при проектировании обрабатывающей системы

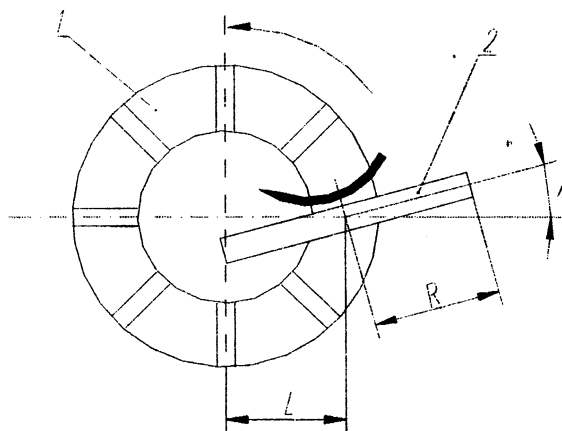


Рисунок 1 - Кинематическая схема обработки пазов на торце детали

необходимо обеспечить определенный разрыв между частотой ее собственных колебаний и частотой изменения сил резания.

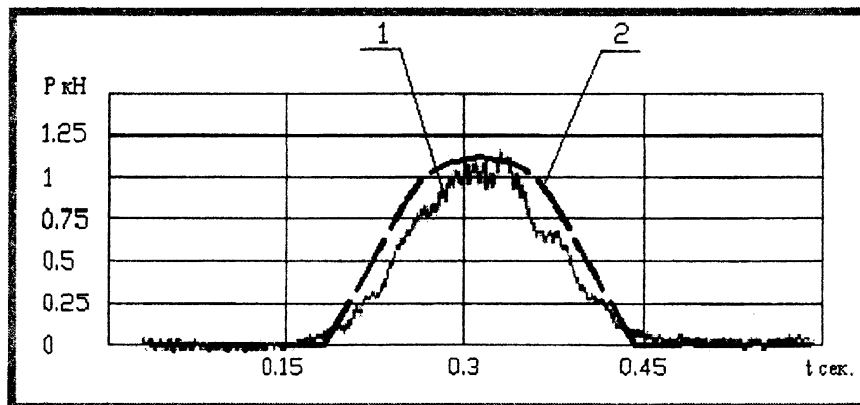


Рисунок 2. Изменение главной составляющей силы резания при обработке торцовых зубчатых контуров

В частности, применительно к рассматриваемой схеме формообразования пазов задача сводится к определению частоты собственных колебаний инструментальной оправки или критической скорости, под которой понимается значение скорости, при которой движение оправки (вала) становится неустойчивым и возникают недопустимые поперечные отклонения оси от геометрически правильного положения. Такое состояние наиболее вероятно при совпадении угловой скорости вала с угловой частотой его собственных поперечных колебаний.

Критическая скорость вала с насаженным на него неуравновешенным диском определяется из условий равенства центробежной силы, под действие которой прогиб вала увеличиваться, и восстанавливающей силы упругого вала [3]:

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{C}{m}}, \quad (2)$$

где C - жесткость вала;

m - неуравновешенные вращающиеся массы.

Известно, что для устойчивого вращения вала между его рабочей угловой скоростью Ω и критической скоростью $\omega_{кр}$ должно быть выдержанно определенное соотношение, а именно:

$$\text{при работе в докритической зоне } \omega_1 \geq 1.3 \Omega ;$$

$$\text{при работе в надкритической зоне } \omega_1 < 1.4 \Omega .$$

Прогиб вала в рассматриваемом случае будет создаваться под действием не только центробежных сил, но и составляющей силы резания, нормальной к оси вращения вала. Действие данной силы носит внешний характер, поэтому обрабатываемая система имеет вынужденные колебания. В этом случае устойчивость системы оценивается коэффициентом демпфирования (коэффициент затухания или коэффициент сопротивления). При экспериментальном исследовании резонансной кривой данный коэффициент определяется по формуле [3]:

$$\gamma = \frac{\Delta\omega}{\omega_{кр}} \sqrt{\frac{A_r^2}{A_r^2 - A^2}}, \quad (3)$$

где A_r - амплитуда резонансных колебаний;

A - какая-либо избранная амплитуда вынужденных колебаний;

$\Delta\omega$ - разность частот, соответствующих равным амплитудам A на обеих ветвях резонансной кривой.

При анализе вынужденных колебаний необходимо учитывать, что силы резания изменяются по двум частотам, одна из которых соответствует общей динамике изменения сум-

марной силы резания, воспринимаемой инструментом, а вторая определяется частотой входа и выхода из контакта с заготовкой режущих элементов. Таким образом, обрабатывающая система испытывает воздействие внешних сил, характеризуемых двумя гармониками, при этом их составляющие воспринимаются колебательной системой по-разному, так как каждая имеет свой определенный, соответствующий ей коэффициент динамического усиления ν . Величина коэффициента усиления в системе с одной степенью свободы для каждой из гармонических составляющих находится из формулы [3]:

$$A = \frac{A_0}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right]^2 + \gamma^2 \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}} = \nu A_0, \quad (4)$$

где A_0 – перемещения от статической силы, равной амплитуде гармонической силы.

Основной динамический эффект обычно дают те гармонические составляющие сил резания (периодические силы), частоты которых близки к резонансным, так называемые околорезонансные гармонические, что определяется соотношением $\frac{\omega}{\omega_0}$.

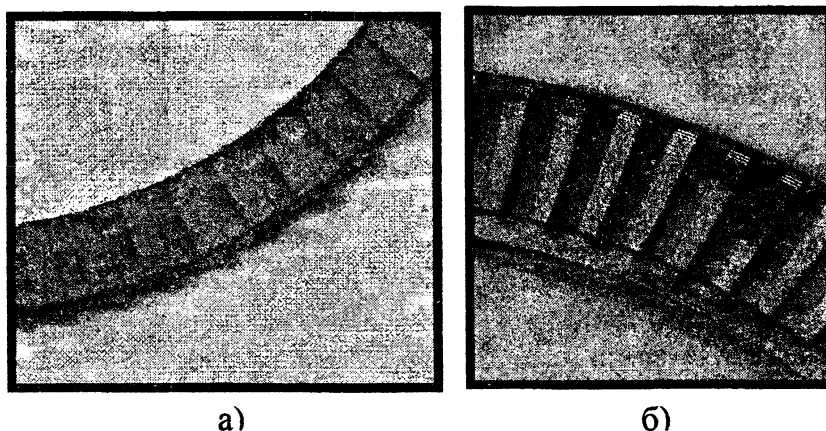


Рисунок 3 - Элемент обработанного торцового зубчатого контура:

- a* – при наличии колебаний;
- b* – при отсутствии заметных колебаний.

Поэтому кривая динамических перемещений во времени будет значительно отличаться от кривой изменения вызывающей его динамической силы (см. рис. 2), что в общем случае отражается на геометрии обработанной поверхности. Результатом поперечных колебаний инструмента при обработке пазов может быть, например, волнистость поверхности дна паза, что наглядно показано на рис. 3, *a* в виде расположенных на дне каждого паза двух выступов.

Анализ обработанной поверхности позволяет выявить взаимосвязь характеристик ее качества с изменением силы резания с учетом режима обработки, конструктивных параметров инструмента и станка и исключить недопустимое влияния колебаний в обрабатывающей системе на геометрию обработанной поверхности. Такой подход к определению параметров обрабатывающей системы был использован при проектировании специальных станков моделей ВС 50-9061 и ВС 30П-9253 производства Витебского станкостроительного завода «Вистан» для обработки деталей с торцовым зубчатым контуром, что обеспечило высокую виброустойчивость станков и требуемое качество обработки на них различных типоразмеров индукторов АБС автомобилей (см. рис. 3, *b*).

Кроме рассмотренных поперечных колебаний оправка с режущим инструментом подвержена также крутильным колебаниям. Частота собственных крутильных колебаний определяется по формуле [3]:

$$\omega_k = \frac{\beta}{l} \sqrt{\frac{Gg}{i}}, \quad (5)$$

где G – модуль упругости материала оправки при сдвиге;
 l – длина оправки;
 i – удельный вес материала стержня;
 β – корень уравнения частот.

Последствием действия крутильных колебаний в обрабатывающей системе являются увеличение ее кинематической погрешности и нагрузки на элементы передач.

Исходя из выше изложенного, актуален вопрос гашения колебаний в обрабатывающих системах. В частности, для гашения крутильных колебаний целесообразно применение демпферов (гасителей), основанных на введении сил трения в колебательную систему. Эффективность данного решения подтверждается опытом его применения в зубофрезерных станках. Например, в станке Lees-Bradner (США) применен демпфер сухого трения, состоящий из свободно вращающегося маховика, который поджимается с двух сторон фрикционными кольцами. Необходимо отметить, что применение демпферов такого типа (сухого трения) эффективно только при значительных амплитудах колебаний. Поэтому при выборе типа демпфера необходимо исходить из кинематических особенностей обрабатывающей системы и схемы формообразования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Данилов В.А., Киселев Р.А., Обеспечение динамической устойчивости процесса обработки пазов на торцах деталей по схеме с непрерывным делением // *Машиностроение: Республиканский межведомственный сборник научных трудов*. Вып. 20, в двух томах: Т. 2/ Под ред. И.П. Филонова – Мн.: УП “Технопринт” – 2004.- С. 22-28.
2. Данилов В.А., Киселев Р.А. Оценка динамики процессов обработки прерывистых поверхностей по схеме с непрерывным делением // *Научное издание: “Наука и технологии на рубеже XXI века”*: Материалы международной научно-технической конференции. – Минск, 2000. – С. 98 – 103.
3. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./ Ред. В.Н. Челомей – М.: Машиностроение, 1980.

УДК 621.91.04

Данилов В. А., Селицкий А. Н.

АНАЛИЗ И РЕАЛИЗАЦИЯ СХЕМ ОБРАБОТКИ НЕКРУГЛЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

*Полоцкий государственный университет
Новополоцк, Беларусь*

Профильные бесшпоночные соединения могут эффективно применяться вместо шлицевых и шпоночных в трансмиссиях машин и механизмов, а также режущих и вспомогательных инструментах благодаря следующим эксплуатационным и технологическим преимуществам [1]: соединение вала и ступицы сосны, так как некруглые профили обладают свойством самоцентрирования; выше усталостная прочность, меньше нагрев, износ и уровень шума; возможность осуществлять обработку более простыми по конструкции режущими инструментами, а также всеми видами механического упрочнения (обкатыванием, алмазным выглаживанием и др.); более низкая (на 40-50%) себестоимость.

Однако профильные соединения не нашли широкого применения в отечественном машиностроении, что обусловлено, в частности, недостаточной технологической отработкой про-