

УДК 621.91.01

DOI: 10.30987/article_5bb5e69727bb41.28471955

М.П. Журавлев, К.Ю. Кравченко, Д.М. Элькинд

ВИБРОУСТОЙЧИВОСТЬ ПРИ ОБРАБОТКЕ ТОРЦЕВЫМИ ФРЕЗАМИ С ПЕРЕМЕННЫМ ШАГОМ

Выполнено исследование виброустойчивости при обработке торцевыми фрезами с переменным шагом зубьев с использованием элементов операционного модального анализа (ОМА). Предложена физическая модель торцевого фрезерования инструментом с переменным шагом зубьев. Исследована технологическая система

фрезерного станка, включающая в себя режущий и вспомогательный инструмент, заготовку, приспособление и станок.

Ключевые слова: виброустойчивость, торцевое фрезерование, резание, вибрации, автоколебания, операционный модальный анализ.

M.P. Zhuravlyov, K.Yu. Kravchenko, D.M. Elkind

VIBRATION RESISTANCE AT PROCESSING BY END MILLS WITH VARIABLE PITCH

In this work there is carried out an investigation of tooth different pitches with the purpose to increase a technological system vibration resistance at processing by end mills with a variable pitch and using elements of an operation modal analysis (OMA).

An experiment is carried out in the course of which there are performed tests for the level definition of vibrations and resonance frequencies of technological system oscillations at cutting by an end mill with a constant and varied pitch. The work results show that the average level of vibrations at the work with a mill with a constant pitch is higher than at the work with a mill with a varied one. The existence of some own frequencies in one direction for a mill with a constant pitch of teeth is defined that is possible in the systems

with a great number of degrees of mobility. At the same time for a mill with a varied pitch the oscillations were observed only at one frequency of own oscillations in one direction. In this connection a possibility of resonance oscillations decreases. During the work of the mill with a varied pitch the vibration waves with different length appear on the surfaces of cutting. A developed physical model of a technological system oscillation process at the work with a mill with a varied pitch shows that with the increase of a circular pitch the resultant oscillation displacements decrease.

Key words: vibration resistance, face milling, cutting, vibrations, self-oscillations, operation modal analysis.

Введение

Виброустойчивость - способность к сопротивлению возникающим вибрациям при резании - является одной из важнейших характеристик технологической системы. Так как отличительной особенностью операции торцевого фрезерования в сравнении с другими видами механической обработки является повышенный уровень вибраций, сопровождающих процесс резания, то его снижение имеет важнейшее значение для безотказной работы фрезы и технологической системы в целом. Понятно, что для практического применения разработанных аналитических моделей виброустойчивости необходимо определить фактические динамические параметры рассматриваемой многомассовой

технологической системы, включающей в себя станок, вспомогательный и режущий инструмент, а также заготовку и приспособление.

Тем не менее виброустойчивость технологической системы во многом зависит от конструкций применяемого инструмента. Поскольку инструмент является наиболее слабым звеном технологической системы, его пониженная виброустойчивость приводит к снижению срока службы и точности обработки, а также ее производительности [1]. В связи с этим для понимания путей повышения виброустойчивости технологической системы в целом анализ существующих конструкций фрез имеет важное значение. Можно выделить сле-

дующие направления при изготовлении виброустойчивых фрез:

1. Торцевые фрезы с демпфирующими элементами (пружинные втулки, проволочные спирали, тонкостенные втулки и др.) [2; 3]. Сопротивление технологической системы повышается путем применения специальных средств, увеличивающих рассеивание энергии и тем самым снижающих уровень вибраций [11].

2. Торцевые фрезы с переменной жесткостью режущих зубьев [4], каждый зуб которых имеет жесткость, отличную от жесткости других зубьев. В свою очередь, изменение жесткости технологической системы вследствие различной жесткости зубьев инструмента вызывает постоянное изменение частоты ее собственных колебаний.

3. Торцевые фрезы с переменным шагом зубьев. В таких фрезах виброустойчивость может повышаться путем подавления нежелательных вибрационных гармоник [5]. В конструкции фрезы [6] виброустойчивость повышается путем оптимизации величины и характера неравномерности шага зубьев. На режущей части фрезы зубья располагаются группами с окружными шагами E_1 и E_2 , разность которых определяется из соотношения $E_1 - E_2 = 1/mZ^2$, где Z – число зубьев фрезы; $m=1,2,3,\dots$ – номер подавляемой гармоники

(номер демпфируемой гармоники возмущения). При четном числе зубьев количество последних в группе равно $Z/2$, а при нечетном $Z=1/2$. Для подавления гармоники, несущей наибольшее количество энергии, выбирают $m=1$. При подавлении резонансных явлений в технологических системах $m=2,3,\dots$

Следует отметить, что конструкция торцевых фрез с зубьями, имеющими переменный шаг, реализуется в процессе сравнительно небольшой доработки стандартных торцевых фрез. При этом дополнительные затраты, связанные с получением такой фрезы, намного меньше величины экономии, образующейся в процессе эксплуатации торцевых фрез с переменной жесткостью зубьев или фрез с демпфирующими элементами. Таким образом, торцевые фрезы с переменным шагом проще в изготовлении, дешевле, кроме того, при их использовании достигается более низкий уровень вибраций. Однако отсутствие теоретического обоснования механизма повышения виброустойчивости процесса фрезерования при использовании торцевых фрез с переменным шагом режущих зубьев препятствует их распространению в отечественной промышленности. Можно утверждать, что ниша таких фрез в настоящее время все еще слабо разработана.

Методика проведения экспериментальных исследований

В настоящей работе выполнено исследование виброустойчивости при обработке торцевыми фрезами с переменным шагом зубьев с использованием элементов операционного модального анализа (ОМА) [8].

Схема фрезерования. В общем случае сила резания при фрезеровании направлена в пространстве под некоторым углом, положение которого неизвестно. Поэтому при проведении испытаний силу резания определяют ее составляющие P_z , P_y , P_x в трех взаимно перпендикулярных направлениях. Методика проведения экспериментальных исследований предусматривала измерение уровня вибраций в направлении соответствующих сил резания

(рис. 1) при симметричной схеме фрезерования.

На рис. 1 представлена схема фрезерования, используемая при проведении экспериментов.

Обрабатываемые материалы. Для исследований выбирались предварительно обработанные заготовки (длина – 500 мм, ширина – 70 мм, высота – 50 мм) из стали 45 твердостью HB 180...220.

Оборудование. Испытания проводили на лабораторном стенде с использованием в качестве базового широкоуниверсального фрезерного станка модели 6К82Ш, установленного на виброопорах. Состояние станка соответствовало нормам точности и жесткости, указанным в паспортных данных.

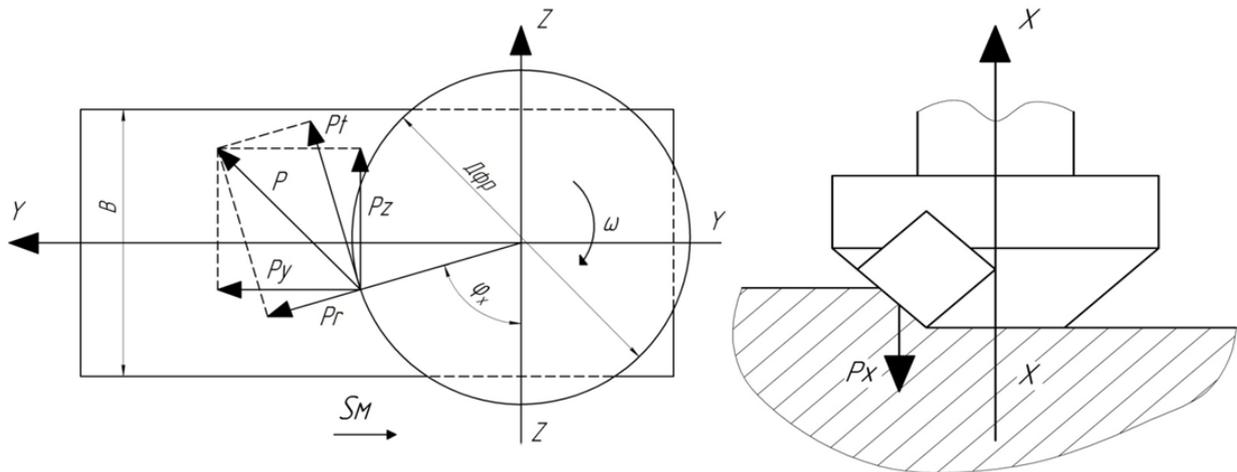


Рис. 1. Схема торцевого фрезерования

Инструмент. В качестве режущего инструмента применялась специально разработанная конструкция торцевой фрезы диаметром 100 мм (рис. 2). Использовались режущие квадратные пластины с размерами: длина режущей кромки - 12,7 мм, толщина - 4,76 мм, задний угол - 20 град. Таким образом, при проектировании фрез возможна установка пластин, когда передние осевой и радиальный углы будут

иметь положительные или отрицательные значения. За базовый вариант была принята положительно-отрицательная геометрия установки пластин, то есть передний осевой угол был равен +20 град, а передний радиальный - -5 град. При такой геометрии главный передний угол равен +10 град. Такая фреза будет обеспечивать хорошее стружкообразование и приемлемые силы резания.

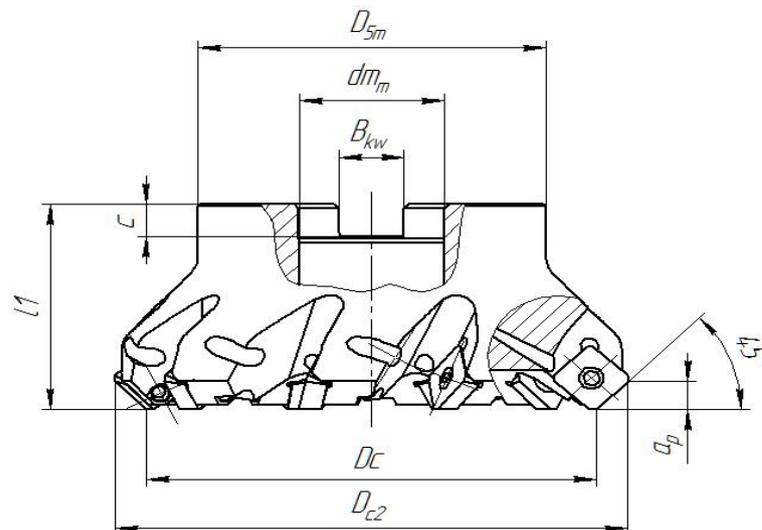


Рис. 2. Торцевая фреза

Экспериментальные исследования

Режимы резания были постоянными: скорость резания $V=223$ м/мин (число оборотов вращения шпинделя $n=710$ об/мин), подача на зуб $S_z=0,13$ мм/зуб, глубина резания $t=1,5$ мм. Разношаговость E в первом случае была равна 0, во втором - $E=\pm 3$ град. Для сбора данных использовался трехкомпонентный виброанализатор

«Экофизика-110В» с датчиком 317A41 для измерения виброперемещения, виброскорости и виброускорения в диапазоне частот от 6,3 до 1250 Гц. Для синусоидального колебания на определенной частоте виброперемещение определяется как $X(t)=A \sin(\omega t+f)$, где A – амплитуда колебаний (максимальное отклонение от положе-

ния равновесия), X – координата (смещение от положения равновесия), ω – круговая частота, f – фаза колебания. Программ-

ная реализация математических методов выполнена на языке Python 2.6.10.

Результаты проведения экспериментов

На рис. 3 представлены осциллограмма и спектр виброускорения при $E=0$ в направлении оси X . При этом средний уровень вибраций достигает 132,9 дВ. Явно

выраженные максимальные частоты собственных колебаний 125, 433 и 667 рад/с близки к частоте вынужденных колебаний.

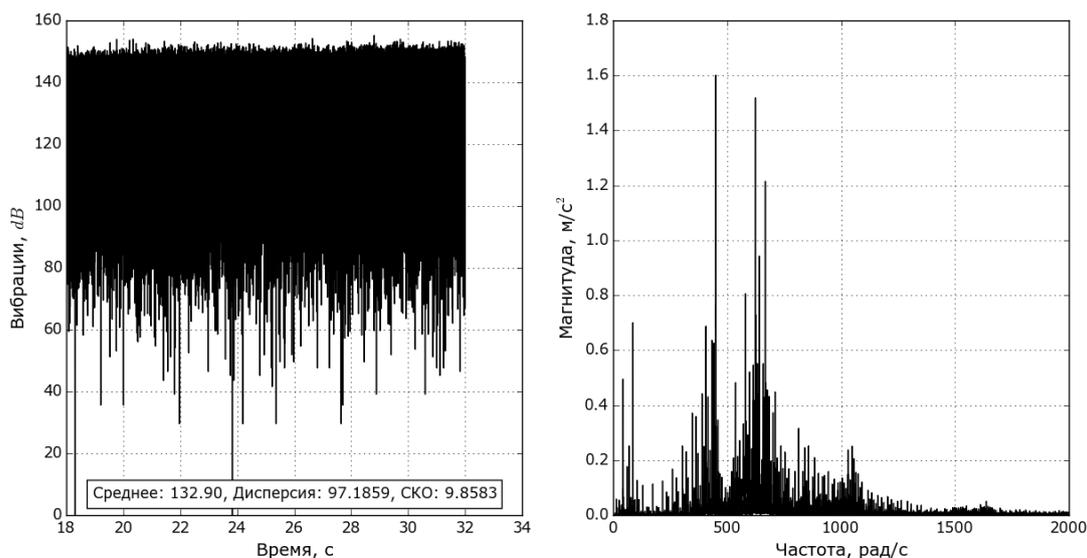


Рис. 3. Осциллограмма и спектр виброускорения при $E=0$ в направлении оси X

На рис. 4 представлены осциллограмма и спектр виброускорения при $E=0$ в направлении оси Y . Средний уровень виб-

раций достигает 139,17 дВ. Так же явно выраженные максимальные частоты собственных колебаний - 500, 700 и 933 рад/с.

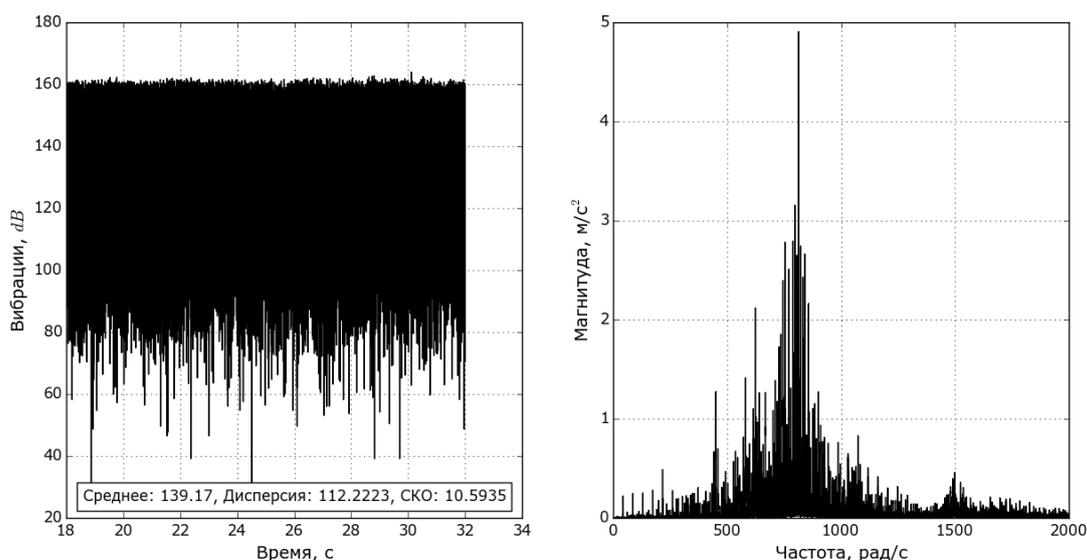


Рис. 4. Осциллограмма и спектр виброускорения при $E=0$ в направлении оси Y

На рис. 5 представлены осциллограмма и спектр виброускорения при $E=0$ в направлении оси Z . Уровень

вибраций составил 140 дВ. Максимальные частоты - 333, 600 и 1167 рад/с.

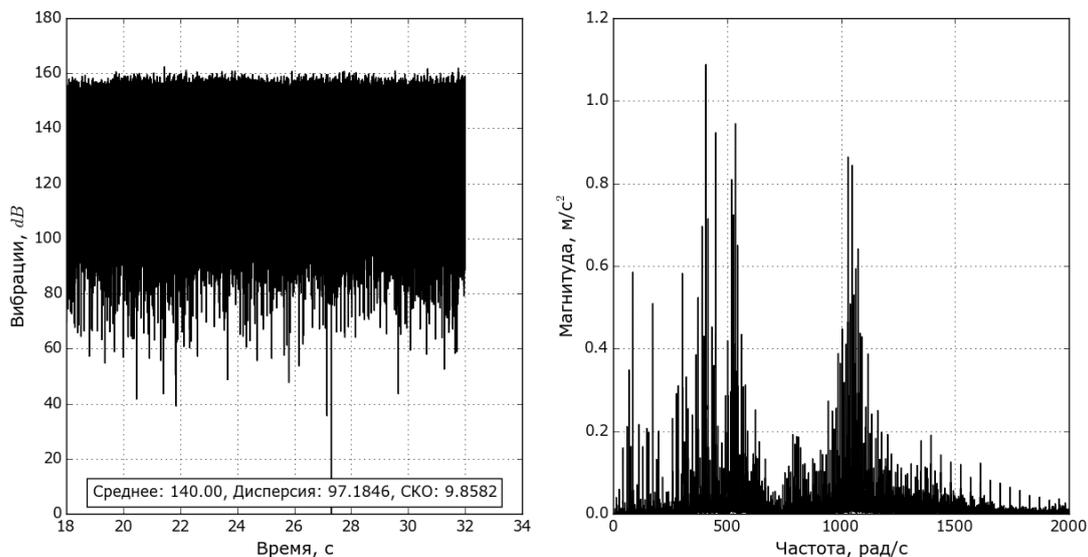


Рис. 5. Осциллограмма и спектр виброускорения при $E=0$ в направлении оси Z

На рис. 6, 7, 8 представлены осциллограммы и спектры виброускорения для фрезы с переменным шагом. В направлении оси X наблюдается уровень вибраций 121,26 дВ. Максимальная частота собственных колебаний - 633 рад/с. В направле-

нии оси Y средний уровень вибраций достигает 128,78 дВ. Максимальная частота собственных колебаний - 800 рад/с. Средний уровень вибраций в направлении оси Z - 121,8 дВ. Максимальная частота собственных колебаний - 1100 рад/с.

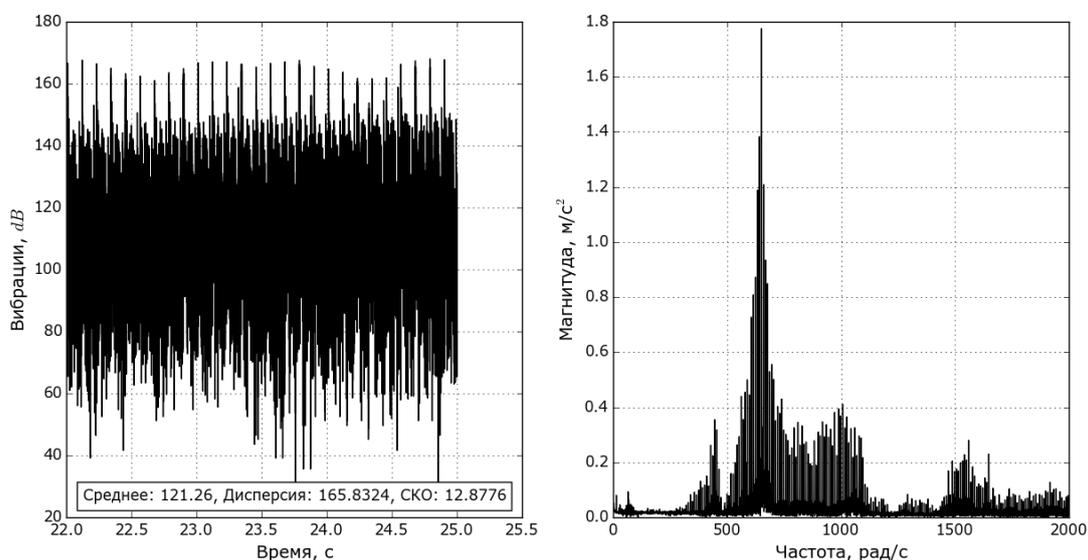
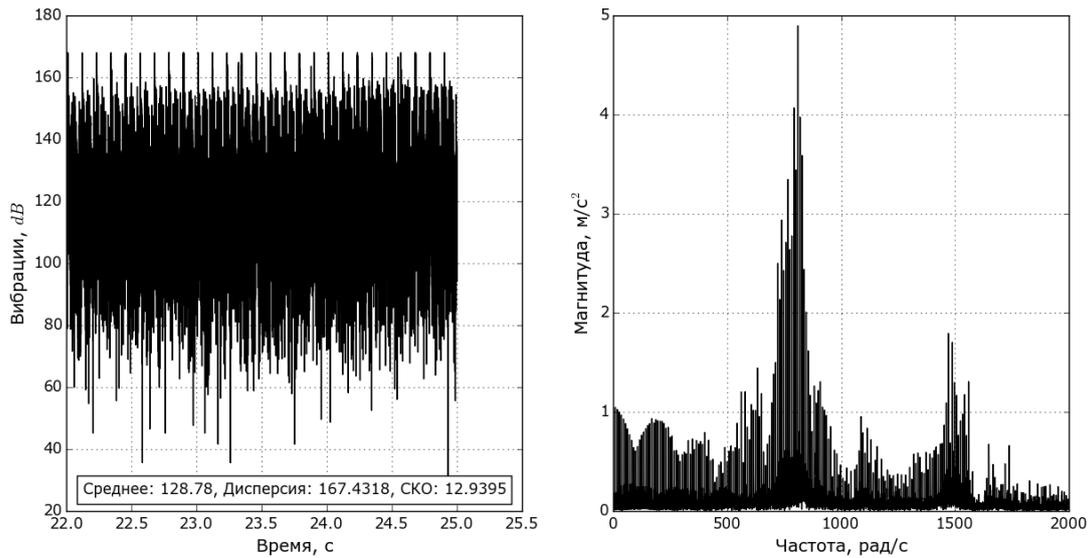
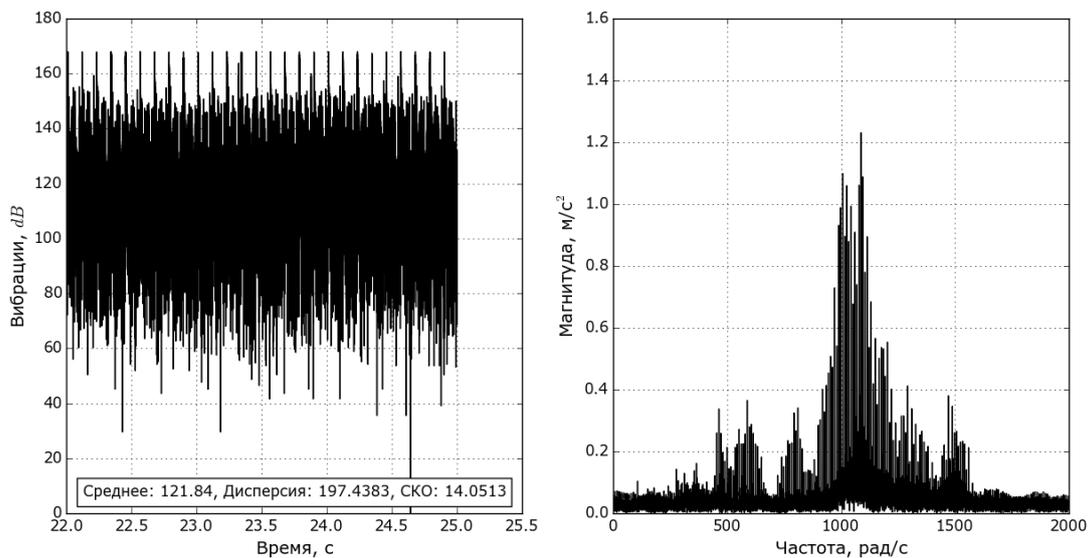


Рис. 6. Осциллограмма и спектр виброускорения при $E=\pm 3$ в направлении оси X

Рис. 7. Осциллограмма и спектр виброускорения при $E=\pm 3$ в направлении оси Y Рис. 8. Осциллограмма и спектр виброускорения при $E=\pm 3$ в направлении оси Z

Обращает на себя внимание факт существования нескольких собственных частот в одном направлении для фрезы с постоянным шагом зубьев, что возможно в системах со множеством степеней подвижности (среди выделенных частот могут быть собственные частоты корпуса фрезы,

вспомогательного инструмента, подшипников шпинделя, зажимной цанги и т.д.). В то же время для фрезы с переменным шагом колебания наблюдались только на одной частоте собственных колебаний в одном направлении.

Физическая модель фрезерования при обработке торцевой фрезой с переменным шагом

Как известно, переменный шаг зубьев, или разношаговость, является одним из основных параметров, с помощью которых пытаются воздействовать на возмущение технологической системы [7]. На рис. 9, 10

показано воздействие каждого зуба для фрез с постоянным или переменным шагом. Вследствие того что при фрезеровании процесс резания идет при работе по следу, вторичное возбуждение усиливает

интенсивность колебаний, а установившиеся колебания наступают после прохода 8-20 зубьев для многолезвийного инструмента [9]. Поэтому на модели колебаний

для фрез с постоянным шагом (рис. 9) показана постепенно возрастающая амплитуда колебаний.

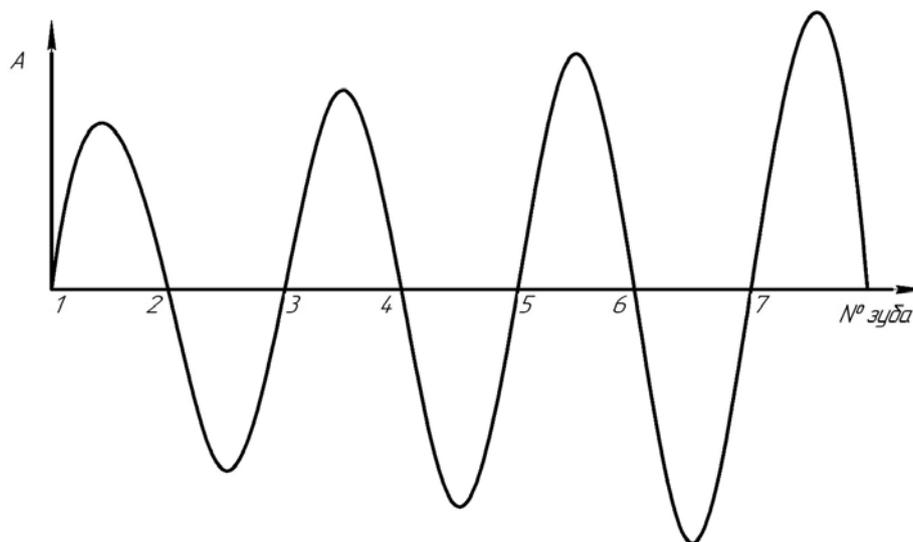


Рис. 9. Амплитуда колебаний фрез с равномерным шагом зубьев

На рис. 10 показана амплитуда колебаний фрез с переменным шагом. В случае неравномерности шага зубьев снижение колебаний может осуществляться путем срезания вибрационных следов, расположенных на поверхности резания. Это следует из того, что зубья фрезы, имеющие малый по отношению к основной части зубьев окружной шаг, а следовательно, и меньшую подачу на зуб, удаляют с поверхности резания вибрационные волны, образованные предыдущими зубьями. При оптимальном неравномерном расположении зубьев происходит уменьшение общей энергии вибрации этих фрез по отношению к энергии вибрации фрез с равномер-

но расположенными зубьями. Встречается различное выполнение зубьев по периметру: равномерное чередование большего и меньшего шагов, случайный характер выполнения разношаговости, ступенчатая разношаговость. На рис. 10 показана модель колебаний фрезы с переменным шагом, когда переменный шаг образуется путем чередования большего и меньшего шагов. В этом случае вибрационные следы, образуемые ее зубьями, смещаются относительно друг друга. Таким образом, увеличения амплитуды колебаний не происходит, а из-за срезания вибрационных следов последующими зубьями с увеличенным шагом она уменьшается.

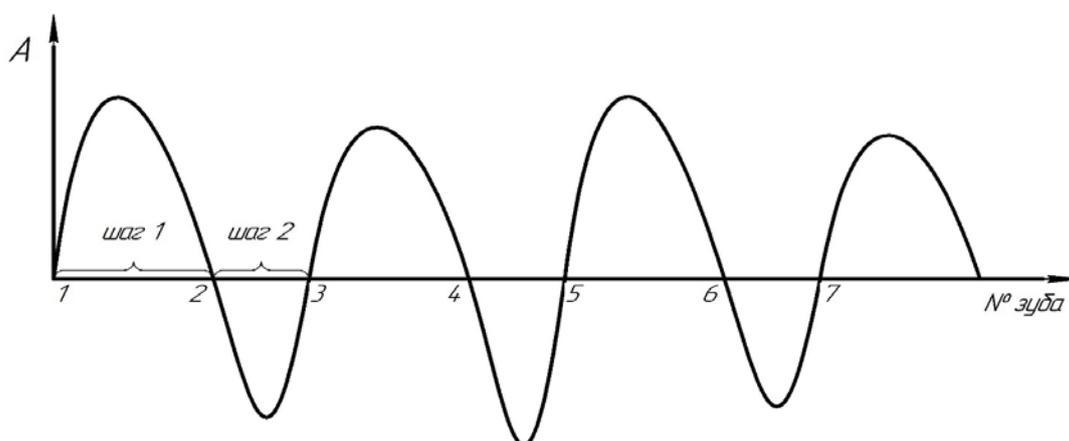


Рис. 10. Амплитуда колебаний фрез с неравномерным шагом зубьев

Для теоретического анализа динамических процессов, происходящих в технологической системе фрезерного станка, необходимо обосновать физическую модель изучаемого процесса. Любое случайное возбуждение, вызванное врезанием зуба фрезы в металл, приводит к возникновению собственных затухающих колебаний. При этом на поверхности резания возникает волнообразный след. Начиная с прохода второго зуба будет передаваться дополнительная порция энергии в технологическую систему и усиливать ее колебания. В результате собственные затухающие колебания могут переходить в незатухающие автоколебания. Через некоторое время переходного процесса наступит равновесие между энергией возбуждения, поступающей в систему, и энергией, рассеиваемой при колебаниях. В итоге уста-

новится определенный уровень автоколебаний с периодически изменяющейся амплитудой в форме биения вследствие случайных толчков и дополнительного демпфирования.

За основу для теоретического анализа автоколебательного процесса можно принять изменение толщины среза $a(t)$ вследствие наличия следа на поверхности резания [9; 10]. В соответствии с этим под математической моделью автоколебаний в общем случае будем понимать периодические решения нелинейных дифференциальных уравнений относительно изменения толщины среза $a(t)$.

Динамическую модель фрезерования при обработке торцевой фрезой можно представить упругой одномассовой системой с одной степенью свободы, например в плоскости YOZ (рис. 11).

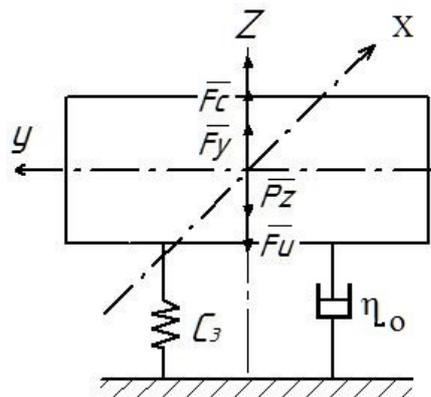


Рис. 11. Динамическая модель технологической системы при фрезеровании

Тогда математическую модель в общем виде можно выразить как

$$m\ddot{y}(t) + h_0\dot{y}(t) + Cy(t) = P_z,$$

где m – приведенная масса технологической системы, кг; h_0 – обобщенный коэффициент сопротивления (демпфирования), Н·с/м; C – обобщенный коэффициент жесткости, Н/м; P_z – составляющая силы резания, Н.

Составляющую силы резания P_z , в общем случае зависящую от толщины среза $a_1(t)$, с учетом влияния вибрационного следа на поверхности резания, оставленного первым и вторым зубьями, можно опре-

делить из выражения

$$P_z = Kb[a_{01}(t) - y_1(t - \tau_1) + y_2(t)],$$

где K – удельная сила резания, Н/мм²; $a_{01}(t)$ – расчетная толщина среза без учета колебательного движения системы между первым и вторым зубьями фрезы; $y_1(t - \tau_1)$, $y_2(t)$, $y_3(t + \tau_2)$ – вибрационные перемещения технологической системы при работе первого, второго и третьего зубьев; τ_1 – время поворота на один угловой шаг между первым и вторым зубьями, определяется как $\pi D / VZ_1$, с; τ_2 – время поворота на один угловой шаг между вторым и третьим зубьями, определяется как $\pi D / VZ_2$, с; Z_1 –

число зубьев фрезы с меньшим шагом; Z_2 – число зубьев фрезы с большим шагом; t – текущее время, с; b – ширина среза, мм; V – скорость резания, м/мин; D – диаметр фрезы, мм.

Таким образом, действительная толщина среза при работе первого и второго зубьев с шагом E_1 -

$$a_1(t) = a_{o1}(t) - y_1(t - \tau_1) + y_2(t),$$

а при работе второго и третьего зубьев с шагом E_2 -

$$a_2(t) = a_{o2}(t) - y_3(t + \tau_2) - y_2(t),$$

что иллюстрируется схемой образования действительной толщины среза (рис. 12). Причем величина суммарных вибрационных перемещений при увеличении окружного шага уменьшается.

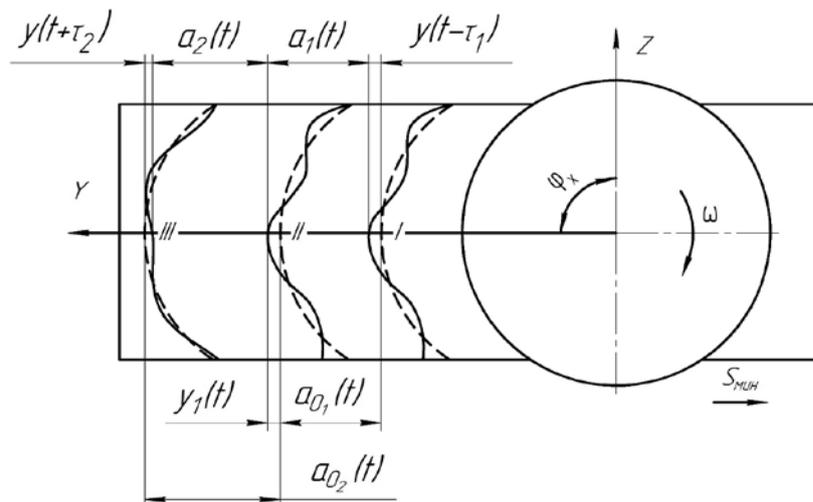


Рис. 12. Толщина среза с учетом вибрационного перемещения торцевой фрезы с переменным шагом

Тогда в соответствии с принципом Даламбера движение системы вдоль оси Z для зубьев с шагом E_k можно выразить

дифференциальным уравнением в общем виде:

$$m \ddot{y}(t) + h_0 \dot{y}(t) + C y(t) = Kb [a_{ok}(t) - y_k(t - \tau_k) + y_{k+1}(t)]. \quad (1)$$

Для зубьев с шагом E_{k+1} :

$$m \ddot{y}(t) + h_0 \dot{y}(t) + C y(t) = Kb [a_{ok+1}(t) - y_{k+2}(t + \tau_{k+1}) - y_{k+1}(t)]. \quad (2)$$

Выражения (1) и (2) представляют собой математические модели колебательного процесса для фрез с постоянным и переменным шагом соответственно. Их решение позволяет осуществить выбор динамических характеристик технологической системы, а следовательно, найти условия их понижения и повышения вибро-

устойчивости. Расчетная толщина среза $a_o(t)$ изменяется во времени намного медленнее, чем величина вибрационного перемещения. Следовательно, правую часть уравнений (1) и (2) можно представить в виде разности вибро смещений технологической системы, которые уменьшаются с возрастанием окружного шага.

Заключение

В работе выполнен эксперимент, в ходе которого проведены тесты по определению уровня вибраций и резонансных частот колебаний технологической системы торцевых фрез с постоянным и переменным шагом. Основные результаты приведены в таблице.

Результаты работы показывают, что средний уровень вибраций при работе фрезой с постоянным шагом зубьев выше, чем при работе фрезы с переменным шагом.

Обращает на себя внимание факт существования нескольких собственных частот в одном направлении для фрезы с по-

стоянным шагом зубьев, что возможно в системах со множеством степеней подвижности. В то же время для фрезы с переменным шагом колебания наблюдались только на одной частоте собственных колебаний в одном направлении. В связи с

этим уменьшается возможность появления резонансных явлений.

При работе фрезы с переменным шагом зубьев на поверхностях резания, образуемых последовательно режущими зубьями, появляются вибрационные волны различной длины.

Таблица

Результаты испытаний

Разношаговость, град	Ось	Средний уровень вибраций, dB	Средний уровень дисперсии	Максимальная частота колебаний, рад/с	Виброускорение, м/с ²
0	X	132,9	97,186	125	0,7
0	X	132,9	97,186	433	1,6
0	X	132,9	97,186	667	1,5
0	Y	139,17	112,22	500	1,2
0	Y	139,17	112,22	700	2,2
0	Y	139,17	112,22	933	4,9
0	Z	140,0	97,185	333	1,1
0	Z	140,0	97,185	600	0,9
0	Z	140,0	97,185	1167	0,85
±3	X	121, 26	165,83	633	1,9
±3	Y	128, 78	167,43	800	4,9
±3	Z	121, 84	197,43	1100	1,2

Физическая модель колебательного процесса технологической системы при работе фрезой с переменным шагом пока-

зывает, что с увеличением окружного шага суммарные вибрационные перемещения уменьшаются.

Настоящее исследование проводилось в рамках проекта «Разработка и внедрение инновационной технологии производства импортозамещающего корпусного сложнорежущего инструмента с быстротвердыми твердосплавными пластинками» при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации (договор № 02.G25.31.0148 с АО «Свердловский инструментальный завод»), а также в рамках НИОКР №Н979.210.007/15 от 28 июля 2015 года с ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Васин, С.А. Прогнозирование виброустойчивости инструмента при точении и фрезеровании / С.А. Васин. - М.: Машиностроение, 2006. - 384 с. - (Серия «Библиотека инструментальщика»).
2. А.с. 1061943 СССР, МКИЗ В 23 С 5/06. Сборная фреза / В.И. Петров; Ленинградский механический институт. - № 3492982/25-08; заявл. 22.09.82; опубл. 23.12.82, Бюл. № 10.
3. А.с. 1569105 СССР, МКИЗ В 23 С 5/06. Сборная фреза / В.И. Петров, С.В. Зайцев, М.А. Никитин [и др.]; Ленинградский механический институт. - № 4340167/31-08; заявл. 07.12.87; опубл. 07.06.90, Бюл. № 21.
4. А.с. 1247191 СССР, В 23 С 5/06. Режущий инструмент /Л.А. Васин, С.А. Васин, О.Л. Дмитриева; Тульский политехнический институт. - № 3878899; заявл. 25.02.85.
5. Пат. 2424090 РФ, МПК В23С 5/10. Концевая фреза / Вангент Петрус Антониус, Х. Александр, Р. Хагал; Искар. - № 2008138996; заявл. 05.11.11; опубл. 20.07.11, Бюл. № 20.
6. А.с. 1701440 СССР, МКИЗ В 23 С 5/06. Виброустойчивая фреза / В.Г. Шаламов, И.Г. Корепанов, С.М. Лопаткин [и др.]; Челябинский политехнический институт. - № 4786953/08; заявл. 06.12.89; опубл. 30.12.91, Бюл. № 48.
7. Шаламов, В.Г. Теория проектирования режущего инструмента / В.Г. Шаламов. - Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2003. - 156 с.
8. Кравченко, К.Ю. Операционный модальный анализ для определения собственных частот ко-

- лебаний / К.Ю. Кравченко, С.С. Кугаевский, М.П. Журавлев, Д.М. Элькинд // Вестник ПНИПУ. Машиностроение, материаловедение. - 2017. - № 2. - С. 21-35.
9. Жарков, И.Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом / И.Г. Жарков. - Л.: Машиностроение, 1986. - 184 с.
1. Vasin, S.A. *Tool Vibration Resistance Prediction at Turning and Milling* / S.A. Vasin. – М.: Mechanical Engineering, 2006. – pp. 384. – (Set “Library of Tool Maker”).
2. А.С. 1061943 the USSR, ICI B 23 C 5/06. *Compound Milling Cutter* / V.I. Petrov; Leningrad Mechanical Institute. – No. 3492982/25-08; claimed 22.09. 82; published 23.12.82. Bull. No.10.
3. А.С. 1569105 the USSR, ICI B 23 C 5/06. *Compound Milling Cutter* / V.I. Petrov, S.V. Zaitsev, M.A. Nikitin [et al.]; Leningrad Mechanical Institute. – No. 4340167/31-08; claimed 07.12.87; published 07.06.90, Bull. No.21.
4. А.С. 1247191 the USSR, B 23 C 5/06. *Cutter* / L.A. Vasin, S.A. Vasin, O.L. Dmitrieva; Tula Polytechnic Institute. – No. 3878899; claimed 25.02.85.
5. Pat. 2424090 the RF, IPC B23C 5/10. *Shank Milling Cutter* / Vangent Petrus Antonius, H. Alexander, R. Hagal; Iskar. – No. 2008138996; claimed 05.11.11; published 20.07.11, Bull. No. 20.
6. А.С. 1701440 the USSR, IPC B 23 C 5/06. *Vibration Resistant Milling Cutter* / V.G. Shalamov, I.G. Korepanov, S.M. Lopatkin [et al.]; Chelyabinsk Polytechnic Institute. – No. 4786953/08; claimed 06.12.89; published 30.12.91, Bull. No. 48.
7. Shalamov, V.G. *Theory of Cutter Design* / V.G. Shalamov. – Chelyabinsk: Publishing House of SUrSU, 2003. – pp. 156.
8. Kravchenko, K.Yu. Operation modal analysis for definition of natural oscillation frequencies / K.Yu. Kravchenko, S.S. Kugaevsky, M.P. Zhuravlyov, D.M. Elkind // *Bulletin of PRIPU. Mechanical Engineering, Material Science.* – 2017. – No.2. – pp. 21-35.
9. Zharkov, I.G. *Vibrations at Processing with Edge Cutting Tool* / I.G. Zharkov. – L.: Mechanical Engineering, 1986. – pp. 186.
10. Zhuravlyov, M.P. *Investigations and Tests of Technological Systems: manual* / M.P. Zhuravlyov. – Ekaterinburg: Publishing House of Urals University, 2017. – pp. 84.
11. Gorin, E.Yu. Vibration resistance increase of shank milling / E.Yu. Gorin, A.Yu. Kryazhev, E.Yu. Tarkin, Yu.A. Kryazhev // *Polzunov Bulletin.* – 2015. – No.2. – pp. 43-48.

Статья поступила в редакцию 31.05.18.

Рецензент: д.т.н., профессор УрФУ им. первого Президента России Б.Н. Ельцина
Петунин А.А.

Статья принята к публикации 14.06.18.

Сведения об авторах:

Журавлев Михаил Петрович, к.т.н., доцент кафедры «Металлорежущие станки и инструменты» Механико-машиностроительного института Уральского федерального университета им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, тел.: +7 (912) 609-88-08, e-mail: mzhuravlev12@gmail.com.

Кравченко Константин Юрьевич, к.т.н., Уральский федеральный университет им. первого Прези-

дента России Б.Н. Ельцина, тел.: +7 (922) 206-73-79, e-mail: laPosteGenerale@gmail.com.

Элькинд Дмитрий Михайлович, учеб. мастер лаборатории нормирования размерной точности Уральского федерального университета им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, тел.: +7 (950) 643-62-72, e-mail: dos1600@mail.ru.

Zhuravlyov Mikhail Petrovich, Can. Sc. Tech., Assistant Prof. of the Dep. “Machine-Tools and Tools”, the First President Yeltsin Federal Mechanical Engineering Institute of the Urals, e-mail: mzhuravlev12@gmail.com.

Kravchenko Konstantin Yurievich, Can. Sc. Tech., the First President Yeltsin Federal Mechanical Engi-

neering Institute of the Urals, e-mail: laPosteGenerale@gmail.com.

Elkind Dmitry Mikhailovich, Training Master of the Lab. for Dimensional Accuracy Control, the First President Yeltsin Federal Mechanical Engineering Institute of the Urals, e-mail: dos1600@mail.ru.