



Подавление автоколебаний при торцовом фрезеровании на основе регулирования шага зубьев инструмента

В.М. Свинин¹, А.А. Иринчеев^{2✉}, А.С. Пятых³, Б.Б. Пономарев⁴, Ю.В. Димов⁵

¹⁻⁵Иркутский национальный исследовательский технический университет, Иркутск, Российская Федерация

Резюме. Цель – проверка работоспособности новой виброустойчивой торцовой фрезы и оценка эффективности подавления автоколебаний при ее работе. Опыты по несимметричному встречному фрезерованию (ширина заготовки – 134 мм, глубина резания – 1,5 мм, подача на зуб – 0,15 мм/зуб, частота вращения шпинделя – 380 об/мин, всухую) проводили на обрабатывающем центре DMG DMU 80P Duo Block. Заготовку из стали 35 крепили на динамометре Kistler 9253B23. В качестве объекта исследований использовали опытный образец разработанной в Иркутском национальном исследовательском техническом университете фрезы диаметром 160 мм с регулируемым шагом 12 твердосплавных зубьев. Для сравнения использовали стандартную торцовую фрезу диаметром 160 мм по ТУ 2-035-618-78 с тангенциальным расположением 10 твердосплавных пластин. Крепление фрез в шпинделе станка осуществляли с помощью стандартной фрезерной оправки NT50-FMB50-070 и силового цангового патрона Showa SK50-CTH 50-120 в совокупности с оправкой диаметром 50 мм и длиной 155 мм. Проведены четыре опыта с варьированием фрез, их крепления на вспомогательных инструментах и равномерности шага зубьев. Установлено, что вследствие изменения вспомогательного инструмента увеличение в 1,54 раза длины вылета из шпинделя фрезы с постоянным шагом зубьев вызывает нарастание амплитуды первой гармоники автоколебаний от 13,2 до 31,1 раза по координатным направлениям, а второй гармоники – на порядок меньше: от 1,8 до 5,4 раза. Показано, что настройка на фрезе разницы переменных чередующихся шагов зубьев, соответствующей половине длины волны автоколебаний, позволила уменьшить амплитуду первой гармоники автоколебаний от 13,1 до 28,3 раза по координатным направлениям, а второй гармоники – от 2,5 до 6,2 раза. Таким образом, опытным путем подтверждены работоспособность виброустойчивой торцовой фрезы с регулированием положения зубьев и ее способность эффективного подавления автоколебаний в условиях пониженной жесткости технологической системы.

Ключевые слова: торцовая фреза, регулирование шага зубьев, опыты по фрезерованию, подавление автоколебаний, производительность обработки

Для цитирования: Свинин В.М., Иринчеев А.А., Пятых А.С., Пономарев Б.Б., Димов Ю.В. Подавление автоколебаний при торцовом фрезеровании на основе регулирования шага зубьев инструмента // iPolytech Journal. 2026. Т. 30. № 2. С. 233–246. <https://doi.org/10.21285/1814-3520-2026-2-233-246>. EDN: LYEACJ.

MECHANICAL ENGINEERING

Original article

Suppression of chatter in face milling using variable tooth pitch

Valery M. Svinin¹, Andrey A. Irincheev^{2✉}, Aleksey S. Pyatykh³,
Boris B. Ponomarev⁴, Yury V. Dimov⁵

¹⁻⁵Irkutsk National Research Technical University, Irkutsk, Russian Federation

Abstract. The study aimed to evaluate the performance of a newly developed chatter-resistant face mill and to assess its effectiveness in the suppression of chatter during milling. Asymmetric up-milling tests (workpiece width – 134 mm, axial depth of cut – 1.5 mm, feed per tooth – 0.15 mm/tooth, spindle speed – 380 rpm, dry machining) were performed on a DMG DMU 80P DuoBlock machining center. A steel 35 workpiece was mounted on a Kistler 9253B23 dynamometer. The test tool was a prototype face mill with a diameter of 160 mm and an adjustable pitch of 12 carbide teeth, developed at Irkutsk National Research Technical University, Irkutsk, Russia. For comparison, a standard 160-mm face mill compliant with TU 2-035-618-78 and equipped with 10 tangentially mounted carbide inserts was used. The tools were mounted on the spindle using a standard NT50-FMB50-070 arbor and a Showa SK50-CTH 50-120 power collet chuck combined with an adapter with a diameter of 50 mm

and a length of 155 mm. Four experiments were carried out in which the milling cutters, their mounting on the toolholders, and the configuration of the tooth pitch were varied. It was established that replacing the toolholder, which increased the overhang of the constant-pitch cutter by a factor of 1.54, led to a dramatic increase in the amplitude of the first harmonic of chatter vibrations from 13.2 to 31.1 times, depending on the coordinate direction, while the second harmonic rose more moderately, from 1.8 to 5.4 times. It was shown that tuning the difference between alternating tooth pitches to half the chatter wavelength reduced the amplitude of the fundamental chatter harmonic by a factor of 13.1–28.3, depending on the coordinate direction, whereas the second harmonic decreased by a factor of 2.5–6.2. Thus, the experiments confirmed the effectiveness of the chatter-resistant face mill with adjustable tooth positioning and demonstrated its ability to suppress chatter under conditions of low system stiffness.

Keywords: end mill, tooth pitch control, milling experiments, suppression of self-excited oscillations, processing performance

For citation: Svinin V.M., Irincheev A.A., Pyatykh A.S., Ponomarev B.B., Dimov Yu.V. Suppression of chatter in face milling using variable tooth pitch. *iPolytech Journal*. 2026;30(2):233-246. (In Russ.). <https://doi.org/10.21285/1814-3520-2026-2-233-246>. EDN: LYEACJ.

ВВЕДЕНИЕ

Торцовое фрезерование широко используется в практике машиностроительных предприятий, обеспечивая производительную обработку деталей. Однако при низкой жесткости станка или заготовки, а также увеличенном вылете инструмента из шпинделя процесс резания может сопровождаться возбуждением недопустимых интенсивных автоколебаний, отрицательно влияющих на точность и качество обработанной поверхности, стойкость инструмента, долговечность оборудования, условия труда рабочих и производительность обработки, а часто и саму возможность ее проведения [1]. Поэтому создание способов и средств подавления автоколебаний и оценка их эффективности, в частности при торцовом фрезеровании, является актуальной проблемой современного машиностроения.

Для обеспечения отсутствия вибраций при разных видах механической обработки широко используют построение лепестковых диаграмм устойчивости в координатах скорость – глубина резания [2]. Существование областей устойчивости в технологическом пространстве определяется эффектом трансформации фазового сдвига вибрационного следа на поверхности резания относительно колебаний предыдущего прохода при изменении скорости резания. В серединах этих областей фазовый сдвиг близок к $+\pi/2$, что способствует регенерации автоколебаний и создает наименее благоприятные условия обработки в виде минимальной глубины безвибрационного резания. С повышением скорости фазовый сдвиг постепенно возрастает до $+\pi$ с последующим мгновенным скачком до нуля,

что стесняет процесс регенерации, повышая глубину безвибрационного резания в несколько раз на границах лепестковых областей. Несмотря на привлекательность этого способа обеспечения динамической устойчивости процесса резания, его практическая реализация сдерживается трудоемкостью построения диаграмм для большого количества сочетаний параметров режима резания.

Современное машиностроение в условиях острой конкуренции нуждается в постоянном повышении производительности. Поэтому над увеличением динамической устойчивости процессов механической обработки, в том числе фрезеровании, постоянно работают ученые промышленно развитых стран, совершенствуя существующие и создавая новые разнообразные способы и устройства подавления автоколебаний [3–5]. Из всех видов фрезерования основное внимание в этом направлении уделяется самому проблемному концевому фрезерованию тонкостенных нежестких деталей из труднообрабатываемых материалов [6, 7]. Торцовое фрезерование освещено в этом смысле значительно слабее [8, 9]. Для него весьма перспективным способом гашения автоколебаний можно признать использование переменного шага зубьев [10, 11].

Первым такой подход в 1952 г. предложил Р.С. Хан [12]. В 1965 г. теоретическое обоснование повышения динамической устойчивости фрезерования за счет нерегулярного шага зубьев выполнил Дж. Славичек [13]. За ним последовали работы Х. Опитца [14], П. Ванхерка [15], Дж. Тлусты [16] и др.

Так, Е. Будак [17] установил, что для подавления автоколебаний нарастающая линейная неравномерность зубьев более эффективна, чем чередующаяся альтернативная. В последующие годы количество публикаций по этой тематике, преимущественно для концевых фрез, постоянно нарастает [18].

В нашей стране фрезы с переменным шагом зубьев стали использовать в промышленности начиная со второй половины прошлого века [19]. Примеры их конструкций и опыт эксплуатации описаны в работе⁶. В настоящее время область их применения постоянно расширяется, наблюдается переход от опытных образцов к серийно выпускаемым инструментам. Подтверждением этому служит тот факт, что ведущий инструментальный концерн Sandvik Coromant⁷⁷ в последние годы стал предлагать потребителям широкий выбор торцевых фрез с переменным чередующимся шагом зубьев.

Важно отметить, что эти фрезы имеют монолитное исполнение с неизменным взаимным расположением зубьев. Поэтому, по мнению профессора С.С. Кедрова [20], они способны гасить вибрацию только при одной скорости резания. А так как в производственных условиях каждая фреза эксплуатируется

на разных скоростях, она должна иметь конструктивную возможность изменения шага зубьев для подавления автоколебаний в широком диапазоне частоты вращения шпинделя.

Экспериментальный образец виброустойчивой торцевой фрезы с регулируемым шагом зубьев (рис. 1) был создан в Забайкальском государственном университете [21]. Конструкция фрезы отличается простотой и компактностью. На периферии цилиндрического корпуса 1 выполнены рядом два кольцевых Т-образных паза. Восемь левых прямых проходных токарных резцов 2, играющих роль зубьев фрезы, крепятся на корпусе с требуемым шагом болтами 3, вставленными своими головками в эти пазы, гайками 4 и шайбами 5. Однако эта фреза обладает существенным недостатком, заключающимся в сложности и трудоемкости настройки шага зубьев. Для преодоления этого недостатка в Иркутском национальном исследовательском техническом университете была разработана новая конструкция сборной виброустойчивой торцевой фрезы с регулированием шага зубьев, на которую подана заявка на изобретение (В.М. Свинин, А.А. Иринчиев «Сборная торцевая фреза с регулируемым шагом зубьев»).

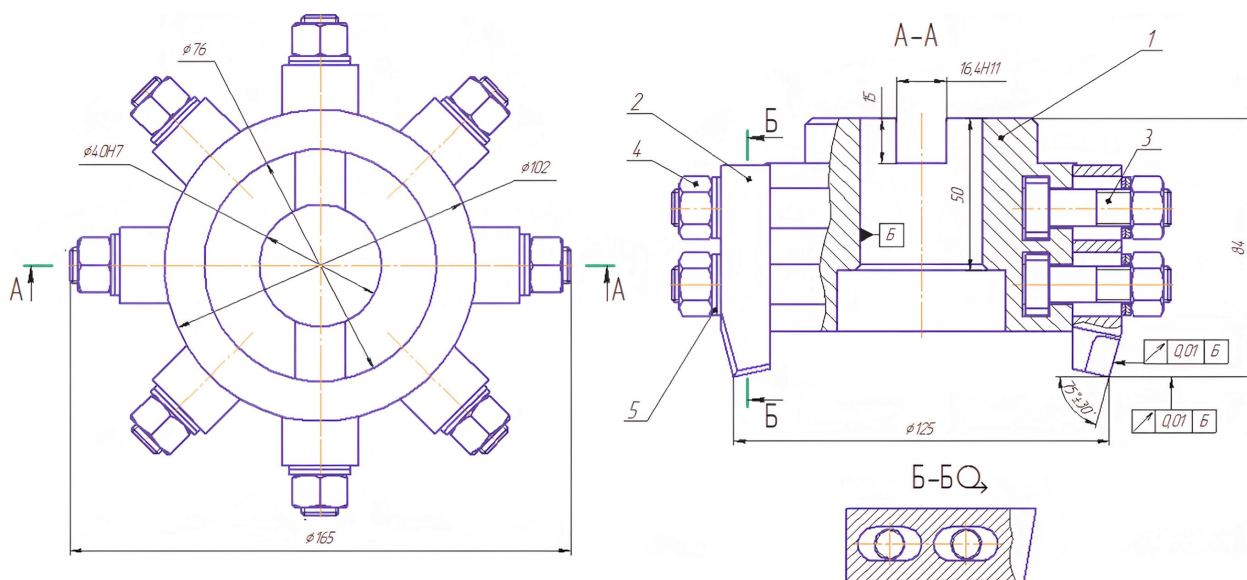


Рис. 1. Торцевая фреза с регулированием шага зубьев
Fig. 1. End mill with adjustable tooth pitch

⁶Баранчиков В.И., Жаринов А.В., Юдина Н.Д., Садыхов А.И. Прогрессивные режущие инструменты и режимы резания металлов: справочник. М.: Машиностроение, 1990. 400 с.

⁷⁷Вращающиеся инструменты: фрезерование, сверление, растачивание, инструментальная оснастка: каталог «Sandvik». 2020, 524 с. Режим доступа: <https://docs.steelcam.org/sandvik/katalog-sandvik-vrashayushisya-instrument-2020-page1?ysclid=mnjb76qng638001686> (дата обращения: 12.10.2025).

Целью представленного исследования является проверка работоспособности спроектированной фрезы и оценка эффективности подавления автоколебаний при ее работе.

ИНСТРУМЕНТ, ОБОРУДОВАНИЕ И МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ОПЫТОВ

Отличительной особенностью новой фрезы является возможность установки и закрепления любого до максимально возможного количества зубьев в произвольном угловом положении между собой. Это позволяет реализовывать различные последовательности изменения переменного шага зубьев для подавления как автоколебаний, так и вынужденных колебаний технологической системы (ТС).

Основой конструкции инструмента (рис. 2) служит круглый корпус 1, на переднем торце которого выполнен глубокий кольцевой паз, соосный посадочному отверстию. В пазу совместно установлены зубья и кольцевой клиновой прижим 2, закрепляющий их в требуемом угловом положении. Внутренние боковые поверхности зубьев и контактирующая с ними боковая поверхность клинового прижима изготовлены коническими с углом наклона 3° к оси инструмента. В днище кольцевого паза имеется двенадцать равномерно расположенных цилиндрических отверстий диаметром 12 мм, в которые свободно вставлены двенадцать крепежных винтов 3 диаметром М10, вкрученных в равномерно расположенные резьбовые отверстия М10, выполненные в кольцевом прижиме 2. При закручивании винтов 3 кольцевой прижим 2 подтягивается к днищу паза, создавая на внутренних боковых поверхностях зубьев силу трения, превосходящую по величине тангенциальную составляющую силы резания на зубе во время работы инструмента. Каждый зуб состоит из опоры 4, в продольном пазу которой установлена державка 5, несущая на опорной площадке своей головки режущую сменную многогранную пластинку (СМП) 6, закрепленную винтом 7. На переднем торце корпуса винтами 8 закреплен диск 9, боковая коническая поверхность которого в совокупности с узкой конической поверхностью на внешней стенке корпуса образуют базисующий желоб для

режущих пластинок. Предварительное закрепление режущих пластинок происходит при закручивании винтов 10, упирающихся в скосы на державках 5. При этом ослабленное положение крепящих винтов 7 позволяет пластинкам 6 самоустанавливаться по базисующему желобу. Окончательное закрепление режущих пластинок происходит при затягивании крепящих винтов 7 с помощью динамометрического ключа. Для раскрепления зубьев при очередной настройке их угловых шагов служат двенадцать резьбовых отверстий М10, расположенных между цилиндрическими отверстиями диаметром 12 мм. В них вкручивают винты 3, предварительно вывернутые из кольцевого прижима. При этом они сдвигают в обратном направлении кольцевой прижим 2, освобождая зубья.

Экспериментальный образец фрезы спроектирован и изготовлен в соответствии с рекомендациями ГОСТ 26595-85⁸. Он имеет диаметр расположения вершин зубьев 160 мм, диаметр посадочного отверстия 50 мм и максимально возможное количество устанавливаемых зубьев – 12. Зубья оснащены сменными режущими пластинками SCMT 120408 - OTR OC2125 производства компании ОКЕ (Китай). Твердый сплав OC2125 с многослойным CVD-покрытием предназначен по рекомендации производителя для прерывистой получистовой и черновой об-

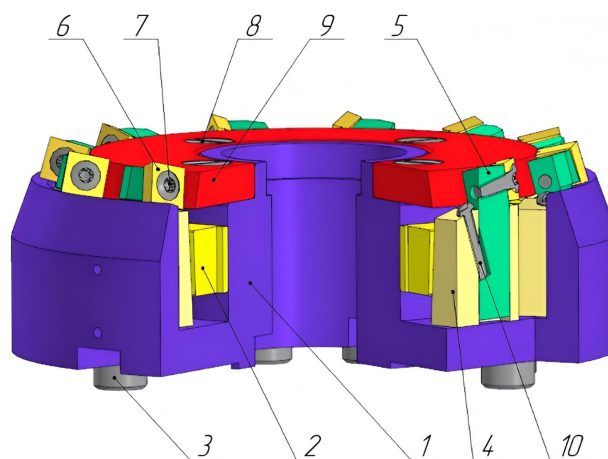


Рис. 2. Виброустойчивая торцовая фреза с произвольным регулированием шага зубьев

Fig. 2. Vibration-resistant end mill with arbitrary tooth pitch adjustment

⁸ГОСТ 26595-85. Фрезы торцовые с механическим креплением многогранных пластин. Типы и основные размеры. Введ. 01.07.1986. (до 01.01.2016). М.: Стандартиформ, 2010.

работки стали. Зубья имеют следующие геометрические параметры: $\varphi = 75^\circ$, $\gamma_{\text{рад}} = 13^\circ$, $\gamma_{\text{ос}} = 19^\circ$, $\alpha = 14^\circ$.

Кроме экспериментальной фрезы, в опытах использовали стандартную торцевую насадную 10-зубую фрезу $D = 160$ мм по ТУ 2-035-618-78 с тангенциальным расположением квадратных СМП 15x15x4 мм из твердого сплава КНТ-16 с геометрией зубьев $\varphi = 85^\circ$, $\lambda = +11^\circ$.

Опыты по резанию проводили на обрабатывающем центре DMG DMU 80P Duo Block при вертикальном положении шпинделя (рис. 3). Заготовку из стали 35 (HB = 160) крепили на фрезерном динамометре Kistler Type 9253B23, который, в свою очередь, был установлен на столе станка. Динамометр использовали для получения информации о частоте и амплитуде динамических составляющих силы резания. Принята следующая система координат станка: **Y** – направление продольной подачи инструмента, **Z** – вдоль оси инструмента, **X** – перпендикулярно осям **Y** и **Z**.

Для крепления фрез в шпинделе станка использовали стандартную оправку NT50-FMB50-070 и силовой цанговый патрон Showa SK50-СТН 50-120 в совокупности с оправкой диаметром 50 мм и длиной 155 мм. Второй вариант крепления фрезы может быть иногда необходим по условиям обработки конкретной детали. Он увеличивает вылет инструмента от шпинделя, снижая жесткость ТС



Рис. 3. Рабочая зона станка DMG DMU 80P Duo Block
Fig. 3. Working area of the DMG DMU 80P Duo Block machine-tool

и провоцируя возбуждение автоколебаний. Расстояние вершин зубьев инструмента от торца шпинделя: для стандартной фрезы на стандартной оправке – 115,8 мм, для экспериментальной фрезы на стандартной оправке – 138,5 мм и для экспериментальной фрезы на оправке и силовом патроне – 213,6 мм.

По рекомендации Справочника технолога-машиностроителя⁹ для обработки заготовки из углеродистой конструкционной стали использовали встречное несимметричное правое торцевое фрезерование без применения смазочно-охлаждающей жидкости со смещением инструмента над левым краем заготовки 6,4 мм. В опытах по резанию использовали режим, при котором $B = 134$ мм, $t = 1,5$ мм, $S_z = 0,15$ мм/зуб, $n = 380$ об/мин.

Измеренная частота собственных затухающих изгибных колебаний экспериментальной фрезы, закрепленной в шпинделе станка с помощью оправки и силового патрона, составила 254 Гц. Расчетная оборотная частота фрезы $f_n = n$ (об/мин)/60 = (380/60) = 6,3 Гц. Расчетная зубцовая частота вынужденных колебаний 10-зубой фрезы $f_z = f_n \cdot z = 6,3 \cdot 10 = 63$ Гц, а 12-зубой – $f_z = 6,3 \cdot 12 = 76$ Гц.

Всего было проведено 4 опыта по обработке заготовки на указанных выше режимах:

- 1) стандартной фрезой с постоянным шагом зубьев, закрепленной на стандартной оправке;
- 2) экспериментальной фрезой с постоянным шагом зубьев, закрепленной на стандартной оправке;
- 3) экспериментальной фрезой с постоянным шагом зубьев, закрепленной на оправке в силовом патроне;
- 4) экспериментальной фрезой с переменным шагом зубьев, закрепленной на оправке в силовом патроне.

РЕЗУЛЬТАТЫ ОПЫТОВ И ОБСУЖДЕНИЕ

Фрагменты осциллограмм составляющих силы резания по координатным направлениям и их спектрограммы представлены на рис. 4–7. Величины амплитуд и частот основных гармоник динамических составляющих силы резания в проведенных опытах приведены в табл. 1–4.

⁹Справочник технолога-машиностроителя / под ред. А.М. Дальского, А.Г. Суслова, А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова. Т. 2; 5-е изд., исправл. М.: Машиностроение-1, 2003. 944 с.

Таблица 1. Значения динамической силы резания в опыте № 1

Table 1. Values of dynamic cutting force in the experiment No. 1

Координатные направления	Амплитуда, Н / Частота гармоник динамической силы резания, Гц				
	вынужденные колебания			автоколебания	
	номер гармоники				
	1	2	3	1	2
X	84,1/65,1	37,5/125,1	30,1/190,2	28,9/255,3	20,3/505,6
Y	34,8/65,1	13,4/125,1	32,0/190,2	32,9/255,3	74,4/505,6
Z	37,2/65,1	18,6/125,1	12,6/190,2	18,8/255,3	9,5/505,6

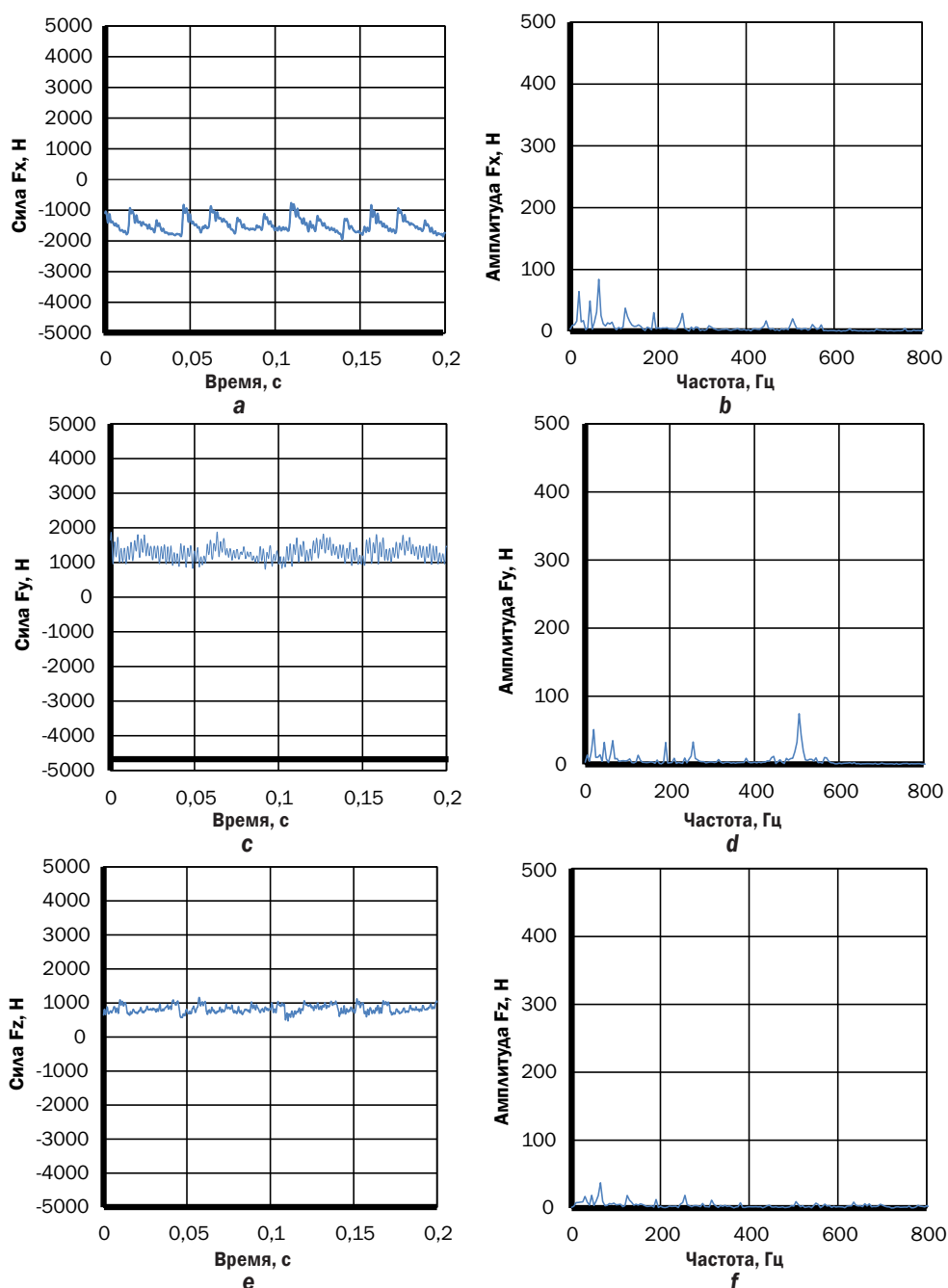


Рис. 4. Виброграммы и спектрограммы динамических составляющих силы резания по координатным направлениям в опыте № 1: а – виброграмма по оси X; б – спектрограмма по оси X; с – виброграмма по оси Y; д – спектрограмма по оси Y; е – виброграмма по оси Z; ф – спектрограмма по оси Z

Fig. 4. Vibration records and spectrograms of cutting force dynamic components in coordinate directions in the experiment No. 1: а – vibration record along the X axis; б – spectrogram along the X axis; с – vibration record along the Y axis; д – spectrogram along the Y axis; е – vibration record along the Z axis; ф – spectrogram along the Z axis

Таблица 2. Значения динамической силы резания в опыте № 2

Table 2. Values of dynamic cutting force in the experiment No. 2

Координатные направления	Амплитуда, Н / Частота гармоник динамической силы резания, Гц				
	вынужденные колебания			автоколебания	
	номер гармоники				
	1	2	3	1	2
X	82,4/75,1	43,1/150,2	17,5/225,6	14,4/290,3	26,4/530,6
Y	69,1/75,1	32,3/155,2	80,5/230,3	15,0/305,4	119,6/510,6
Z	19,2/65,1	19,8/150,2	22,0/230,3	36,5/305,4	18,5/510,6

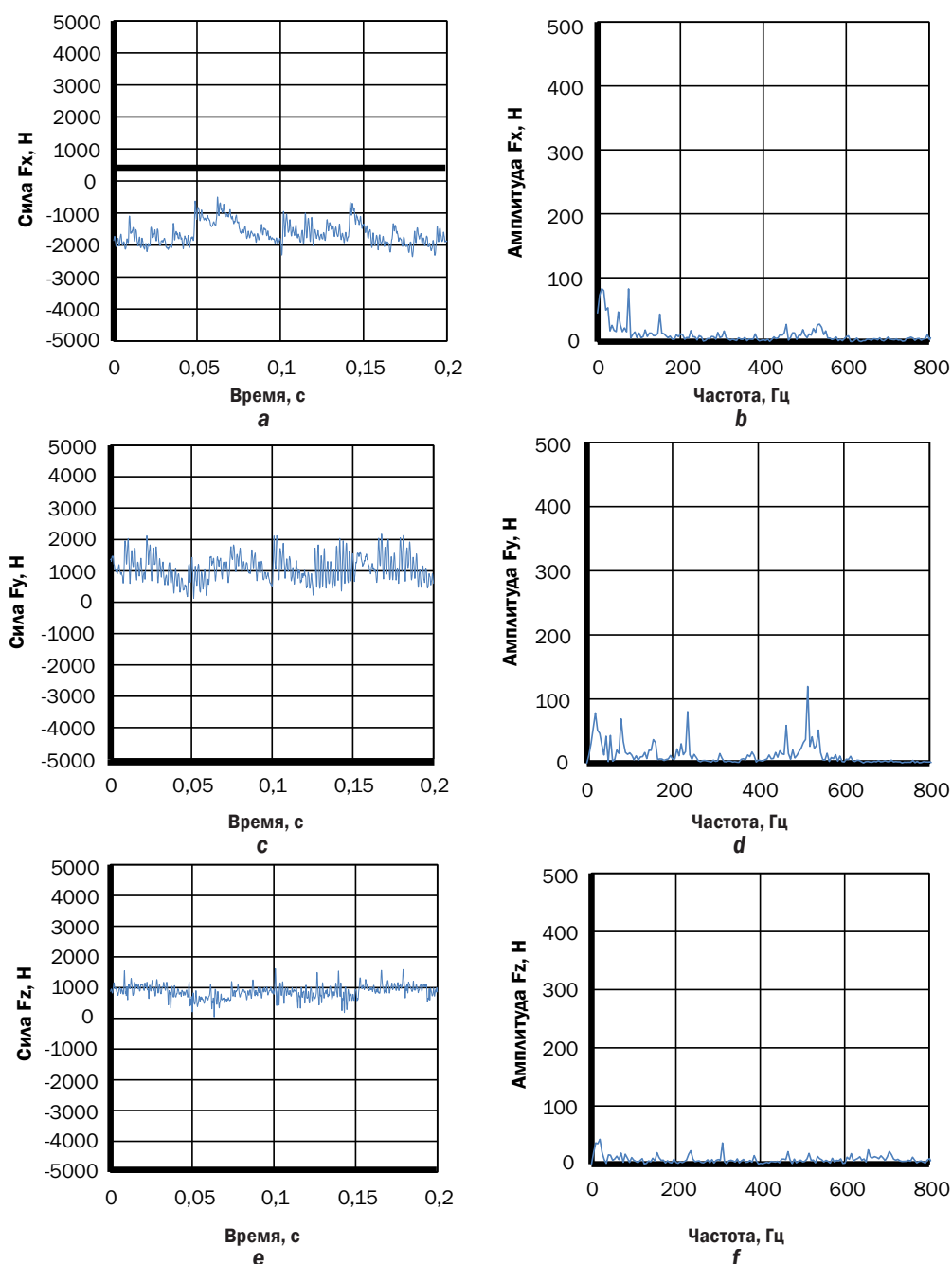


Рис. 5. Виброграммы и спектрограммы динамических составляющих силы резания по координатным направлениям в опыте № 2: а – виброграмма по оси X; б – спектрограмма по оси X; с – виброграмма по оси Y; д – спектрограмма по оси Y; е – виброграмма по оси Z; ф – спектрограмма по оси Z

Fig. 5. Vibration records and spectrograms of cutting force dynamic components in coordinate directions in the experiment No. 2: а – vibration record along the X axis; б – spectrogram along the X axis; с – vibration record along the Y axis; д – спектрограмма along the Y axis; е – vibration record along the Z axis; ф – спектрограмма along the Z axis

Таблица 3. Значения динамической силы резания в опыте № 3

Table 3. Dynamic cutting force values in the experiment No. 3

Координатные направления	Амплитуда, Н / Частота гармоник динамической силы резания, Гц				
	вынужденные колебания			автоколебания	
	номер гармоники				
	1	2	3	1	2
X	56,4/70,1	30,9/135,2	54,2/195,2	329,1/245,3	142,9/505,6
Y	50,7/70,1	34,4/135,2	40,8/200,2	466,3/245,3	212,7/495,6
Z	13,8/70,1	13,0/135,2	11,4/210,2	481,6/245,3	56,0/505,6

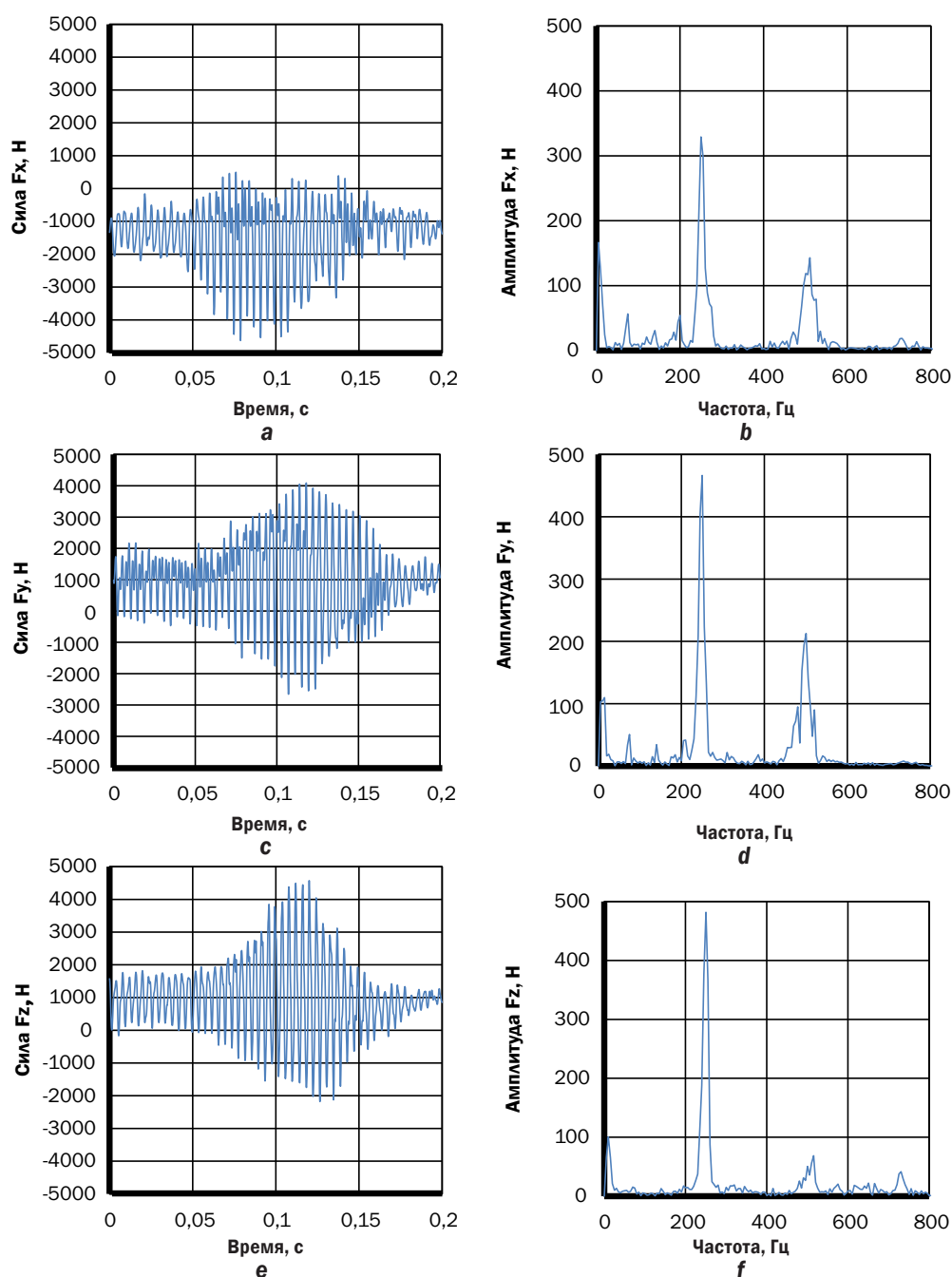


Рис. 6. Виброграммы и спектрограммы динамических составляющих силы резания по координатным направлениям в опыте № 3: а – виброграмма по оси X; б – спектрограмма по оси X; с – виброграмма по оси Y; д – спектрограмма по оси Y; е – виброграмма по оси Z; ф – спектрограмма по оси Z

Fig. 6. Vibration records and spectrograms of the cutting force dynamic components in coordinate directions in the experiment No. 3: а – vibration record along the X axis; б – spectrogram along the X axis; с – vibration record along the Y axis; д – spectrogram along the Y axis; е – vibration record along the Z axis; ф – spectrogram along the Z axis

Таблица 4. Значения динамической силы резания в опыте № 4
Table 4. Dynamic cutting force values in the experiment No. 4

Координатные направления	Амплитуда, Н / Частота гармоник динамической силы резания, Гц				
	вынужденные колебания			автоколебания	
	номер гармоники				
	1	2	3	1	2
X	103,1/75,1	46,1/150,2	35,4/190,2	23,4/255,3	47,8/536,6
Y	56,0/75,1	18,4/150,2	28,3/215,3	16,4/260,3	84,4/510,6
Z	59,4/75,1	17,5/150,2	16,1/235,3	29,9/260,3	11,0/505,6

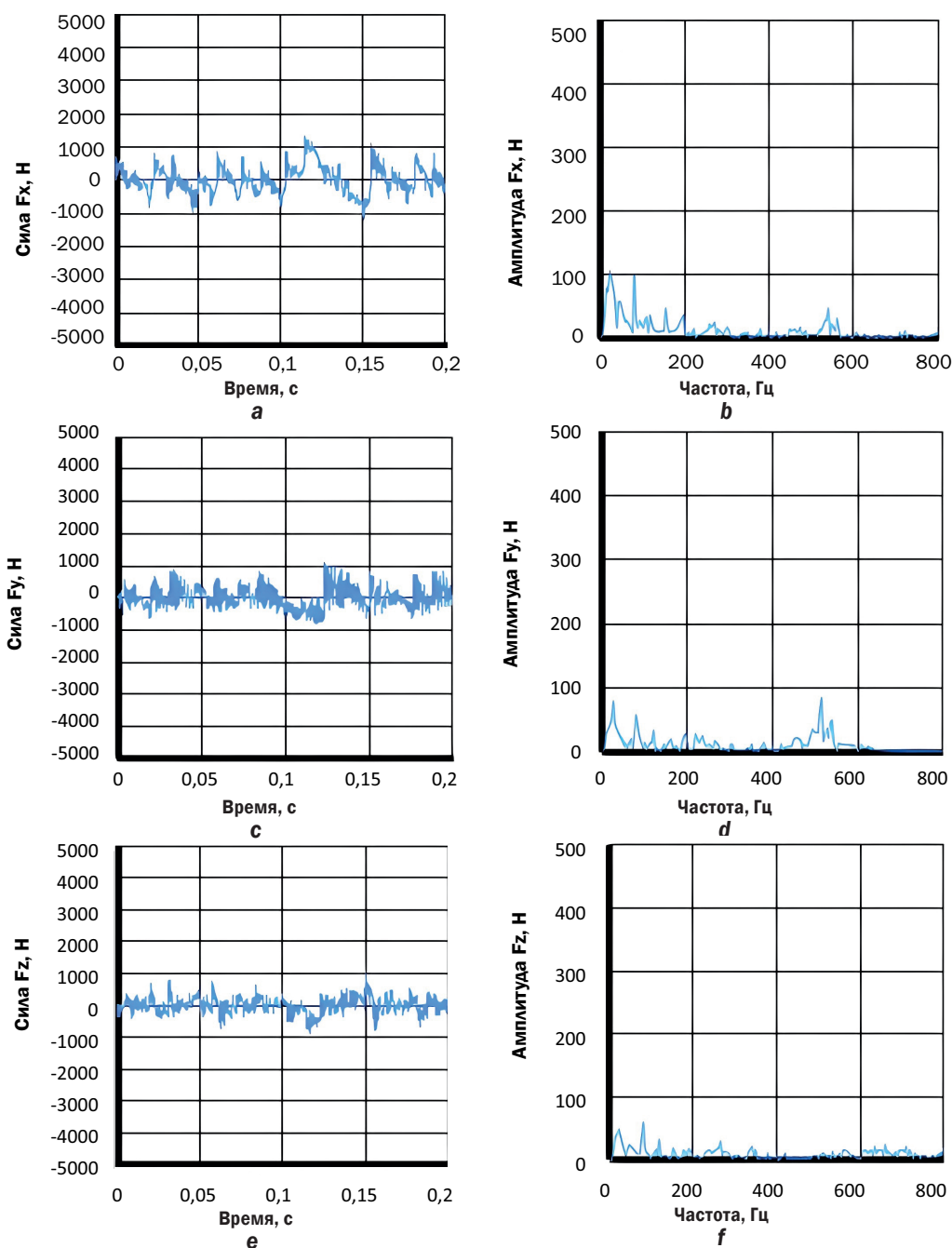


Рис. 7. Виброграммы и спектрограммы динамических составляющих силы резания по координатным направлениям в опыте № 4: а – виброграмма по оси X; б – спектрограмма по оси X; с – виброграмма по оси Y; д – спектрограмма по оси Y; е – виброграмма по оси Z; ф – спектрограмма по оси Z

Fig. 7. Vibration records and spectrograms of the cutting force dynamic components in coordinate directions in the experiment No. 4: a – vibration record along the X axis; b – spectrogram along the X axis; c – vibration record along the Y axis; d – spectrogram along the Y axis; e – vibration record along the Z axis; f – spectrogram along the Z axis

Как видно из рис. 4 и табл. 1, процесс резания жесткой заготовки стандартной торцевой фрезой с постоянным шагом зубьев, закрепленной на стандартной фрезерной оправке, сопровождается вынужденными колебаниями на первых трех гармониках и автоколебаниями на первой и преимущественно второй гармониках. Частоты вынужденных колебаний близки по кратности к зубцовой частоте (63 Гц) 10-зубой фрезы при частоте вращения шпинделя 380 об/мин. Частота первой гармоники автоколебаний близка к частоте собственных изгибных затухающих колебаний фрезы на оправке (254 Гц), а второй гармоники – к ее удвоенному значению. Вынужденные колебания наиболее заметны на осциллограмме в направлении **X**, а автоколебания – на осциллограмме в направлении **Y** и спектрограмме того же направления.

При замене на стандартной оправке стандартной фрезы на экспериментальную с постоянным шагом зубьев (см. рис. 5 и табл. 2) расстояние от вершин зубьев инструмента до торца шпинделя увеличивается на 22,7 мм, снижая жесткость ТС. Уменьшение этой жесткости привело к росту амплитуды динамической составляющей силы резания (автоколебаний) в направлении подачи с 74,4 до 119,6 Н, т.е. в 1,6 раза.

С целью более существенного снижения жесткости ТС экспериментальную фрезу переустановили на оправку диаметром 50 мм с закреплением в силовом цанговом патроне, увеличив таким образом вылет инструмента еще на 75,1 мм, т.е. в 1,54 раза. Пониженная жесткость инструмента спровоцировала лавинообразное возбуждение интенсивных автоколебаний по всем координатным направлениям (рис. 6 и табл. 3), мало изменив вынужденные колебания. Кратность повышения амплитуд автоколебаний приведена в табл. 5. По разным координатным направлениям увеличение амплитуд первой гармоники автоколебаний со-

ставляло от 13,2 до 31,1 раза, а второй гармоники – на порядок меньше: от 1,8 до 5,4 раза.

Для экспериментальной оценки эффективности подавления автоколебаний нежестко закрепленной торцевой фрезы путем создания чередующегося переменного шага зубьев был проведен четвертый опыт. Принятая скорость резания $v = \pi D n / 1000 = \pi \cdot 160 \cdot 380 / 1000 = 191$ м/мин = 3,183 м/с. Частота первой гармоники подавляемых автоколебаний $f_{1ак} = 245,3$ Гц. Длина волны первой гармоники автоколебаний на поверхности резания $l_{1ак} = v / f_{1ак} = 3,183 / 245,3 = 0,0129779$ м $\approx 12,978$ мм. Центральный угол, соответствующий одной волне первой гармоники автоколебаний на поверхности резания диаметром $D = 160$ мм составляет $\alpha_1 = l_{1ак} \cdot D / 2$ рад = $(l_{1ак} \cdot D / 2) / 57,3^\circ = 12,978 \cdot 80 = 1\,038,24$ рад $\approx 18,119^\circ$. С целью создания разности шагов смежных зубьев величиной в половину длины волны автоколебаний и тем самым их подавления необходимо четные зубья инструмента сместить от равномерного их положения на одну четверть центрального угла. Для первой гармоники автоколебаний это смещение составляет примерно $4,5^\circ$. Таким образом, экспериментальная фреза была настроена на переменный чередующийся шаг зубьев и подвергнута испытанию резанием.

Сравнение работы экспериментальной фрезы с переменным шагом зубьев, закрепленной на оправке в силовом патроне с работой стандартной фрезы с постоянным шагом зубьев, закрепленной на стандартной оправке, показало, что амплитуды вынужденных колебаний и автоколебаний имеют по величине примерно один порядок (см. рис. 7, табл. 4, рис. 4 и табл. 1). Равенство уровней вибрации в обоих случаях наблюдается при значительно меньшей жесткости крепления экспериментальной фрезы, поскольку ее вылет из шпинделя больше в 1,84 раза.

Таблица 5. Кратность повышения амплитуд динамических составляющих силы резания вследствие увеличения длины вылета фрезы из шпинделя

Table 5. Multiplicity factor in the amplitude increase of the cutting force dynamic components due to an increase in the run-out length of the milling cutter from the spindle

Координатные направления	Повышение амплитуды динамической силы резания, разы (кол-во раз)	
	номер гармоники автоколебаний	
	1	2
X	22,9	5,4
Y	31,1	1,8
Z	13,2	3,0

Таблица 6. Кратность снижения динамических составляющих силы резания вследствие чередующейся переменности шага зубьев

Table 6. Reduction factor of the cutting force dynamic components due to the alternating variability of the tooth pitch

Координатные направления	Уменьшение амплитуды динамической силы резания, разы (кол-во раз)	
	номер гармоники автоколебаний	
	1	2
X	13,1	3,0
Y	28,3	2,5
Z	16,1	6,2

Сравнение результатов опытов № 3 и 4 (см. рис. 6, табл. 3, рис. 7, табл. 4) показало, что ожидаемый эффект подавления первой гармоники автоколебаний за счет переменного шага зубьев успешно подтвердился. Снижение амплитуды обеих гармоник автоколебаний по координатным направлениям представлено в табл. 6. Наиболее мощные и опасные автоколебания в направлении подачи снижены более чем в 28 раз.

Это кардинальным образом должно улучшить точность и качество обработки деталей и стойкость инструмента. Результаты испытания показывают, что предложенная конструкция торцовой фрезы с произвольным регулированием шага зубьев является эффективной мерой для борьбы с автоколебаниями и может быть рекомендована для промышленного внедрения. При использовании фрезы на производстве настройку переменного шага зубьев можно проводить по результатам измерения штангенциркулем длины волны автоколебаний на поверхности резания, поскольку при торцовом фрезеро-

вании конструкционных сталей эта длина достаточно велика (порядка 10...20 мм).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные исследования показали, что интенсивные автоколебания, возникающие в ТС при торцовом фрезеровании в условиях ее пониженной жесткости, могут быть успешно подавлены путем применения инструмента с переменным шагом зубьев. С целью широкой реализации такого подхода в машиностроительной промышленности требуется разработка гаммы инструментов с регулируемым положением зубьев для различных условий обработки деталей. Помимо фрез этот подход может быть применен к другим многозубым инструментам: расточным головкам, зенкерам, протяжкам и т.д. Это открывает новые перспективы предприятиям инструментальной промышленности для создания и выпуска высокопроизводительных металлорежущих инструментов, обладающих конструктивной возможностью регулирования положения зубьев.

Список источников

1. Васин С.А. Прогнозирование виброустойчивости инструмента при точении и фрезеровании. М.: Машиностроение, 2006. 383 с.
2. Altintas Y., Weck M. Chatter stability of metal cutting and grinding. *CIRP Annals*. 2004. Vol. 53. Iss. 2. P. 619–642. [https://doi.org/10.1016/S0007-8506\(07\)60032-8](https://doi.org/10.1016/S0007-8506(07)60032-8).
3. Munoa J., Beudaert X., Dombovari Z., Altintas Y., Budak E., Brecher C., et al. Chatter suppression techniques in metal cutting // *CIRP Annals*. 2016. Vol. 65. Iss. 2. P. 785–808. <https://doi.org/10.1016/j.cirp.2016.06.004>.
4. Altintas Yu., Stepan G., Budak E., Schmitz T.L. Chatter stability of machining operations // *Journal of Manufacturing Science and Engineering*. 2020. Vol. 142. Iss. 11. P. 110801. <https://doi.org/10.1115/1.4047391>.
5. Liu Bo, Liu Changfu, Yu Xinli, Zhou Yang, Wang Daohai. Prediction, detection, and suppression of regenerative chatter in milling // *Advances in Mechanical Engineering*. 2022. Vol. 14. Iss. 10. P. 168781322211297. <https://doi.org/10.1177/16878132221129746>.
6. Li Zhenmin, Song Qinghua, Jin Peijian, Liu Zhanqiang, Wang Bing, Ma Haifeng. Chatter suppression techniques in milling processes: a state of the art review // *Chinese Journal of Aeronautics*. 2024. Vol. 37. Iss. 7. P. 1–23. <https://doi.org/10.1016/j.cja.2023.10.001>.
7. Sun Yuwen, Yan Shichao, Sun Shuoxue, Niu Jinbo, Xu Jinting, Chen Mansen, et al. A review of chatter suppression in thin-wall milling: strategies, mechanisms, and applications // *International Journal of Extreme Manufacturing*. 2025. Vol. 7. Iss. 6. P. 062003. <https://doi.org/10.1088/2631-7990/ade24>.
8. Васин Л.А., Васин С.А., Кошелева А.А. Эмерджентный подход к созданию виброустойчивых режущих инструментов // *Известия Тульского государственного университета. Технические науки*. 2014. Вып. 11-2. Ч. 2. С. 377–385. EDN: TTKZMX.

9. Xia Yan, Wan Yi, Luo Xichun, Wang Hongwei, Gong Ning, Cao Jinglong, et al. Chatter suppression in large overhang face milling using a toolholder with high dynamic performance // *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2020. Vol. 108. Iss. 5. P. 1713–1724. <https://doi.org/10.1007/s00170-020-05515-3>.
10. Журавлев М.П., Кравченко К.Ю., Элькинд Д.М. Виброустойчивость при обработке торцевыми фрезами с переменным шагом // *Вестник Брянского государственного технического университета*. 2018. № 8. С. 14–24. https://doi.org/10.30987/article_5bb5e69727bb41.28471955.
11. Iglesias A., Dombovari Z., Gonzalez Fernandez G., Munoa J., Stepan G. Optimum selection of variable pitch for chatter suppression in face milling operations // *Materials*. 2019. Vol. 12. Iss. 1. P. 112. <https://doi.org/10.3390/ma12010112>.
12. Hahn R.S. Metal-cutting chatter and its elimination // *Trans ASME Journal of Engineering for Industry. Series B*. 1953. Vol. 74. P. 1073–1080.
13. 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.
14. Opitz H., Dregger E.U., Roesch H. Improvement of the dynamic stability of the milling process by irregular tooth pitch // *Advances in Machine Tool Design and Research, Proceedings of MTDR Conference 7*. London: Pergamon Press, 1966. Vol. 7. P. 213–227.
15. Vanherck P. Increasing milling machine productivity by use of cutters with non-constant cutting edge pitch // *8th Machine Tool Design and Research Conference*. Manchester, 1967. P. 947–960.
16. Tiusty J., Ismail F., Zaton W. Use of special milling cutters against chatter // *North American Manufacturing Research Conference*. Madison: University of Wisconsin, 1983. Vol. 11. P. 408–415.
17. Budak E. An analytical design method for milling cutters with nonconstant pitch to increase stability // *Journal of Manufacturing Science and Engineering*. 2003. Vol. 125. Iss. 1. P. 35–38.
18. Dong Xinfeng, Li Xinyong, Zhang Lei, Zhao Fu, Li Yongsheng, Yang Yong. Chatter suppression analysis for variable pitch cutter in milling // *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2023. Vol. 131. Iss. 5-6. P. 3193–3203. <https://doi.org/10.1007/s00170-023-11887-z>.
19. Дыков А.Т., Ясинский Г.И. Прогрессивный режущий инструмент в машиностроении. Л.: Машиностроение, 1972. 224 с.
20. Кедров С.С. Колебания металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1978. 199 с.
21. Свинин В.М., Самородов П.А., Лобанов Д.В., Скиба В.Ю. Исследование нежесткой технологической системы при торцовом фрезеровании инструментом с переменным шагом зубьев // *Системы. Методы. Технологии*. 2016. № 4. С. 39–44. <https://doi.org/10.18324/2077-5415-2016-4-39-44>. EDN: XEENUF.

References

1. Vasin S.A. *Prediction of tool vibration resistance during turning and milling*. Moscow: Mashinostroyeniye; 2006, 383 p. (In Russ.).
2. Altintas Y., Weck M. Chatter stability of metal cutting and grinding. *CIRP Annals*. 2004;53(2):619-642. [https://doi.org/10.1016/S0007-8506\(07\)60032-8](https://doi.org/10.1016/S0007-8506(07)60032-8).
3. Munoa J., Beudaert X., Dombovari Z., Altintas Y., Budak E., Brecher C., et al. Chatter suppression techniques in metal cutting. *CIRP Annals*. 2016;65(2):785-808. <https://doi.org/10.1016/j.cirp.2016.06.004>.
4. Altintas Yu., Stepan G., Budak E., Schmitz T.L. Chatter stability of machining operations. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*. 2020;142(11):110801. <https://doi.org/10.1115/1.4047391>.
5. Liu Bo, Liu Changfu, Yu Xinli, Zhou Yang, Wang Daohai. Prediction, detection, and suppression of regenerative chatter in milling. *Advances in Mechanical Engineering*. 2022;14(10):168781322211297. <https://doi.org/10.1177/16878132221129746>.
6. Li Zhenmin, Song Qinghua, Jin Peijian, Liu Zhanqiang, Wang Bing, Ma Haifeng. Chatter suppression techniques in milling processes: a state of the art review. *Chinese Journal of Aeronautics*. 2024;37(7):1-23. <https://doi.org/10.1016/j.cja.2023.10.001>.
7. Sun Yuwen, Yan Shichao, Sun Shuoxue, Niu Jinbo, Xu Jinting, Chen Mansen, et al. A review of chatter suppression in thin-wall milling: strategies, mechanisms, and applications. *International Journal of Extreme Manufacturing*. 2025;7(6):062003. <https://doi.org/10.1088/2631-7990/ade24>.
8. Vasin L.A., Vasin S.A., Kosheleva A.A. Emergent approach to creation of vibration-proof cutting tools. *Proceedings of the Tula State University. Technical Science*. 2014;11-2(2):377-385. EDN: TKKZMX.
9. Xia Yan, Wan Yi, Luo Xichun, Wang Hongwei, Gong Ning, Cao Jinglong, et al. Chatter suppression in large overhang face milling using a toolholder with high dynamic performance. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2020;108(5):1713-1724. <https://doi.org/10.1007/s00170-020-05515-3>.
10. Zhuravlev M., Kravchenko K., El'kind D. Vibration resistance at processing by end mills with variable pitch. *Bulletin of Bryansk State Technical University*. 2018;8:14-24. https://doi.org/10.30987/article_5bb5e69727bb41.28471955.
11. Iglesias A., Dombovari Z., Gonzalez Fernandez G., Munoa J., Stepan G. Optimum selection of variable pitch for chatter suppression in face milling operations. *Materials*. 2019;12(1):112. <https://doi.org/10.3390/ma12010112>.
12. Hahn R.S. Metal-cutting chatter and its elimination. *Trans ASME Journal of Engineering for Industry. Series B*. 1953;74:1073-1080.

13. Slavicek J. The effect of irregular tooth pitch on stability of milling. In: *Proceedings of the 6th MTDR Conference*. London: Pergamon Press; 1965, p. 15-22.
14. Opitz H., Dregger E.U., Roese H. Improvement of the dynamic stability of the milling process by irregular tooth pitch. In: *Advances in Machine Tool Design and Research, Proceedings of MTDR Conference 7*. London: Pergamon Press; 1966, vol. 7, p. 213-227.
15. Vanherck P. Increasing milling machine productivity by use of cutters with non-constant cutting edge pitch. In: *8th Machine Tool Design and Research Conference*. Manchester; 1967, p. 947-960.
16. Tlustý J., Ismail F., Zaton W. Use of special milling cutters against chatter. In: *North American Manufacturing Research Conference*. Madison: University of Wisconsin; 1983, vol. 11, p. 408-415.
17. Budak E. An analytical design method for milling cutters with nonconstant pitch to increase stability. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*. 2003;125(1):35-38.
18. Dong Xinfeng, Li Xinyong, Zhang Lei, Zhao Fu, Li Yongsheng, Yang Yong. Chatter suppression analysis for variable pitch cutter in milling. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2023;131(5-6):3193-3203. <https://doi.org/10.1007/s00170-023-11887-z>.
19. Dykov A.T., Yasinsky G.I. *Progressive cutting tools in mechanical engineering*. Leningrad: Mashinostroenie; 1972, 224 p. (In Russ.).
20. Kedrov S.S. *Oscillations of metal-cutting machines*. Moscow: Mashinostroenie; 1978, 199 p. (In Russ.).
21. Svinin V.M., Samorodov P.A., Lobanov D.V., Skeebe V.Yu. Research of non-rigid technological system when face-milling with the tool with differential tooth pitch. *Systems. Methods. Technologies*. 2016;4:39-44. (In Russ.). <https://doi.org/10.18324/2077-5415-2016-4-39-44>. EDN: XEENUF.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Свинин Валерий Михайлович,
доктор технических наук, профессор,
профессор кафедры технологии и оборудования
машиностроительных производств,
Иркутский национальный исследовательский
технический университет,
664074, Российская Федерация,
г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83
svinin_vm@mail.ru

Иринчиев Андрей Андреевич,
аспирант,
Иркутский национальный исследовательский
технический университет,
664074, Российская Федерация,
г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83
✉ andrey.iaa2000@yandex.ru

Пятых Алексей Сергеевич,
кандидат технических наук, доцент,
доцент кафедры технологии и оборудования
машиностроительных производств,
Иркутский национальный исследовательский
технический университет,
664074, Российская Федерация,
г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83
pyatykhas@ex.istu.edu
<https://orcid.org/0000-0002-4116-9190>

Пономарев Борис Борисович,
д.т.н., профессор,
начальник управления по дополнительному
образованию и социальной работе,
Иркутский национальный исследовательский
технический университет,
664074, Российская Федерация,
г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83
pusw@ex.istu.edu
<https://orcid.org/0000-0003-1185-8638>

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Valery M. Svinin,
Dr. Sci. (Eng.), Professor,
Professor of the Department of Technology and
Equipment for Machine-Building Production,
Irkutsk National Research Technical University,
83, Lermontov St., Irkutsk 664074,
Russian Federation
svinin_vm@mail.ru

Andrey A. Irincheev,
Postgraduate Student,
Irkutsk National Research Technical University,
83, Lermontov St., Irkutsk 664074,
Russian Federation
✉ andrey.iaa2000@yandex.ru

Aleksey S. Pyatykh,
Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor,
Associate Professor of the Department of
Technology and Equipment for Machine-Building
Production,
Irkutsk National Research Technical University,
83, Lermontov St., Irkutsk 664074,
Russian Federation
pyatykhas@ex.istu.edu
<https://orcid.org/0000-0002-4116-9190>

Boris B. Ponomarev,
Dr. Sci. (Eng.), Professor,
Head of the Department of Continuing
Education and Social Work,
Irkutsk National Research Technical University,
83, Lermontov St., Irkutsk 664074, Russian Federation
pusw@ex.istu.edu
<https://orcid.org/0000-0003-1185-8638>

Димов Юрий Владимирович,
доктор технических наук, профессор,
профессор-консультант кафедры конструирования
и стандартизации в машиностроении,
Иркутский национальный исследовательский
технический университет,
664074, Российская Федерация,
г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83
dimov-ura@yandex.ru

Yury V. Dimov,
Dr. Sci. (Eng.), Professor,
Consulting Professor of the Department
of Mechanical Engineering Design and Standardization,
Irkutsk National Research Technical University,
83, Lermontov St., Irkutsk 664074,
Russian Federation
dimov-ura@yandex.ru

Заявленный вклад авторов

Все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Информация о статье

Статья поступила в редакцию 21.02.2026 г.; одобрена после рецензирования 23.03.2026 г.; принята к публикации 11.05.2026 г.

Authors' contribution

The authors contributed equally to this article.

Conflict of interests

The authors declare no conflict of interests.

The final manuscript has been read and approved by all the co-authors.

Information about the article

The article was submitted 21.02.2026; approved after reviewing 23.03.2026; accepted for publication 11.05.2026.