

ГАШЕНИЕ АВТОКОЛЕБАНИЙ ЗАКРЕПЛЕННОГО В ЦЕНТРАХ НЕЖЕСТКОГО ВАЛА ПРИ ТОЧЕНИИ МНОГОРЕЗЦОВОЙ ГОЛОВКОЙ С ПЕРЕМЕННЫМ ШАГОМ ЗУБЬЕВ

© 2016

В.М. Свинин, доктор технических наук,
профессор кафедры «Автоматизация производственных процессов»
А.Ю. Прохоров, аспирант кафедры «Автоматизация производственных процессов»
Забайкальский государственный университет, Чита (Россия)

Ключевые слова: нежесткий вал; регенеративные автоколебания; многолезцовая головка; переменный шаг зубьев.

Аннотация: Применение интенсивных режимов резания при обработке нежестких валов многолезцовыми головками сдерживается возбуждением регенеративных автоколебаний в технологической системе. Рассмотрены существующие способы их гашения. Одним из наиболее перспективных способов борьбы с регенеративными автоколебаниями является применение инструмента с непостоянным окружным шагом зубьев. Однако мнения исследователей о необходимой величине разности шагов зубьев инструмента расходятся. Для экспериментального определения этой величины разработана конструкция регулируемой многолезцовой головки и проведено исследование влияния разности шагов зубьев инструмента на амплитуду автоколебаний нежесткого вала при его точении с закреплением в центрах. При настройке головки использовали чередование увеличенных и уменьшенных шагов зубьев. Колебания заготовки в вертикальном и горизонтальном направлениях регистрировали бесконтактными токовихревыми датчиками. На основе анализа виброграмм автоколебаний, их частотных спектров, траекторий движения заготовки и фотографий обработанных поверхностей установлено, что с ростом разности смежных шагов зубьев происходит последовательное уменьшение, увеличение и повторное уменьшение амплитуды автоколебаний. Гашение автоколебаний происходит при разности окружных шагов зубьев в диапазоне значений $0,25 \dots 1,3$ длины волны автоколебаний на поверхности резания. Почти полное их подавление получено при значении $0,75$. Результаты полученных экспериментальных данных объяснены с позиции теории регенеративных автоколебаний. Таким образом, экспериментально доказано, что применение многолезцовых головок с настройкой разности окружного шага зубьев позволяет обеспечить динамическую устойчивость процесса точения нежестких валов.

ВВЕДЕНИЕ

При обработке нежестких валов, длина которых превышает десять диаметров, часто приходится решать задачу обеспечения динамической устойчивости технологической системы (ТС), поскольку при возбуждении автоколебаний резко ухудшаются показатели точности и шероховатости обработанной поверхности, стойкость инструмента и даже возникает опасность его поломки. Предельно допустимые по виброустойчивости режимы резания находят экспериментально либо путем исследования динамики процесса точения с помощью математических моделей [1–3]. Для повышения этих режимов в практике машиностроительных предприятий обычно используют неподвижные и подвижные люнеты, демпферы и их сочетания [4]. Однако, как отмечается в работе [5], «основным недостатком традиционных люнетов является невозможность обработки наружной поверхности под люнетами, необходимость создавать дополнительные технологические и измерительные базы в виде базовых шеек и контрольных поясков с высокой точностью на низких режимах, необходимость выверки заготовок». Лучшие результаты дает использование самоцентрирующихся гидравлических люнетов [6]. Но применение всех видов люнетов и демпферов требует дополнительных затрат производственного времени, что снижает производительность труда.

Эффективное подавление автоколебаний при точении нежестких валов без применения люнетов и демпферов возможно на основе использования способа, предложенного проф. М.Е. Эльясбергом [7], согласно которому между инструментом и заготовкой создают дополнительный касательный к поверхности резания

контур пониженной жесткости, имеющий частоту собственных колебаний, равную частоте автоколебаний. В процессе резания колебания дополнительного касательного контура забирают энергию нормальных к поверхности резания автоколебаний, не давая им развиваться. Для реализации этого способа были разработаны и успешно испытаны специальные пружинящие устройства с регулируемой в направлении скорости резания жесткостью: поводковый центр [8] и проходные резцы [9; 10]. Общим недостатком этих устройств является необходимость точной настройки частоты их собственных колебаний в резонанс с частотой автоколебаний. Кроме того, они не устраняют погрешность формообразования обработанной детали в виде бочкообразности вследствие разности ее жесткости в центре и по краям.

С целью кратного повышения производительности однолезвийную обработку заменяют точением двумя резцами, закрепленными в самоцентрирующихся переднем и заднем суппортах [11], либо многолезцовыми головками [12], работающими по схемам деления подачи (чаще) или глубины резания. При их использовании также увеличивается и точность обработки вследствие сбалансированности радиальных составляющих силы резания на инструменте. Однако при obtачивании валов длиной более десяти диаметров процесс резания теряет динамическую устойчивость и преимущества многоинструментальной обработки [13]. Для устранения этого недостатка в многолезцовые головки в непосредственной близости к резцам встраивают демпферы [14; 15]. Но это значительно усложняет конструкцию головок и процесс их настройки.

Другой путь повышения динамической устойчивости обработки валов многолезцовыми головками лежит в применении неравномерного шага зубьев. В практике машиностроения широко известны примеры успешного использования разношаговых многолезвийных инструментов: торцовых и концевых фрез, зенкеров, разверток, многолезцовых обточных головок и других [16–18]. Однако положительный результат эти инструменты дают только при работе на одной определенной скорости резания. При работе с другими скоростями автоколебания не только не гасятся, но и могут усиливаться. Поэтому конструкции виброустойчивых многолезвийных инструментов обязательно должны иметь возможность обоснованной регулировки шага зубьев.

Идея повышения динамической устойчивости многолезвийной обработки на примере фрезерования впервые в 1965 г. была обоснована J. Slavicek [19] на основании результатов имитационного моделирования процесса резания инструментом с нерегулярным шагом зубьев. По его предложению для гашения автоколебаний угловые шаги смежных зубьев должны обеспечивать фазовое запаздывание текущих и предшествующих автоколебаний в 90° (четверть волны). Позднее эти исследования продолжили Н. Opitz [20] и Р. Vanherck [21], подтвердившие целесообразность такого подхода. J. Slavicek и Н. Opitz исследовали вариацию двух соседних шагов зубьев, а Р. Vanherck увеличил количество рассматриваемых шагов. Во всех исследованиях применяли так называемый альтернативный вариант изменения шага зубьев с последовательным чередованием его увеличения и уменьшения на половину длины волны автоколебаний. J. Tlustý [22] исследовал динамическую устойчивость концевой фрезы, имевшей линейный характер вариации шага зубьев – его постепенное нарастание с одинаковым приращением. Поскольку случайно выбранная величина разности шага смежных зубьев не была связана с длиной волны автоколебаний, она не обеспечила их существенного подавления. В противоположность этим результатам Е. Budak [23; 24] показал, что при выборе разности шага в половину длины волны автоколебаний линейная вариация шага наиболее эффективна и превосходит даже альтернативную. Третий вариант выбора непостоянного шага зубьев предложен в работе У. Altintas [25], где для данной скорости резания нечетные шаги инструмента соответствуют некоторому количеству волн с дробным остатком в четверть волны, а четные шаги – целому их количеству. С.Г. Черезов [18] запатентовал способ точения многолезцовой головкой, шаги зубьев которой настраивают на целое число волн автоколебаний.

Следует отметить, что неравномерный шаг зубьев инструмента определяет не только динамическую устойчивость ТС, но также интенсивность и характер ее вынужденных колебаний, а следовательно, и точность обработанных деталей. С этой точки зрения использование нарастающего шага зубьев наименее желательно и должно сопровождаться оценкой точности обработки.

Рекомендации по выбору разности шагов соседних зубьев теоретически обосновал С.С. Кедров [26]. Для назначенной скорости резания она должна составлять половину длины волны автоколебаний. Позже эти рекомендации развил В.Г. Шаламов [27], согласно которому разность шагов может составлять половину, пол-

торы, две с половиной и т. д. длины волны. Однако из ряда этих значений наиболее эффективно первое.

Влияние количества расположенных на поверхности резания между соседними зубьями волн автоколебаний на их возбуждение связано с природой регенеративного эффекта [28] и иллюстрируется диаграммой динамической устойчивости, впервые предложенной Н.Е. Merritt [29]. Согласно этой диаграмме наиболее сильное возбуждение автоколебаний происходит в том случае, когда их количество имеет дробный остаток, равный 0,75 длины волны. Подавлению автоколебаний соответствует остаток в 0,25 волны. В этой связи управление динамикой процесса резания заключается в выборе соответствующей скорости резания или величины шага зубьев инструмента.

Нахождение опытным путем наилучшей разности чередующихся по величине шагов зубьев многолезцовой регулируемой головки при точении нежесткого вала описано в работе [30]. Головку устанавливали на суппорте токарного станка вместо резцедержателя, а заготовку консольно закрепляли в трехкулачковом патроне. Опыты показали, что разность шагов зубьев в половину длины волны автоколебаний обеспечивает уменьшение их амплитуды в 7,5 раза, а в длину одной волны – только в 4,8 раза. Следовательно, рекомендации С.Г. Черезова [18] можно считать менее эффективными, чем рекомендации С.С. Кедрова [26].

Очевидно, что среди исследователей до сих пор не выработан единый подход к выбору наилучшего расположения зубьев инструмента для обеспечения уверенного подавления автоколебаний. Динамическая устойчивость ТС при работе многолезвийными инструментами зависит в первую очередь от трех факторов: характера изменения шагов смежных зубьев (чередующегося, нарастающего или комбинированного), величины их разности и дробного остатка количества волн автоколебаний, уместающихся на поверхности резания между соседними зубьями. Второй и третий факторы определяют фазовый сдвиг колебаний ТС при работе смежных зубьев. Пристальное изучение этих факторов является основой создания виброустойчивых конструкций широкого класса многолезвийных инструментов.

Таким образом, способ гашения автоколебаний при точении путем регулирования шага зубьев многолезцовой головки является перспективным, но требует дальнейшего изучения. Это определяет актуальность представленного ниже исследования. Его целью является оценка эффективности подавления автоколебаний при точении нежесткого вала, закрепленного в центрах, как наиболее часто используемого в практике машиностроительного производства.

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЯ

Исследование проводили на токарно-винторезном станке мод. 16Б25ПСП, на суппорте которого вместо резцедержателя была установлена четырехлезцовая головка на специальном кронштейне (рис. 1).

Шаг зубьев инструмента варьировали путем углового смещения двух горизонтально расположенных резцов. Заготовка представляет собой вал из стали 45 ($HV=197$) диаметром 24 мм и длиной 425 мм, закрепленный в переднем поводковом и заднем вращающемся центрах. Обработку проводили на следующем режиме

резания: $t=0,5$ мм, $S_o=0,375$ мм/об ($S_z=0,09375$ мм/зуб), $n=630$ об/мин. Действительная частота вращения шпинделя (измеренная с помощью токовихревого датчика, установленного напротив кулачков патрона) составила $n=653,594$ об/мин, а действительная скорость резания $v = 49,25$ м/мин = $0,821$ м/с. Колебания заготовки в горизонтальном и вертикальном направлениях регистрировали с помощью двух токовихревых датчиков мод. АЕ108. Сигналы с датчиков через аналого-цифровой преобразователь мод. ZETLab 210 поступали на персональный компьютер, на экране которого отображались виброграммы колебаний вала в горизонтальном и вертикальном направлениях. Для определения частотного спектра колебаний числовые массивы данных каждой виброграммы подвергали анализу Фурье с помощью программного комплекса «MatLab». По этим же массивам данных строили графики траектории движения заготовки в плоскости, нормальной к ее оси, за несколько оборотов.

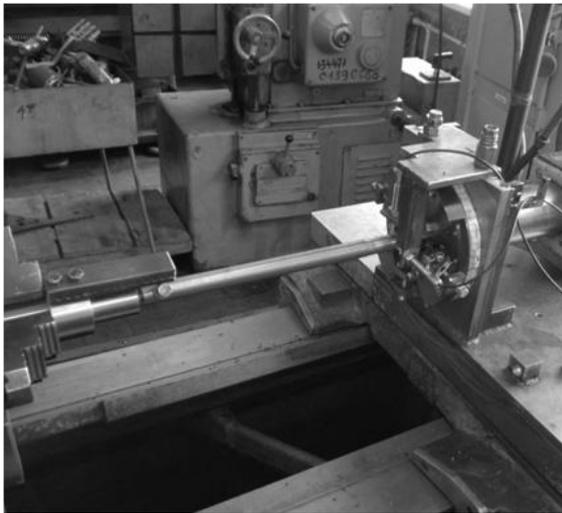


Рис. 1. Экспериментальная установка

Многорезцовая головка (рис. 2) состоит из фланца 1 с установленными на нем четырьмя державками 2, перемещение которых по окружности обеспечивается с помощью кольцевого паза на фланце. На державках установлены режущие вставки 3, оснащенные четырехгранными пластинами из твердого сплава Т5К10 ($\varphi=45^\circ$, $\alpha=6^\circ$, $\gamma=+6^\circ$). Державки 2 закреплены на фланце 1 с помощью болтов 5 и 9. Настройку режущих вставок на необходимый диаметральный размер проводили с помощью эталонной детали, закрепленной в патроне, и набора плоских шупов. Радиальное положение вставок регулировали болтами 11, а осевое – винтами 10. Крепление резцовых вставок осуществляли скошенными планками 8.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Перед проведением опытов была найдена частота первой гармоники собственных затухающих колебаний заготовки путем записи осциллограммы при ударе по ее середине. Определенная по осциллограмме частота составила 270 Гц.

Результаты опытов представлены в таблице 1 и на рис. 3–8. При равномерном расположении зубьев головки (опыт № 1) в процессе резания возникли интенсивные вибрации заготовки с амплитудой 39 мкм в горизонтальном и 60 мкм в вертикальном направлениях. Их появление сопровождалось характерным шумом и образованием следов на обработанной поверхности (рис. 4 а). По физической сущности эти вибрации являются автоколебаниями, о чем свидетельствует характер их виброграммы (рис. 5 а), частотных спектров (рис. 6 а) и траектории колебательного движения заготовки (рис. 7 а) с ярко выраженной доминирующей гармоникой на частоте 580 Гц. Из сравнения этой частоты с частотой собственных колебаний заготовки без резания видно, что в первых трех опытах автоколебания возбуждались преимущественно на второй гармонике, а в остальных – на первой.

Ступенчатое увеличение разности шагов зубьев изменило интенсивность колебательного движения (см. рис. 3).

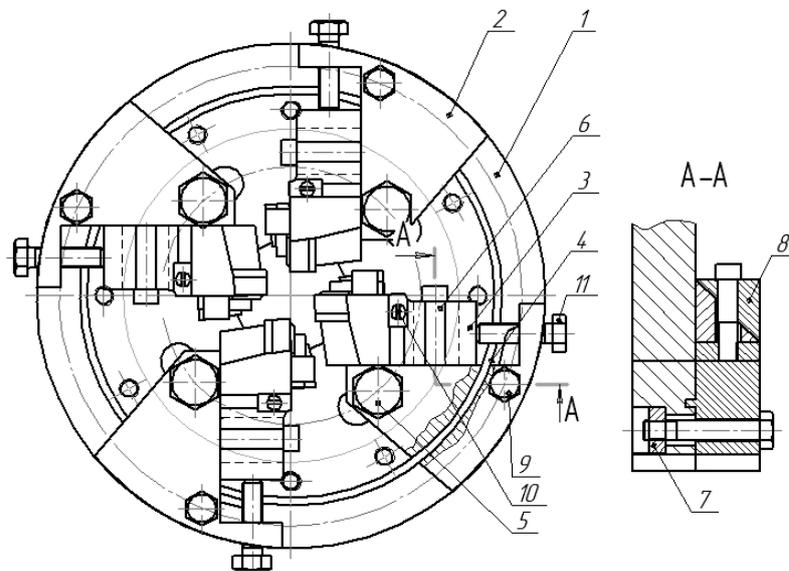


Рис. 2. Многорезцовая головка

Таблица 1. Влияние разности шагов смежных зубьев на амплитуду и частоту автоколебаний

№ опыта	Угловое смещение горизонтальных резцов		Разность шагов смежных резцов		Частота доминирующей гармоники f , Гц	Амплитуда автоколебаний A , мкм	
	в долях волны автоколебаний	в градусах	в долях волны автоколебаний, δ_d	в градусах, δ°		горизонтальных	вертикальных
1	0	0	0	0	580	39	60,0
2	0,125	0,80	0,25	1,6	578	13	15,0
3	0,250	1,50	0,50	3,0	537	14	15,0
4	0,375	2,50	0,75	5,0	368	4	4,0
5	0,500	3,40	1,00	6,8	368	27	21,0
6	0,625	4,20	1,30	8,4	367	13	15,0
7	0,750	5,10	1,50	10,2	325	33	54,0
8	0,875	5,90	1,75	11,8	322	68	83,0
9	1,000	6,75	2,00	13,5	323	26	29,5

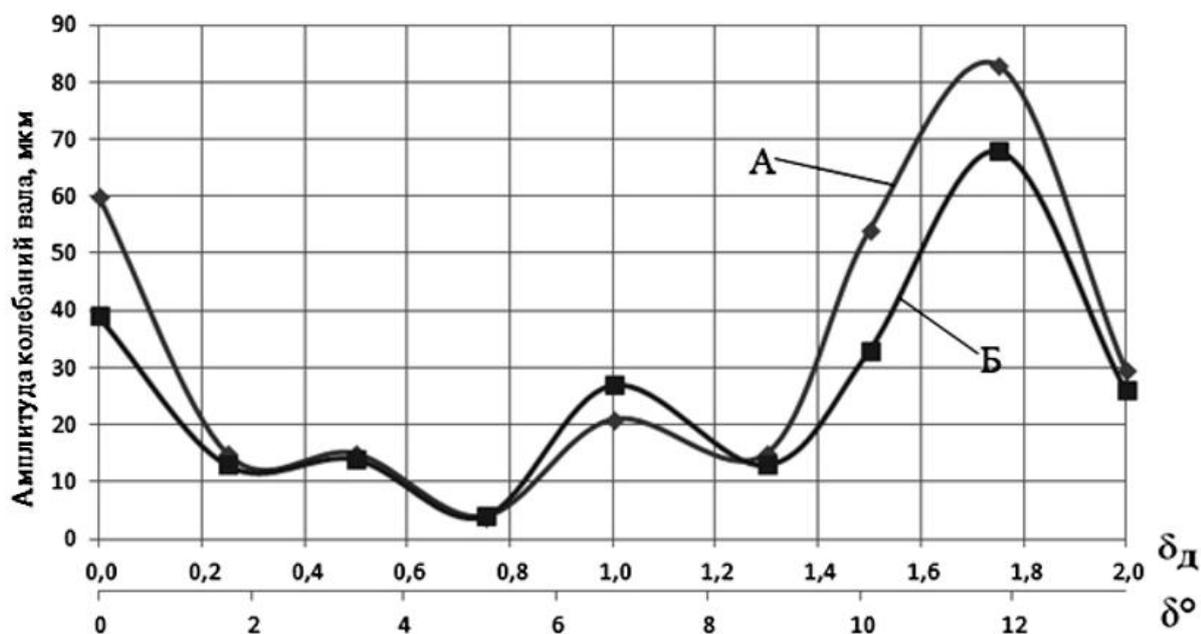


Рис. 3. Влияние разности шагов смежных зубьев инструмента в долях длины волны автоколебаний δ_d и градусах δ° на амплитуду автоколебаний заготовки: А – вертикальные колебания; Б – горизонтальные колебания

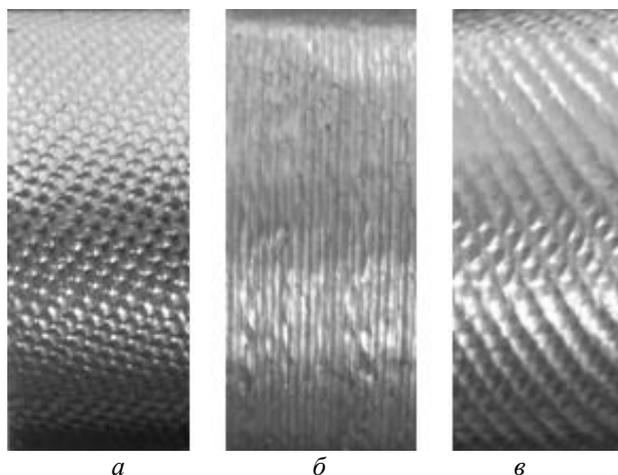


Рис. 4. Фотографии обработанных поверхностей: а – при постоянном шаге зубьев (опыт № 1); б – при разности шагов в 0,75 длины волны (опыт № 4); в – при разности шагов в 1,75 длины волны (опыт № 8)

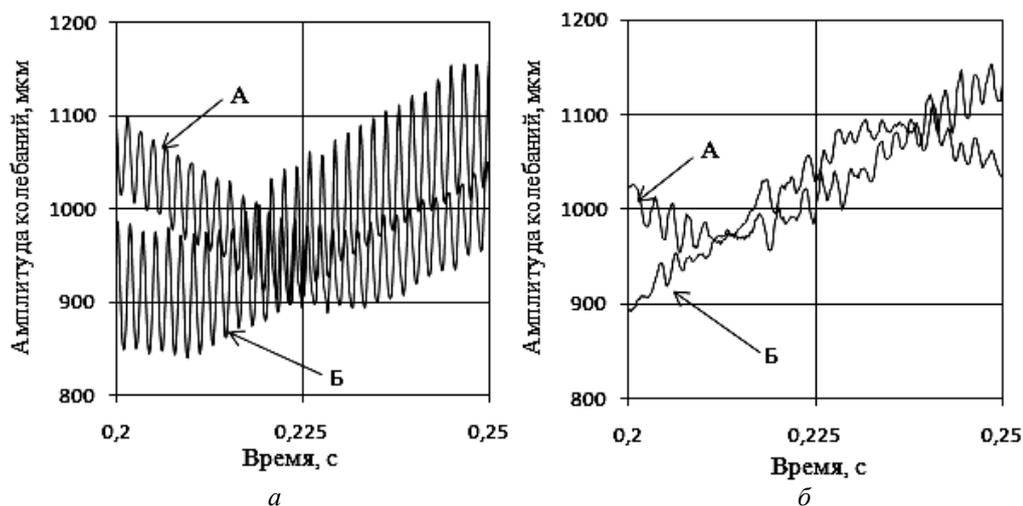


Рис. 5. Виброграммы колебаний вала: а – при постоянном шаге зубьев (опыт № 1); б – при разности шагов в 0,75 длины волны (опыт № 4): А – горизонтальные колебания; Б – вертикальные колебания

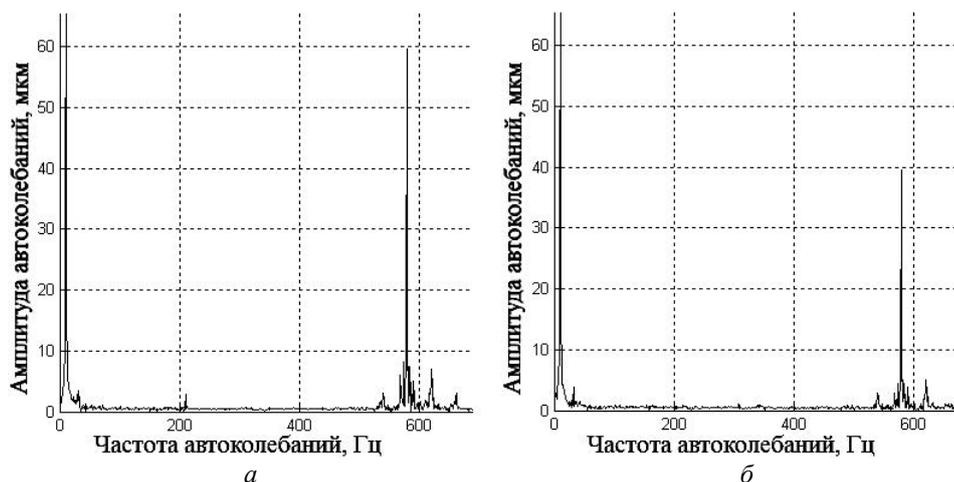


Рис. 6. Спектры частот колебаний вала при постоянном шаге зубьев: а – в вертикальной плоскости; б – в горизонтальной плоскости

В диапазоне значений 0,25...1,3 длины волны (опыты № 2...6) разность шагов зубьев способствовала существенному подавлению автоколебаний, а при 0,75 (опыт № 4) – почти полному их исчезновению (см. рис. 4 б, 5 б, 7 б, 8).

Дальнейшее увеличение разношаговости зубьев привело к повторному росту и спаду амплитуды автоколебаний. При значении разности шагов в 1,75 длины волны (опыт № 8) амплитуда автоколебаний повысилась примерно в 1,5 раза по сравнению с равномерным расположением зубьев, что отразилось на качестве обработанной поверхности (см. рис. 4 в).

ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

Изменение динамического состояния ТС можно объяснить с позиции теории регенеративных автоколебаний [28]. При равномерном расположении зубьев (опыт № 1) между соседними зубьями лежит достаточно большое число волн автоколебаний, что создает условия для их практически свободной регенерации.

Самоорганизация автоколебаний в этом случае происходит таким образом, что текущие колебания ТС опережают колебания вибрационного следа на поверхности резания на 0,25 длины их волны, что обеспечивает поступление энергии для поддержания колебаний. В этом случае происходит подстраивание текущих колебаний ТС под колебания следа. После поворота заготовки на четверть оборота на всех зубьях инструмента одновременно происходит короткий (в течение одного-двух колебаний) переходный процесс.

Изменение окружного шага зубьев сбивает синхронность переходных процессов, т. е. зубья мешают друг другу подстраиваться под колебания следа в переходном процессе, что приводит к снижению амплитуды автоколебаний. Максимальное гашение автоколебаний, согласно теории регенеративных автоколебаний, должно происходить при разности окружных шагов, равной половине длины волны автоколебания на поверхности резания. Колебания заготовки при этом должны происходить в противофазе, что физически невозможно, так

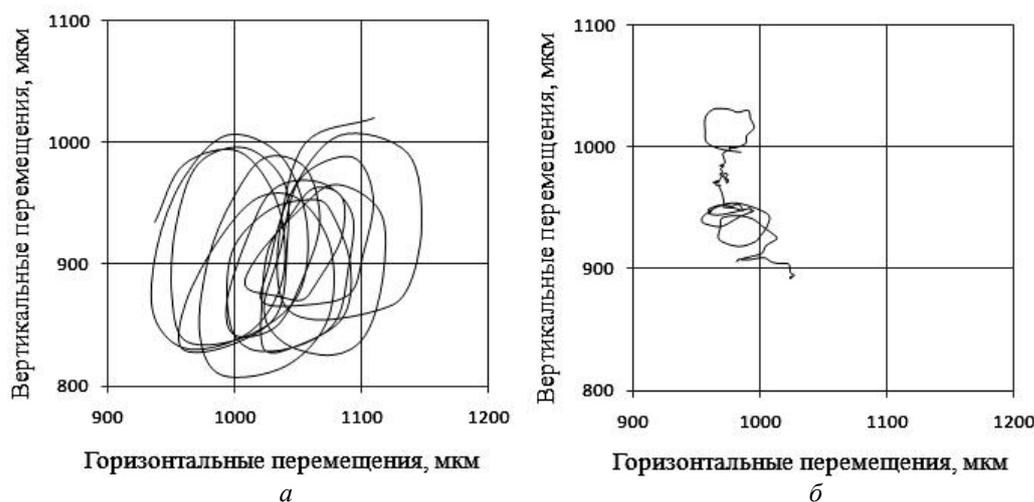


Рис. 7. Траектории движения заготовки при точении:
а – при равномерном шаге зубьев; *б* – при разности шагов в 0,75 длины волны (опыт № 4)

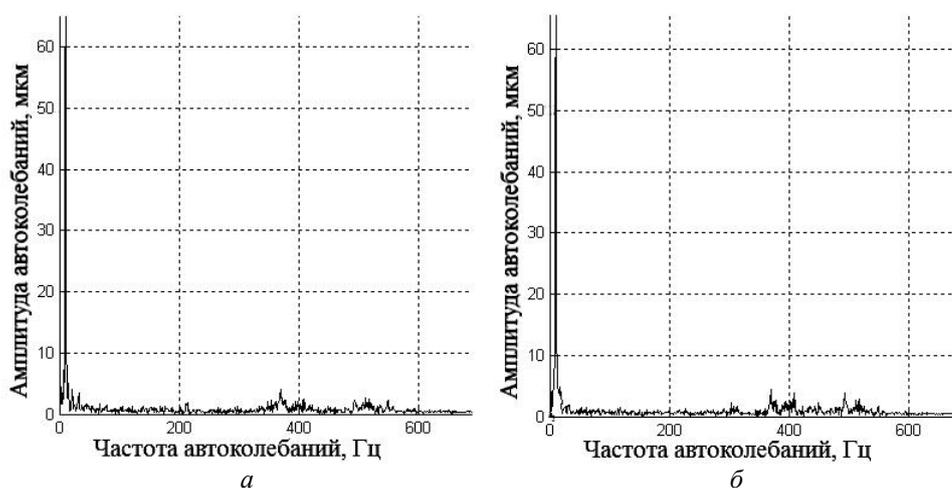


Рис. 8. Спектры частот колебаний вала при разности шагов в 0,75 длины волны (опыт № 4):
а – в вертикальной плоскости; *б* – в горизонтальной плоскости

как зубья инструмента закреплены на одном корпусе. Также следует учитывать, что смежные зубья на инструменте расположены не параллельно, а взаимно перпендикулярно и траектория колебаний заготовки близка к окружности. Вследствие этого наибольшему стеснению регенерации автоколебаний соответствует разность шагов соседних зубьев в 0,75 длины волны, что и подтвердил опыт № 4, в котором ярко выраженных автоколебаний не наблюдается. Изменение частоты автоколебаний в этом опыте по сравнению с предыдущими опытами, то есть со второй гармоникой на первую, также связано с самоорганизацией ТС в наиболее выгодное состояние, при котором на поддержание колебаний расходуется минимум энергии.

При дальнейшем увеличении разности шага зубьев регенерация автоколебаний усиливается, что выражается в росте их амплитуды (опыты № 7 и особенно № 8). Возможно, что дальнейшее увеличение разности шага зубьев будет сопровождаться циклическим изменением амплитуды и частоты автоколебаний. Однако при практическом применении инструмента с непостоянным

шагом зубьев для подавления автоколебаний следует использовать минимальную разношаговость зубьев для того, чтобы обеспечить примерно одинаковый уровень их нагрузки, и, следовательно, одинаковую стойкость.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

Применение многолезцовых головок с регулированием окружного шага зубьев позволяет обеспечить динамическую устойчивость процесса точения нежестких валов. Для использования в промышленности можно рекомендовать диапазон разности окружного шага зубьев 0,25...1,3 длины волны автоколебаний на поверхности резания. Наилучшие результаты достигаются при разности шага 0,75 длины волны.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ташлицкий Н.И., Гребень В.Г. Виброустойчивость при чистовом точении валов резцами с зачищающей режущей кромкой // Вестник машиностроения. 1983. № 5. С. 53–55.

2. Ямникова О.А. Виброустойчивость процесса лезвийной обработки нежестких валов : дис. ... докт. техн. наук. Тула, 2004. 357 с.
3. Городецкий Ю.И. Создание математических моделей сложных автоколебательных систем в станкостроении // Автоматизация проектирования: сб. ст. Вып. 1. М.: Машиностроение, 1989. С. 203–220.
4. Подпоркин В.Г. Обработка нежестких деталей. М.: Машгиз, 1959. 209 с.
5. Драчев О.И. Технология вибрационной обработки и вибрационного точения мало жестких деталей. ИРБИТ: Оникс, 2014. 259 с.
6. Расторгуев Д.А., Драчев О.И. Исследование динамики мало жестких валов // Известия Волгоградского государственного технического университета. 2004. № 9. С. 55–56.
7. Эльясберг М.Е., Демченко В.А., Савинов В.А. Способ структурного повышения виброустойчивости при резании // Станки и инструмент. 1983. № 4. С. 3–7.
8. Свинин В.М., Кологреев Е.В., Есаулов А.С. Повышение динамической устойчивости процесса точения путем использования пружинящего поводкового центра // Механики XXI века. 2013. № 12. С. 140–143.
9. Свинин В.М., Самсонов А.В., Большухин А.О. Подавление автоколебаний при точении нежестких валов пружинящим резцом // Механики XXI века. 2014. № 13. С. 112–119.
10. Расторгуев Д.А., Расторгуева О.А., Драчев О.И., Николаев С.В. Резец для вибрационного резания : патент РФ № 2292990, 28.11.2004.
11. Драчев О.И., Тараненко В.А. Устройство для двухрезцовой обработки : а.с. СССР № 1137663.
12. Васильевых Л.А., Жуйков В.А. Многорезцовая самоцентрирующая головка // Станки и инструмент. 1985. № 4. С. 34–35.
13. Драчев О.И. Технология изготовления мало жестких осесимметричных деталей. СПб.: Политехника, 2005. 289 с.
14. Быков Г.Т., Дорохин Н.Б., Маликов А.А., Ямников А.С. Точение нежестких заготовок многорезцовыми головками с подвижным люнетом – виброгасителем // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2009. № 1-1. С. 173–177.
15. Астахов С.А. Высокопроизводительное точение тонкостенных закалённых цилиндрических заготовок : дис. ... канд. техн. наук. Тула, 2012. 185 с.
16. Дыков А.Т., Ясинский Г.И. Прогрессивный режущий инструмент в машиностроении. Л.: Машиностроение, 1972. 224 с.
17. Баранчиков В.И., Жаринов А.В., Юдина Н.В., Садыхов А.И. Прогрессивные режущие инструменты и режимы резания металлов. М.: Машиностроение, 1990. 400 с.
18. Черезов С.Г. Способ многорезцового точения и многорезцовая головка : а.с. СССР № 1814967.
19. Slavicek J. The Effect of Irregular Tooth Pitch on Stability of Milling // Proceedings of the 6th MTDR Conference. London: Pergamon Press, 1965. P. 15–22.
20. Opitz H., Dregger E.U., Roese H. Improvement of the Dynamic Stability of the Milling Process by Irregular Tooth Pitch // Proceedings of the Adv. MTDR Conference. 1966. № 7. P. 213–227.
21. Vanherck P. Increasing Milling Machine Productivity by Use of Cutters with Non-Constant Cutting Edge Pitch // Advances in Machine Tool Design and Research: Proceedings of the 8th MTDR Conference. Oxford: Pergamon Press, 1967. P. 947–960.
22. Tlustý J., Ismail F., Zaton W. Use of Special Milling Cutters Against Chatter // Manufacturing Engineering Transactions. Madison: University of Wisconsin, 1983. P. 408–415.
23. Budak E. An analytical design method for milling cutters with nonconstant pitch to increase stability, Part 1: Theory // Journal of Manufacturing Science and Engineering, Transactions of the ASME. 2003. Vol. 125. № 1. P. 29–34.
24. Budak E. An analytical design method for milling cutters with nonconstant pitch to increase stability, Part 2: Application // Journal of Manufacturing Science and Engineering, Transactions of the ASME. 2003. Vol. 125. № 1. P. 35–38.
25. Altintas Y., Engin S., Budak E. Analytical stability prediction and design of variable pitch cutters // Journal of Manufacturing Science and Engineering, Transactions of the ASME. 1999. Vol. 121. № 2. P. 173–178.
26. Кедров С.С. Колебания металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1978. 199 с.
27. Шаламов В.Г. Теоретические основы взаимосвязи параметров инструмента с динамикой фрезерования листовых заготовок : дис. ... докт. техн. наук. Челябинск, 1990. 344 с.
28. Свинин В.М. Самоорганизация вторичных автоколебаний при лезвийной обработке // СТИН. 2006. № 1. С. 7–13.
29. Merritt H.E. Theory of Self-Excited Machine-Tool Chatter: Contribution to Machine-Tool Chatter Research // Journal of Engineering for Industry. 1965. Vol. 87. № 4. P. 447–454.
30. Свинин В.М., Прохоров А.Ю. Подавление автоколебаний при точении нежестких валов многорезцовой головкой с переменным шагом зубьев // Справочник. Инженерный журнал с приложением. 2014. № 10. С. 37–41.

REFERENCES

1. Tashlitskii N.I., Greben V.G. Vibration stability when finish turning shafts with a broad finishing tool. *Soviet engineering research*, 1983, vol. 3, no. 5, pp. 44–47.
2. Yamnikova O.A. *Vibroustoychivost protsessa lezviynoy obrabotki nezhestkikh valov*. Diss. dokt. tekhn. nauk [Vibration resistance of the process of edge cutting machining of movable shafts]. Tula, 2004. 357 p.
3. Gorodetsky Yu.I. Creation of mathematical models of complex autovibrating systems in machine tool building. *Sbornik statey "Avtomatizatsiya proektirovaniya"*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1989, vyp. 1, pp. 203–220.
4. Podporokin V.G. *Obrabotka nezhestkikh detaley* [Handling of non-rigid parts]. Moscow, Mashgiz Publ., 1959. 209 p.
5. Drachev O.I. *Tekhnologiya vibratsionnoy obrabotki i vibratsionnogo tocheniya malozhestkikh detaley*

- [Technology of vibration treatment and vibration turning of low-rigid parts]. Irbit, Oniks Publ., 2014. 259 p.
6. Rastorguev D.A., Drachev O.I. The study of low-rigid shafts dynamics. *Izvestiya Volgogradskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2004, no. 9, pp. 55–56.
 7. Elyasberg M.E., Demchenko V.A., Savinov V.A. Method for the structural improvement of machine tool vibration stability during cutting. *Soviet engineering research*, 1983, no. 4, pp. 3–7.
 8. Svinin V.M., Kologreev E.V., Esaulov A.S. Dynamic stability improvement of the turning process by using spring driving center. *Mekhaniki XXI veku*, 2013, no. 12, pp. 140–143.
 9. Svinin V.M., Samsonov A.V., Bolshukhin A.O. Suppression of oscillation in turning non-rigid shaft springy cutter. *Mekhaniki XXI veku*, 2014, no. 13, pp. 112–119.
 10. Rastorguev D.A., Rastorgueva O.A., Drachev O.I., Nikolaev S.V. *Rezets dlya vibratsionnogo rezaniya* [Cutter for cutting vibration]. Patent RF, no. 2292990, 2004.
 11. Drachev O.I., Taranenko V.A. *Ustroystvo dlya dvukhreztsvoy obrabotki* [Device for two-cutter processing]. Author certificate USSR, no. 1137663.
 12. Vasilyevykh L.A., Zhuykov V.A. Multiple-tool self-centering head. *Stanki i instrument*, 1985, no. 4, pp. 34–35.
 13. Drachev O.I. *Tekhnologiya izgotovleniya malozhestkikh osesimmetrichnykh detaley* [Technology of production of non-hard axisymmetric parts]. S. Petersburg, Politehnika Publ., 2005. 289 p.
 14. Bykov G.T., Dorokhin N.B., Malikov A.A., Yamnikov A.S. Turning nonrigid workpieces Gang heads with movable lunette-vibration damper. *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*, 2009, no. 1-1, pp. 173–177.
 15. Astakhov S.A. *Vysokoproizvoditelnoe tochenie tonkostennykh zakalennykh tsilindricheskikh zagotovok*. Diss. kand. tekhn. nauk [High efficiency turning of thin-walled hardened cylindrical works]. Tula, 2012. 185 p.
 16. Dykov A.T., Yasinsky G.I. *Progressivny rezhushchiy instrument v mashinostroenii* [Progressive cutting tool in machine building]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1972. 224 p.
 17. Baranchikov V.I., Zharinov A.V., Yudina N.V., Sadykhov A.I. *Progressivnye rezhushchie instrumenty i rezhimy rezaniya metallov* [Progressive cutting tools and metal cutting modes]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1990. 400 p.
 18. Cherezov S.G. *Sposob mnogoreztsovogo tocheniya i mnogoreztsovaya golovka* [Method of multiple-tool turning and multiple-tool head]. Author certificate USSR, no. 1814967.
 19. Slavicek J. The Effect of Irregular Tooth Pitch on Stability of Milling. *Proceedings of the 6th MTDR Conference*. London, Pergamon Press, 1965, pp. 15–22.
 20. Opitz H., Dregger E.U., Roese H. Improvement of the Dynamic Stability of the Milling Process by Irregular Tooth Pitch. *Proceedings of the Adv. MTDR Conference*, 1966, no. 7, pp. 213–227.
 21. Vanherck P. Increasing Milling Machine Productivity by Use of Cutters with Non-Constant Cutting Edge Pitch. *Advances in Machine Tool Design and Research: Proceedings of the 8th MTDR Conference*. Oxford, Pergamon Press, 1967, pp. 947–960.
 22. Tlusty J., Ismail F., Zaton W. Use of Special Milling Cutters Against Chatter. *Manufacturing Engineering Transactions*. Madison, University of Wisconsin, 1983, pp. 408–415.
 23. Budak E. An analytical design method for milling cutters with nonconstant pitch to increase stability, Part 1: Theory. *Journal of Manufacturing Science and Engineering, Transactions of the ASME*, 2003, vol. 125, no. 1, pp. 29–34.
 24. Budak E. An analytical design method for milling cutters with nonconstant pitch to increase stability, Part 2: Application. *Journal of Manufacturing Science and Engineering, Transactions of the ASME*, 2003, vol. 125, no. 1, pp. 35–38.
 25. Altintas Y., Engin S., Budak E. Analytical stability prediction and design of variable pitch cutters. *Journal of Manufacturing Science and Engineering, Transactions of the ASME*, 1999, vol. 121, no. 2, pp. 173–178.
 26. Kedrov S.S. *Kolebaniya metallorezhushchikh stankov* [Metal-cutting machines vibrations]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1978. 199 p.
 27. Shalamov V.G. *Teoreticheskie osnovy vzaimosvyazi parametrov instrumenta s dinamikoy frezerovaniya listovykh zagotovok*. Diss. dokt. tekhn. nauk [Theoretical foundations of interconnection of tool parameters with the dynamics of sheet workpieces milling]. Chelyabinsk, 1990. 344 p.
 28. Svinin V.M. Self-organization of secondary autooscillations during edge cutting machining. *STIN*, 2006, no. 1, pp. 7–13.
 29. Merritt H.E. Theory of Self-Excited Machine-Tool Chatter: Contribution to Machine-Tool Chatter Research. *Journal of Engineering for Industry*, 1965, vol. 87, no. 4, pp. 447–454.
 30. Svinin V.M., Prokhorov A.Yu. On the Suppression of Chatter Vibrations in Turning of Flexible Shafts by a Multiple Cutting Head with Variable Pitch Tooth. *Spravochnik. Inzhenerny zhurnal s prilozheniem*, 2014, no. 10, pp. 37–41.

**DAMPING OF AUTOVIBRATIONS OF FLEXIBLE SHAFT EMBODIED IN CENTERS
WHEN TURNING BY MULTIPLE-TOOL HEAD WITH VARIABLE TOOTH PITCH**

© 2016

V.M. Svinin, Doctor of Sciences (Engineering), professor of Chair “Automation of production processes”

A.Yu. Prokhorov, postgraduate student of Chair “Automation of production processes”

Transbaikal State University, Chita (Russia)

Keywords: flexible shaft; regenerating autovibrations; multiple-tool head; variable tooth pitch.

Abstract: The application of intensive modes of cutting while processing movable shafts by multiple-tool heads is contained by the actuation of regenerating autovibrations in the technological system. The authors considered the existing methods of their damping. The application of tool with variable circular tooth pitch is the most advanced method of regenerating autovibrations damping. However, the scientists' opinions on the desired value of tooth pitch diversity vary. For the experimental determination of this value, the authors developed the structure of the adjustable multiple-tool head and carried out the study of the influence of tooth pitch diversity on the amplitude of movable shaft autovibrations during its turning with fixing it in centers. When adjusting head, the authors used the cycling of the enlarged and reduced tooth pitches. The noncontacting eddy current sensors were used to register the workpiece vertical and horizontal vibrations. Based on the analysis of autovibrations vibration records, their frequency spectra, workpiece motion trajectories and the processed surfaces pictures, the authors detected that the increase in neighbor tooth pitches diversity causes the sequential contraction, the enlargement and the repeated contraction of the autovibrations amplitude. Autovibrations damping takes place when the diversity of circular tooth pitches is within the range of values from 0.25 up to 1.3 of autovibrations wavelength on the cut surface. They were damped almost completely at the value of 0.75. The authors explained the results of received experimental data from the position of the regenerating autovibrations theory. Therefore, it is proved experimentally that the application of multiple-tool heads with the adjustment of circular tooth pitch diversity allows providing the dynamical stability of movable shafts turning process.