Интерн111ет-журнал «Науковедение» ISSN 2223-5167 http://naukovedenie.ru/

Том 8, №6 (2016) http://naukovedenie.ru/vol8-6.php

URL статьи: http://naukovedenie.ru/PDF/132TVN616.pdf

Статья опубликована 31.01.2017

Ссылка для цитирования этой статьи:
Куць В.А., Николаев С.М., Иванов И.И. Метод детектирования автоколебаний узлов технологической системы при фрезерной обработке. Часть 1: Описание и апробация алгоритма детектирования // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» Том 8, №6 (2016) http://naukovedenie.ru/PDF/132TVN616.pdf (доступ свободный). Загл. с экрана. Яз. рус., англ.

Данная статья подготовлена в ходе выполнения работ по проектной части гос. задания № 9.1073.2014/К от 17.07.2014 в сфере научной деятельности

УДК 62

Куць Владимир Андреевич
ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет им. Баумана», Россия, Москва[1]
Инженер-исследователь
E-mail: vlankuts@gmail.com

Николаев Сергей Михайлович
ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет им. Баумана», Россия, Москва
Инженер-исследователь
E-mail: nikolaev.sergei@outlook.com

Иванов Илья Игоревич
ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет им. Баумана», Россия, Москва
Инженер-исследователь
E-mail: ivanovilig@yandex.ru

Метод детектирования автоколебаний узлов технологической системы при фрезерной обработке. Часть 1: Описание и апробация алгоритма детектирования

Аннотация. В работе представлен новый метод детектирования автоколебаний при фрезеровании. На сегодняшний день, наличие автоколебаний в системе инструмент-деталь является одним из главных факторов, снижающих производительность процесса фрезерования сложнопрофильных податливых деталей. Возникновение автоколебаний, или так называемого чаттера, в процессе фрезерования приводят к значительным амплитудам вибраций инструмента/детали и сил резания. Чаттер происходят на частоте близкой к одной из собственных частот системы.

Авторами статьи разработан алгоритм детектирования автоколебаний на основе обработки временного отклика системы. В основе метода лежит анализ сингулярного спектра, который, в сочетании с демодуляцией и фильтрацией, позволяет интерпретировать компоненты временного отклика. Отношение амплитуды колебаний системы на частоте, не кратной частоте прохождения режущих кромок к максимальной амплитуде колебаний на частоте, кратной

[1] 105005, ул. 2-ая Бауманская 5

частоте прохождения режущих кромок является индикатором возникновения чаттера в системе.

Тестирование разработанного алгоритма проведено на временных реализациях, полученных по результатам численного многовариантного моделировании динамики плоского фрезерования. В результате работы алгоритма определена частота и амплитуда автоколебаний, возникающих на различных режимах обработки.

Авторами предложена новая интерпретация результатов многовариантного моделирования процесса фрезерования - карта режимов, которая позволяет назначить параметры режимов обработки, при которых в системе не будут возникать автоколебания, что благоприятно скажется на процессе обработки.

Результаты работы показали эффективность разработанного подхода для решения задачи детектирования чаттера и назначении виброустойчивых режимов фрезерования податливых деталей.

Ключевые слова: автоколебания; детектирование чаттера; динамика фрезерования; устойчивость резания; сингулярный спектральный анализ; метод главных компонент; демодуляция; фильтрация

Введение

В настоящее время одной из главных задач при механической обработке фрезерованием деталей является выбор параметров режимов обработки. При некотором сочетании параметров в системе инструмент-деталь возникают автоколебания, т.н. «чаттер», которые негативно сказываются на показателях качества обработки и способствуют ускоренному износу инструмента и узлов станка.

В настоящей работе представлен новый алгоритм детектирования автоколебаний при фрезеровании, позволяющий определить оптимальные параметры режимов обработки, при которых не возникают автоколебания в системе инструмент-деталь, а, следовательно, повысить качество и производительность процесса.

Интерес к проблеме автоколебаний при фрезеровании стремительно растёт (рис. 1) [1] и обусловлен высокими требованиями к качеству обрабатываемых деталей, а также необходимостью создавать детали сложной геометрии из труднообрабатываемых материалов.

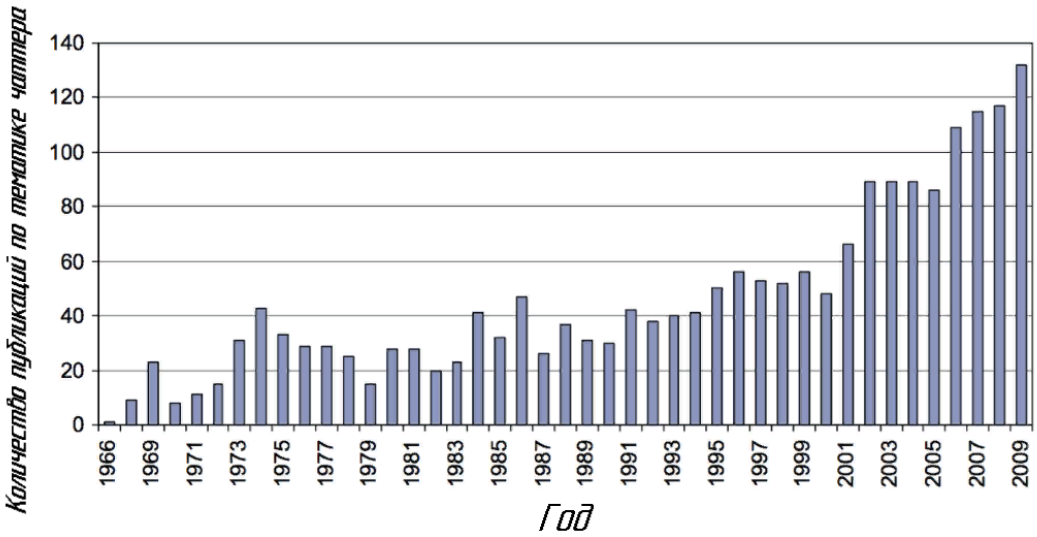


Рисунок 1. *Количество публикуемых работ по проблеме автоколебаний при фрезеровании [1]*

О наличии автоколебаний в системе говорит ряд признаков [2]: колебания системы происходят на частоте, отличной от частоты прохождения режущих кромок и стремящейся к одной из собственных частот системы; амплитуды колебаний значительно возрастают. Анализ именно этих признаков лежит в основе методов детектирования автоколебаний по сигналу измерений. В таблице 1 представлены основные методы детектирования, использующиеся на сегодняшний день.

Таблица 1

Методы детектирования автоколебаний при фрезеровании (составлено автором)

№	Способ обработки сигнала	Критерий детектирования	Описание
1 [2]	-----	Измеряемое значение амплитуды сигнала превышает пороговое значение	Вычисляется максимальное значение амплитуды сигнала и сравнивается с пороговым. Пороговое значение определяется на устойчивых режимах.
2 [2]	Преобразование Фурье	Частота максимального пика в спектре сигнала не кратна частоте прохождения режущих кромок	По спектру измеренного сигнала определяется частота, соответствующая максимальному значению амплитуды. Проводится сравнение измеренной частоты и частот, кратных частоте прохождения режущих кромок.
3 [2]	-----	Значение дисперсии отсчетов сигнала, снимаемых один раз за оборот превышает пороговое значение	Вычисляется значение дисперсии отсчетов сигнала, снимаемых раз за оборот: $\sigma^2 = \frac{\sum_{i=1}^{N}(x_i^2 - x_m^2)}{N-1}$ $x_m = \frac{\sum_{i=1}^{N} x_i}{N}$ и сравнивается с пороговым значением, определенным на устойчивых режимах.
4 [3, 4, 5]	Демодуляция с последующей фильтрацией	Обработанный сигнал превышает пороговое значение	Измеряемый сигнал умножается на гармонику с частотой, кратной частоте прохождения зуба (демодуляция), после чего пропускается через ФНЧ. Исследуется изменение обработанного сигнала.
5 [3, 6]	Модель Box-Jenkins $y(t) = B(q)u(t) + \frac{1}{D(q)}e(t)$	Превышение дисперсии порогового значения	Модель Box-Jenkins относится к параметрическим методам детектирования автоколебаний. Слагаемое $B(q)u(t)$ описывает вынужденные колебания, а $\frac{1}{D(q)}e(t)$ - автоколебания. С помощью специальных алгоритмов вычисляются коэффициенты модели и дисперсия белого шума - $e(t)$. Возрастание дисперсии свидетельствует о возникновении автоколебаний. С помощью коэффициентов полинома $D(q)$ можно определить частоту автоколебаний.
6 [15, 16,17]	Вейвлет-преобразование	Доля дисперсии сигнала в частотном диапазоне превышает пороговое значение	Сигнал пропускается через вейвлет-фильтр, чтобы получить составляющие сигнала в разных частотных диапазонах. Вычисляется дисперсия сигнала в каждом диапазоне, и доля этой дисперсии в суммарной. При превышении дисперсии порогового значения детектируются автоколебания.

Список методов детектирования автоколебаний, приведенный в таблице 1, не является полным, однако в большинстве подходов обработка сигнала проводится одним из перечисленных способов. Каждый из методов детектирования имеет недостатки: трудно выбрать корректное пороговое значение критерия, не все методы позволяют определить частоту автоколебаний, вычислительные затраты работы некоторых алгоритмов высоки, сложность алгоритмов обработки сигнала.

Авторами данной работы разработан понятный и универсальный алгоритм детектирования автоколебаний, который можно использовать совместно со специализированным программным обеспечением для моделирования динамики пространственного фрезерования податливых деталей [14, 15]. Такой подход позволит выбрать оптимальные режимы обработки, что способствует повышению производительности изготовления деталей, в частности, лопаток компрессора газотурбинных двигателей.

Описание алгоритма

Разработанный алгоритм детектирования автоколебаний относится к методам анализа временных сигналов, полученных в процессе фрезерования. В качестве сигналов могут использоваться показания динамометра, акселерометра или микрофона.

Аналитические и экспериментальные исследования динамики процесса фрезерования показывают, что спектры ускорений и усилий резания для благоприятных и неблагоприятных автоколебательных режимов различны: в спектре сигналов на благоприятных режимах наблюдаются лишь частоты прохождения режущих кромок инструмента и кратные им гармоники, а на автоколебательных режимах, помимо частот кратных гармоник, присутствуют частоты, близкие к одной из собственных частот системы и не кратные частоте прохождения режущих кромок (рис. 2).

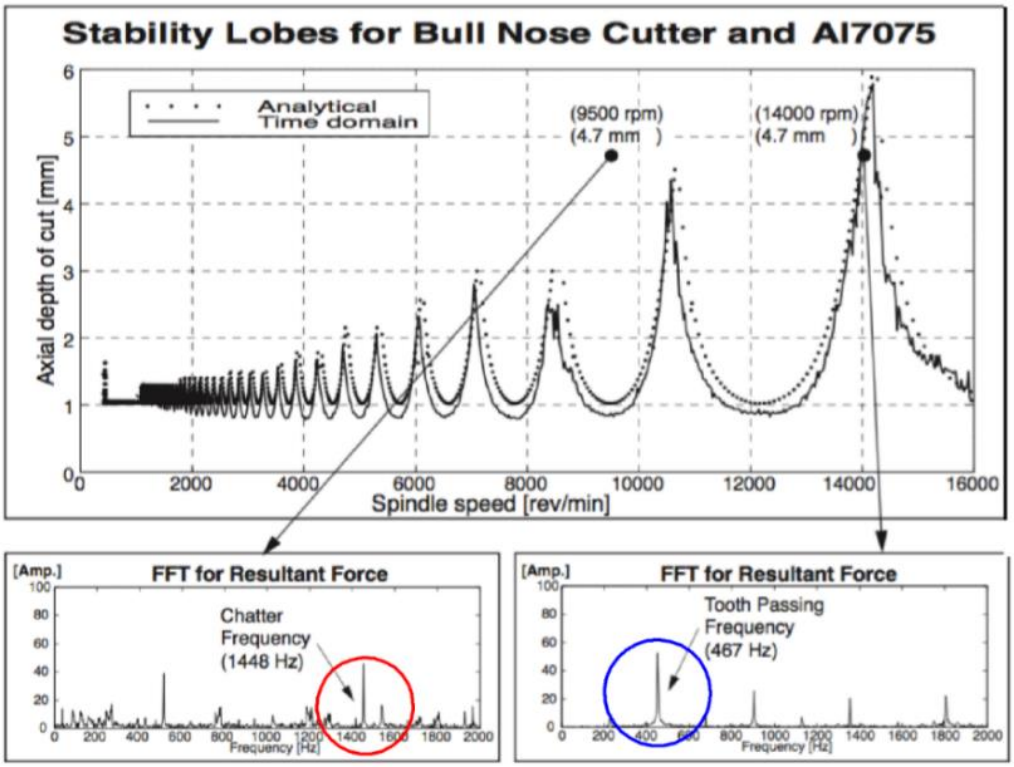


Рисунок 2. *Спектры усилий резания на неустойчивых (слева) и устойчивых режимах (справа) [9]*

Таким образом, анализ компонент (гармоник) исследуемого сигнала позволяет сделать вывод о наличии автоколебаний в системе и, следовательно, сделать вывод о безопасности данного режима обработки.

В основе разработанного алгоритма детектирования автоколебаний лежит метод анализа временных рядов «Гусеница» - SSA (singular spectrum analysis [10]). Этот метод позволяет, на основе анализа главных компонент временного ряда, разложить сигнал на сумму интерпретируемых составляющих. Применение подобного подхода для детектирования автоколебаний позволяет выделять из сигнала гармоники, а значения частот и амплитуд этих гармоник могут являться критериями наличия автоколебаний в системе. В источниках [10, 11, 12] проводится детальный анализ алгоритма: его реализация, обоснование выбора параметров алгоритма.

Особенности использования метода «Гусеница» в методике детектирования автоколебаний при фрезеровании

Применение метода «Гусеница» имеет некоторые ограничения при наличии плохой «разделимости» компонент временного ряда [12]. В таком случае, при выделении одной главной компоненты ряда, восстановленный ряд будет иметь несколько компонент, а не одну.

Исследование сигналов (ускорений) фрезы/детали при фрезеровании показало, что в общем случае, при наличии автоколебаний в системе одна из гармоник с частотой, кратной частоте прохождения режущих кромок, и гармоника с чаттерной частотой являются плохо разделимыми. Применение демодуляции и последующей фильтрации сигнала позволяет решить эту проблему - выделить гармонику с чаттерной частотой и провести ее дальнейший анализ.

Рассмотрим пошагово преобразование сигнала при демодуляции и фильтрации. В качестве исследуемого сигнала используются ускорения фрезы, полученные при моделировании динамики плоского фрезерования с частотой прохождения режущих кромок $\omega_{eig} = 315.8\ Гц$. На рисунке 3 представлен спектр анализируемого сигнала.

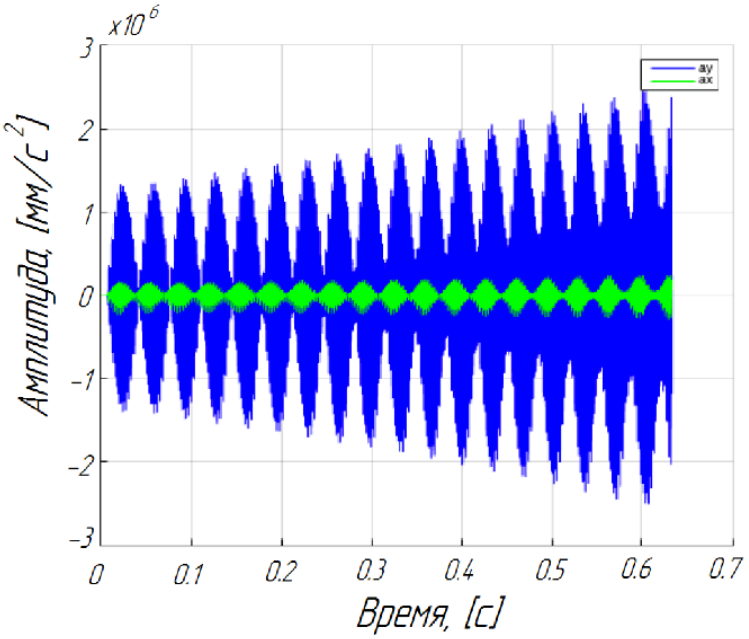


Рисунок 3. *Изменение ускорений фрезы при моделировании динамики плоского фрезерования (разработано автором)*

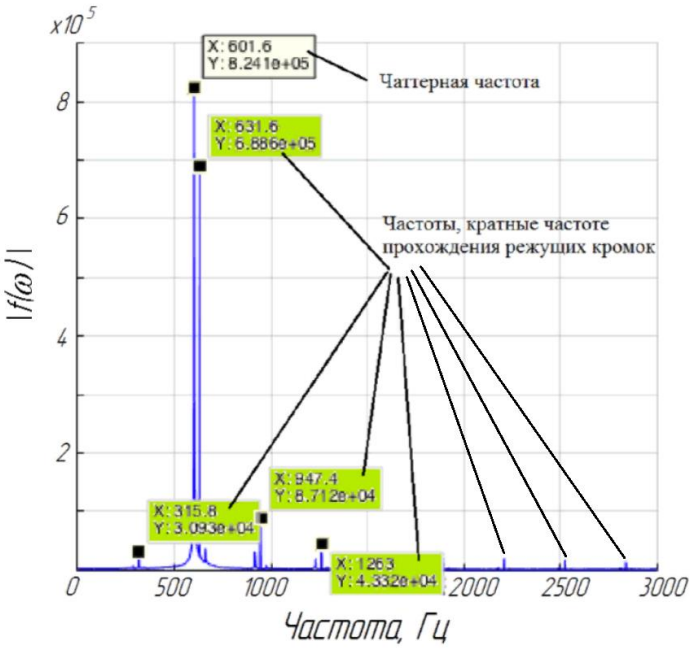


Рисунок 4. *Спектр сигнала ускорений (зелёным цветом показаны частоты, кратные частоте прохождения режущих кромок, белым цветом показана частота автоколебаний (чаттер)) (разработано автором)*

В рассматриваемом примере вибрации инструмента носят автоколебательный характер, т.к. происходят на частоте близкой к собственной частоте системы ($\omega_{eig} = 600.0\ Гц$) и не кратной частоте прохождения режущих кромок (рис. 4).

Постараемся выделить «несущую» гармонику из сигнала ускорений методом «Гусеница». На рисунке 5 представлен график получившегося сигнала и его спектр.

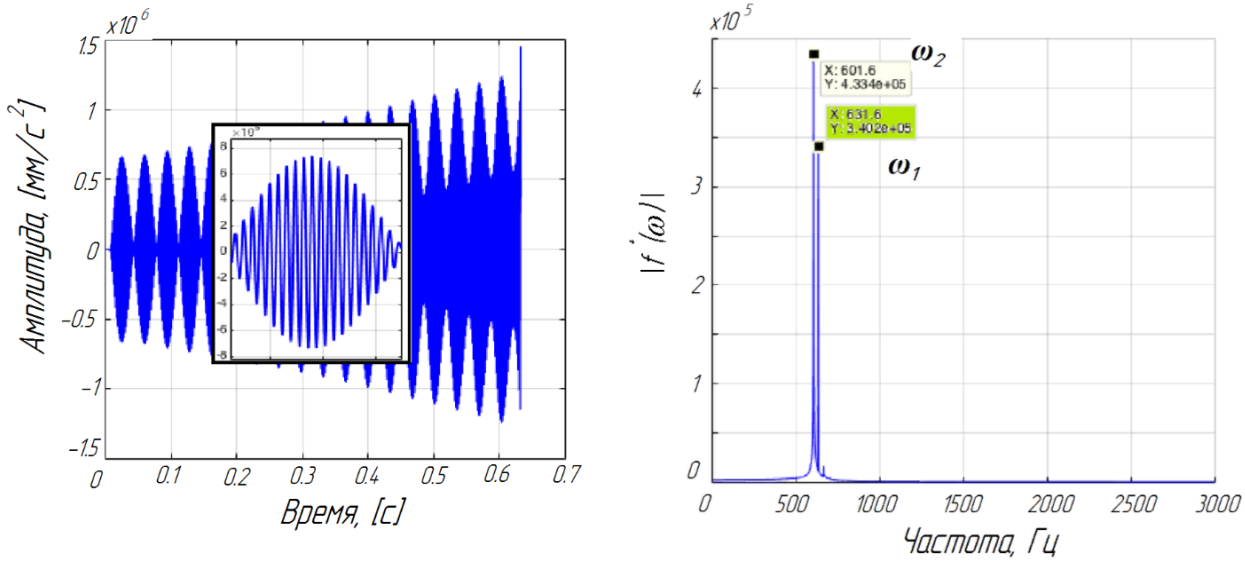


Рисунок 5. *Результат выделения «несущей» гармоники (разработано автором)*

Как видно из рисунка 5, в результате работы алгоритма выделилась не одна гармоника, а две: гармоника с чаттерной частотой, и гармоника с частотой, кратной частоте прохождения режущих кромок. Такой результат является следствием плохой разделимости ряда.

Представим получившийся сигнал в виде суммы двух гармонических слагаемых:

$$f^{*}(t) = B_1 \sin(2\pi\omega_1 t) + B_2 \sin(2\pi\omega_2 t) \tag{1}$$

где: $\omega_1 = 631.6\ Гц$ - частота, кратная частоте прохождения режущих кромок; $\omega_2 = 601.6\ Гц$ - частота автоколебаний.

Проведем демодуляцию сигнала. Для этого умножим обработанный сигнал на $\sin(2\pi\omega_1 t)$:

$$f^{**}(t) = (B_1 \sin(2\pi\omega_1 t) + B_2 \sin(2\pi\omega_2 t)) \cdot \sin(2\pi\omega_1 t) =$$
$$= \frac{B_1}{2}(\cos(0) - \cos(2\pi 2\omega_1 t)) + \frac{B_2}{2}(\cos(2\pi t(\omega_1 - \omega_2)) - \cos(2\pi t(\omega_1 + \omega_2)) =$$
$$= \frac{B_1}{2} - \frac{B_1}{2}\cos(2\pi 2\omega_1 t) + \frac{B_2}{2}\cos(2\pi t(\omega_1 - \omega_2)) - \frac{B_2}{2}\cos(2\pi t(\omega_1 + \omega_2)) \tag{2}$$

Спектр сигнала $f^{**}(t)$, полученного в результате демодуляции представлен на рисунке 6.

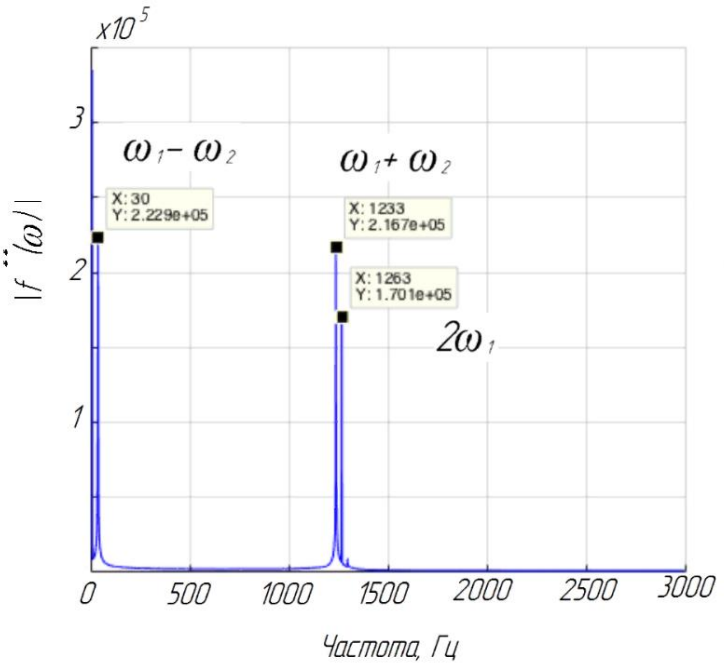


Рисунок 6. *Спектр демодулированного сигнала (разработано автором)*

Пропустим получившийся сигнал через фильтр низких частот (ФНЧ) с частотой среза $\omega_1 = 631.6\ Гц$ (кратной частоте прохождения режущих кромок). Спектр результирующего сигнала представлен на рисунке 7.

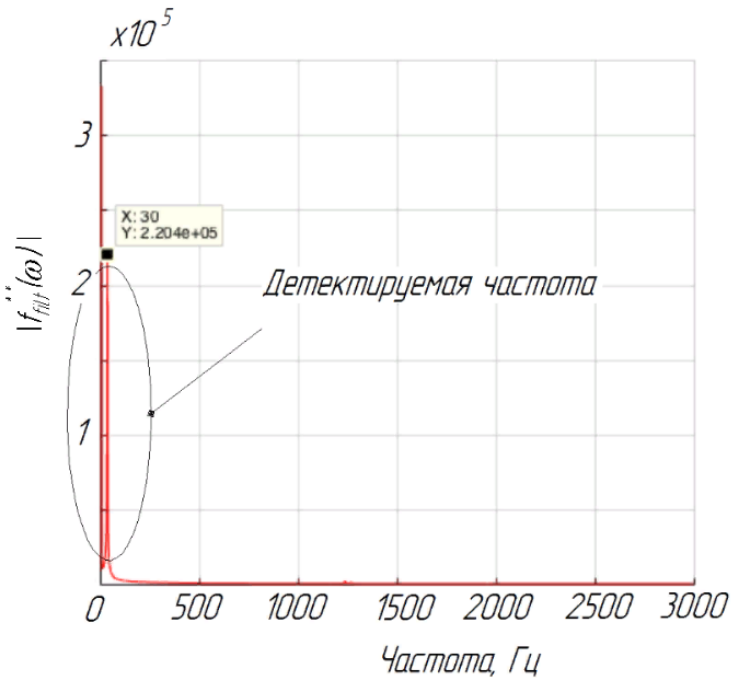


Рисунок 7. *Спектр сигнала после фильтрации (разработано автором)*

В результате демодуляции и последующей фильтрации, удалось избавиться от гармоники с частотой, кратной частоте прохождения режущих кромок, а по результирующему сигналу f^{**}_{filt} можно судить о наличии автоколебаний в системе.

Метод детектирования автоколебаний при фрезеровании

В алгоритме детектирования автоколебаний можно выделить следующие этапы:

1) Выделение главной компоненты сигнала с помощью сингулярного спектрального анализа (метод “Гусеница”).

2) Определение частоты главной компоненты ω_{main} с помощью преобразования Фурье.

3) Демодуляция сигнала главной компоненты с частотой ω_{main}.

4) Фильтрация исследуемой компоненты фильтром низких частот с частотой среза ω_{main}.

5) Определение частоты, соответствующей максимальному значению спектра фильтрованного сигнала $\omega_{\max}$.

6) Определение частоты чаттера:

$$\omega_{\max} = \left|\omega_{main} - \omega_{chat}\right|$$
$$\omega_{chat} = \omega_{main} - \omega_{\max} \qquad (3)$$

где: ω_{main} - частота главной компоненты, $\omega_{\max}$ - частота, соответствующая максимальному значению пика в спектре отфильтрованного сигнала.

7) Проверка кратности детектированной частоты. Если ω_{chat} не кратна частоте прохождения режущих кромок, то сравниваются значения амплитуд спектра демодулированного сигнала на частотах $\omega_{\max} = \left|\omega_{main} - \omega_{chat}\right|$ и $2\omega_{main}$ (рис. 8).

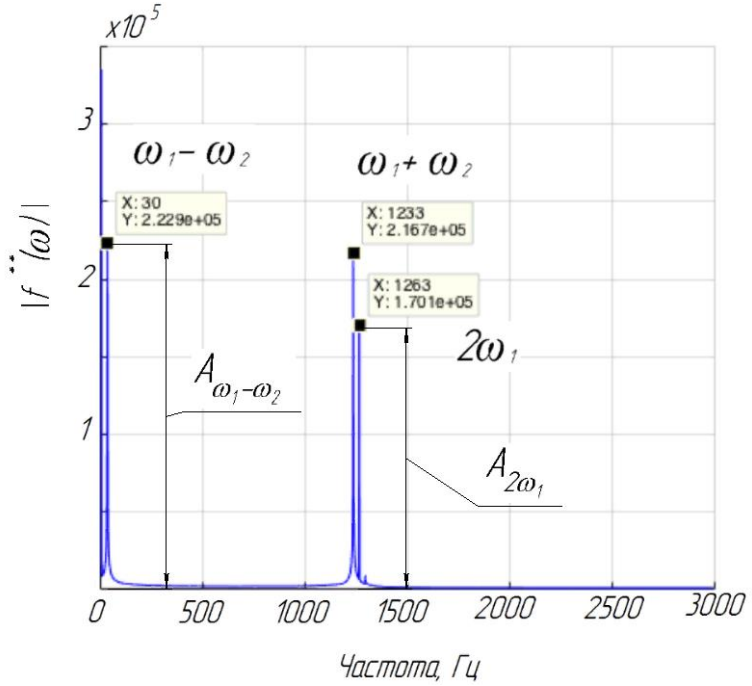


Рисунок 8. *Вычисление сравниваемых амплитуд (разработано автором)*

8) Если выполняется условие (4), то детектируется чаттер.

$$k = \frac{A_{\omega_1 - \omega_2}}{A_{2\omega_1}} > \Delta \tag{4}$$

где Δ - критическое значение отношения амплитуды вынужденных колебаний и амплитуды автоколебаний.

Значение коэффициента Δ изменяется от 0 до 1. Величина данного коэффициента определяет степень развития чаттера, при котором будет происходить его детектирование. Для устойчивой работы алгоритма авторами статьи выбрано значение коэффициента $\Delta = 0.3$.

Необходимость дополнительной проверки кратности частот во втором пункте метода обусловлена тем, что при отсутствии автоколебаний, в некоторых случаях, гармоники с частотами, кратными частоте прохождения режущих кромок, являются плохо разделимыми, поэтому после фильтрации есть вероятность того, что одна из таких гармоник будет присутствовать в результирующем сигнале.

Применение разработанного метода позволяет детектировать автоколебания, возникающие в процессе обработки фрезерованием, определять их частоту, амплитуду, а также следить за развитием этого процесса. Блок-схема метода представлена на рисунке 9.

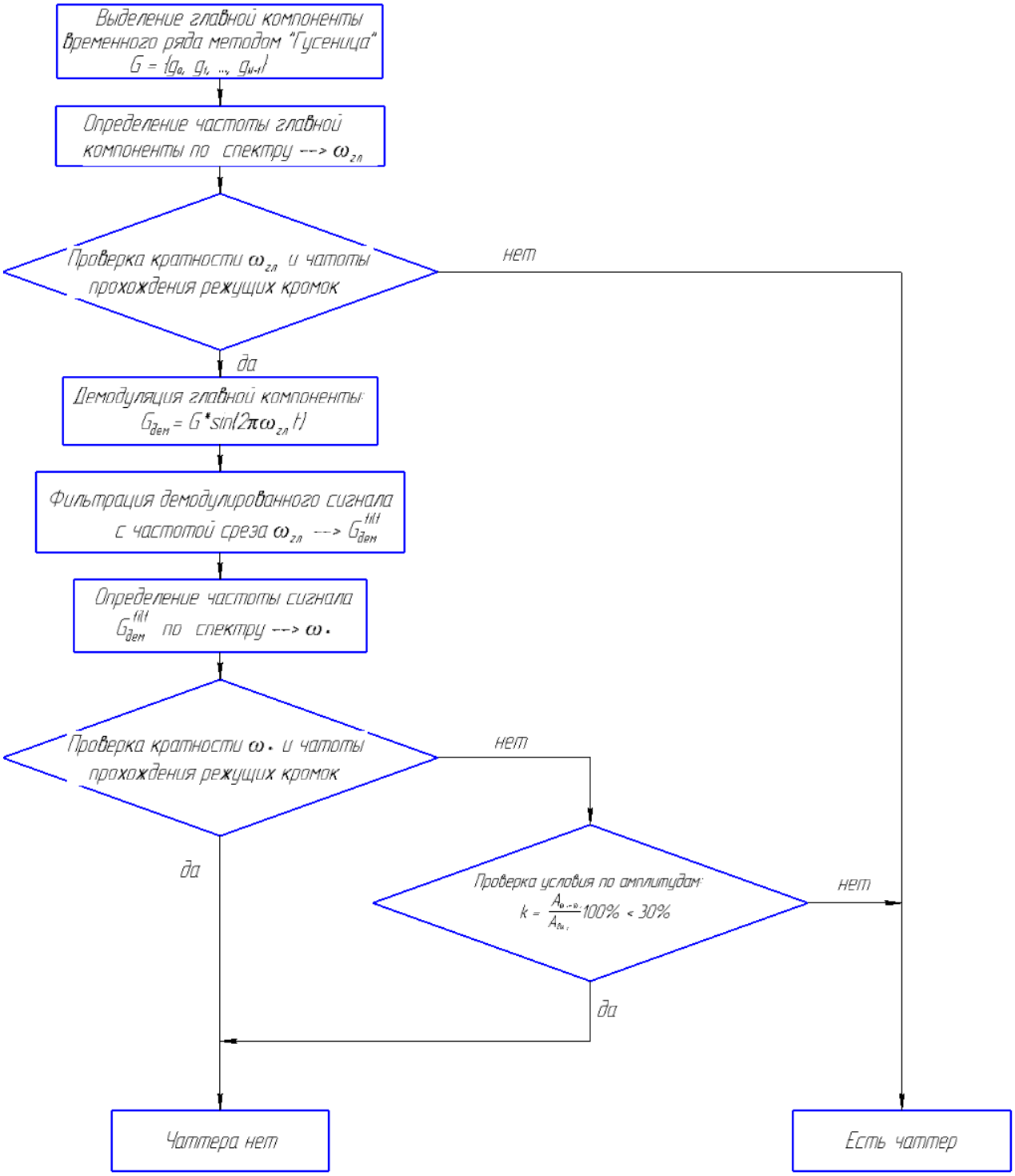


Рисунок 9. *Блок-схема метода детектирования автоколебаний при фрезеровании (разработано автором)*

Апробация метода детектирования автоколебаний на тестовых примерах

Апробация разработанного метода выполнена на примере обработки сигналов, полученных в результате моделирования плоского фрезерования.

В рассматриваемом примере плоского фрезерования заготовка считается абсолютно жесткой, а фреза имеет две степени свободы (рис. 10). Параметры инструмента (прямозубая фреза) приведены в таблице 2.

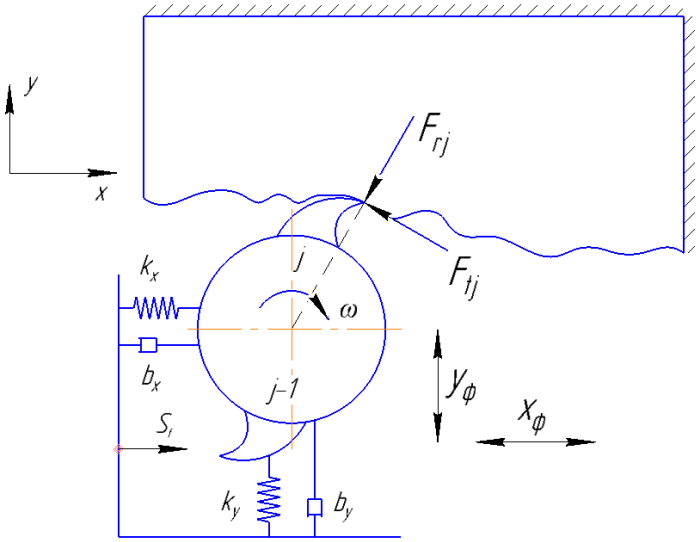


Рисунок 10. *Схема плоского фрезерования (разработано автором)*

Таблица 2

Параметры фрезы (составлено автором)

Количество режущих кромок, z	Масса фрезы, m [кг]	Радиус фрезы, R [мм]	Частота собственных колебаний в направлении X, ω_x [Гц]	Частота собственных колебаний в направлении Y, ω_y [Гц]	Демпфирование, в долях от критического, b_x, b_y [%]
2	0.3	10	600	600	1

Моделирование проводится для следующих режимов:

1) При постоянной осевой глубине резания ($a_p = 5\ мм$) и различных частотах прохождения режущих кромок ($\Omega = \frac{\omega_{eig}}{n_\omega}, n_\omega = 0.7, 0.9, 1.0, ..., 3.5$);

2) При изменяющейся в процессе обработки осевой глубине резания ($a_{p0} = 1\ мм, a_{p_end} = 11\ мм$) и частотах прохождения режущих кромок, аналогичных первому случаю.

В моделировании используется линейная модель сил резания:

$$F_q = K_q a_{pj} h_j$$

где: q - индекс компоненты усилия резания ($q = r$ -радиальная, $q = t$ -тангенциальная), $K_r = 558.0\ МПа, K_t = 970.0\ МПа$ - радиальный и тангенциальный коэффициенты сил резания, a_p - осевая глубина резания, h_j - толщина срезаемого слоя.

В результате обработки сигналов (ускорений фрезы), полученных при многовариантном моделировании для первого случая, с помощью разработанного метода была построена диаграмма режимов (рис. 11). Диаграмма режимов представляет собой диаграмму, по оси абсцисс которой откладывается номер положения точки оси инструмента, а по оси ординат - отношение собственной частоты системы к частоте прохождения режущих кромок. На диаграмме красным цветом указаны участки, на которых возбуждаются автоколебания, желтым цветом - система колеблется на одной из собственных частот (резонанс), а синим цветом - вынужденные колебания системы.

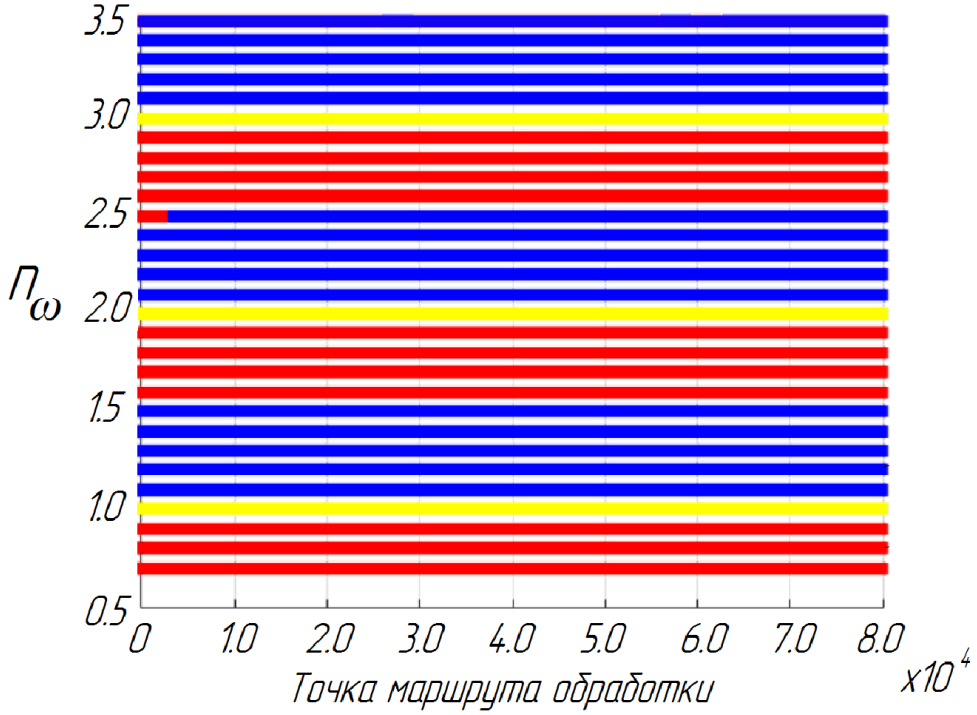


Рисунок 11. *Карта режимов при постоянной осевой глубине резания (разработано автором)*

На рисунке 11, режимы [$n_\omega = 0.7;\ 0.8;\ 0.9;\ 1.6;\ 1.7;\ 1.8;\ 1.9;\ 2.6;\ 2.7;\ 2.8;\ 2.9$] соответствуют автоколебаниям, режимы [$n_\omega = 1.0; 2.0; 3.0$] - резонансным колебаниям, а остальные режимы - вынужденным колебаниям. Для проверки результата работы алгоритма проанализируем графики изменения сил резания, перемещений от времени и спектров ускорений для режимов $n_\omega = 0.8$ (автоколебательный режим) и $n_\omega = 1.2$ (вынужденные колебания) (рис. 12).

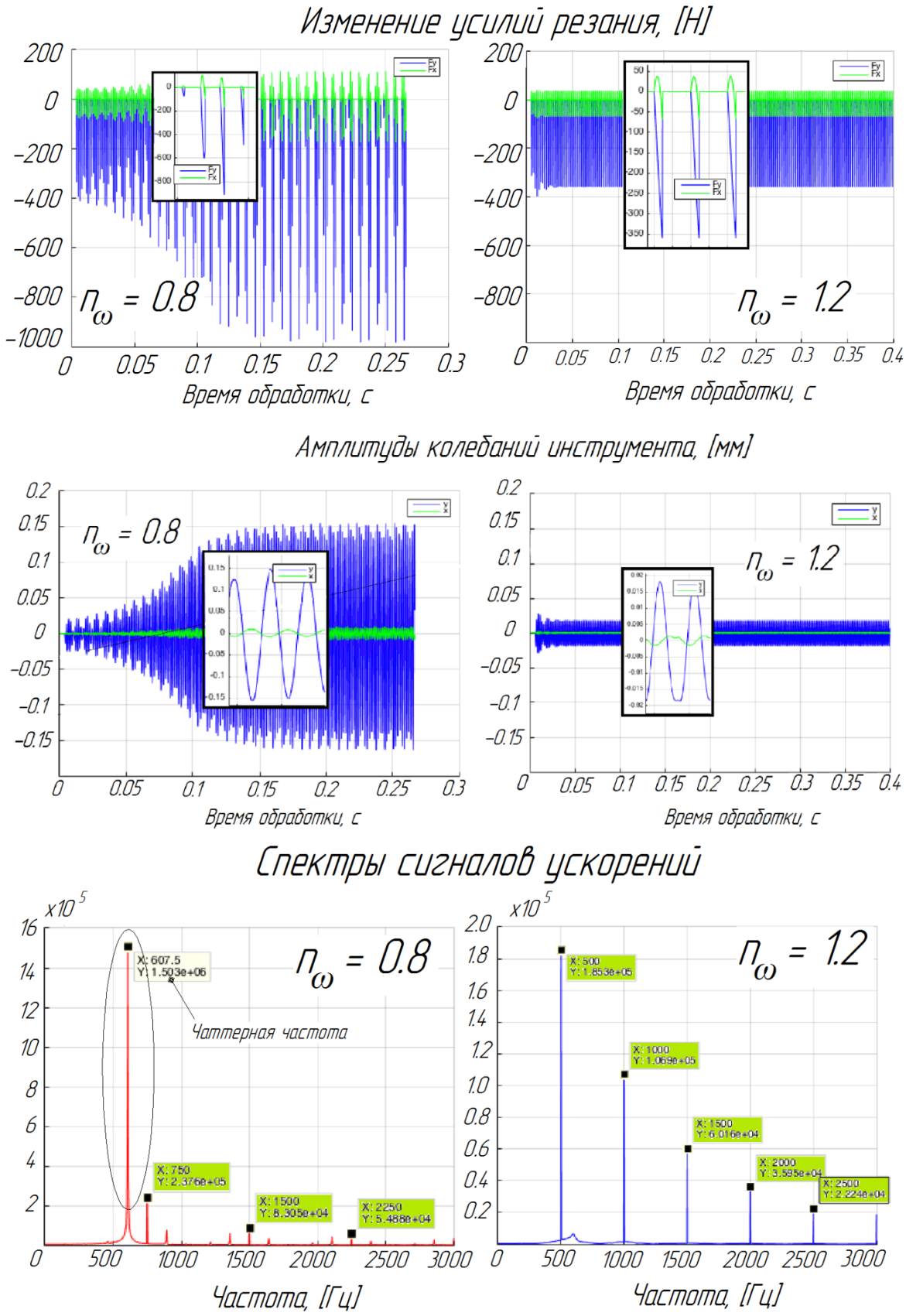
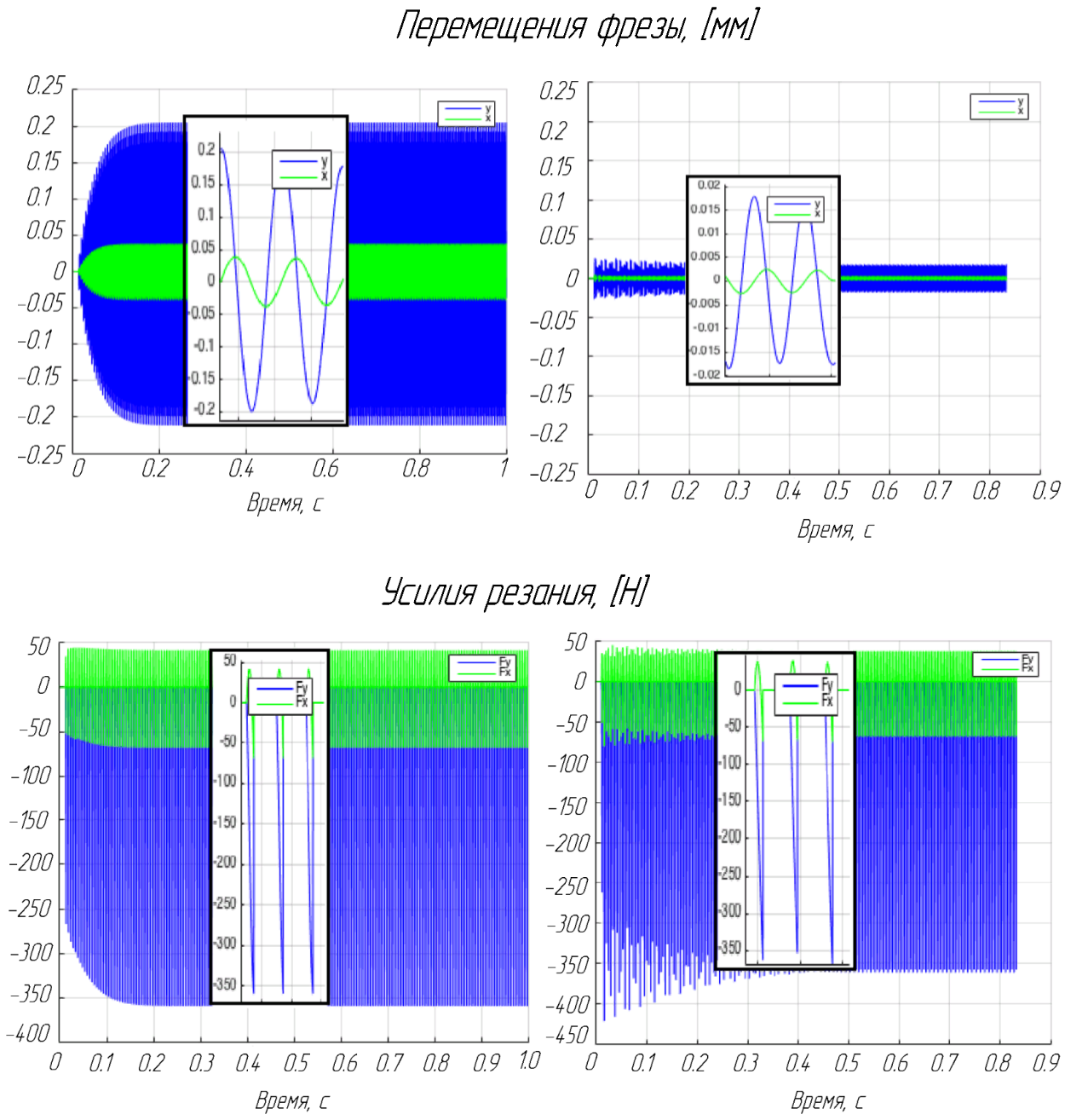


Рисунок 12. *Изменение сил резания, перемещений фрезы от времени и спектры ускорений для режимов [* $n_\omega = 0.8$ *- слева,* $n_\omega = 1.2$ *- справа] (разработано автором)*

Как видно из рисунка 12, на режиме, соответствующему автоколебаниям ($n_\omega = 0.8$ см. рис. 11), амплитуды колебаний фрезы и силы резания значительно выше, чем на режиме $n_\omega = 1.2$, колебания происходят на частоте, не кратной частоте прохождения режущих кромок и близкой к собственной. Построим аналогичные графики для режимов $n_\omega = 3.0$ (резонансный режим) и $n_\omega = 2.5$ (вынужденные колебания) (рис. 13).



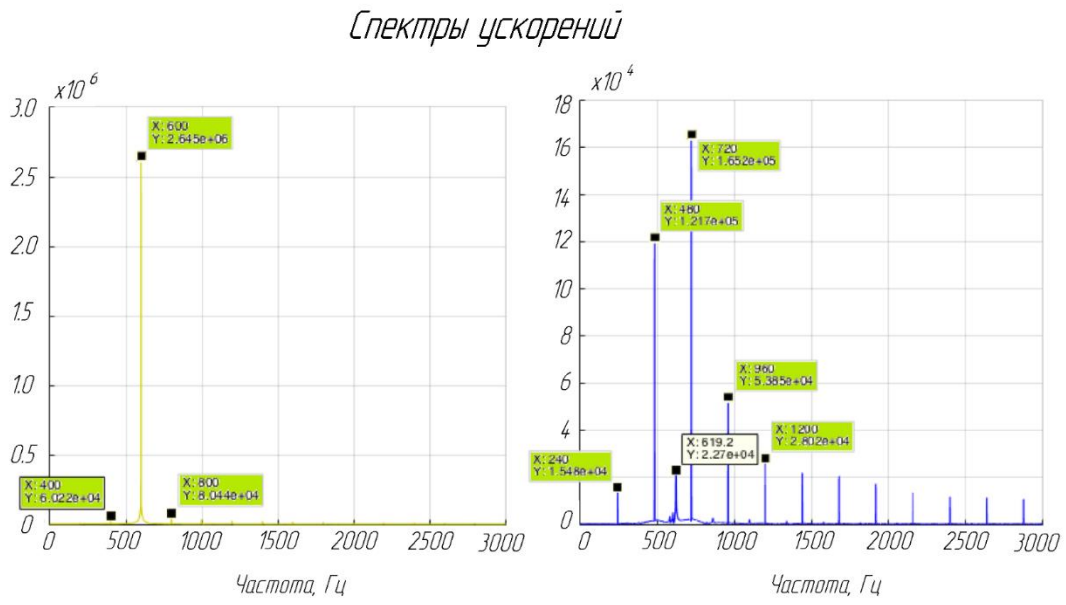


Рисунок 13. *Изменение сил резания, перемещений фрезы от времени и спектры ускорений для режимов [* $n_\omega = 3.0$ *- слева,* $n_\omega = 2.5$ *- справа] (разработано автором)*

Как видно из рисунка 13, на резонансном режиме ($n_\omega = 3.0$) значения сил резания примерно такие же, как и на устойчивом ($n_\omega = 2.5$), однако амплитуда колебаний значительно выше, поэтому резонансных режимов также следует избегать. Колебания для обоих случаев происходят на частотах, кратных частоте прохождения режущих кромок.

Сопоставляя данные представленные на рисунках 11-13, можно сделать вывод о том, что алгоритм работает корректно, т.е. режимы, соответствующие автоколебаниям определены верно. Наиболее оптимальный режим обработки - $n_\omega = 1.1$.

Проведем анализ результатов, полученных при моделировании с изменяющейся осевой глубиной резания ($a_{p0} = 1\,мм,\ a_{p_end} = 11\,мм$). Диаграмма режимов для этого случая представлена на рисунке 14.

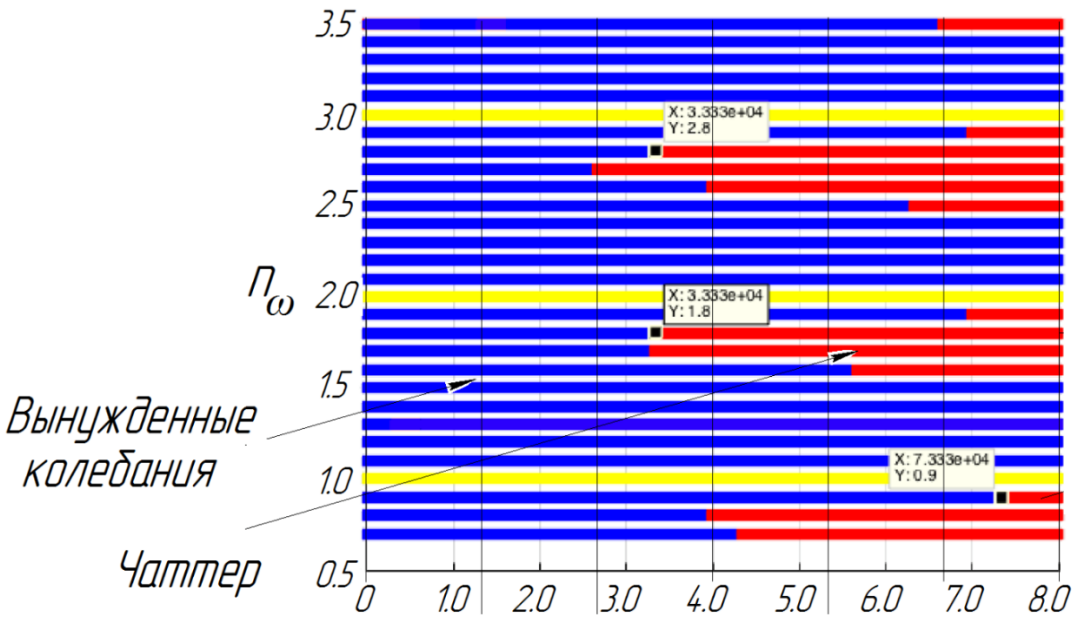


Рисунок 14. *Диаграмма режимов при увеличивающейся осевой глубине резания* ($a_{p0} = 1$ *мм*, $a_{p_end} = 11$ *мм*) *(разработано автором)*

Как видно из рисунка 14, характер диаграммы изменился - при достижении критической осевой глубины резания в системе возникают автоколебания. Проверим полученный результат по характеру изменения сил резания (рис. 15).

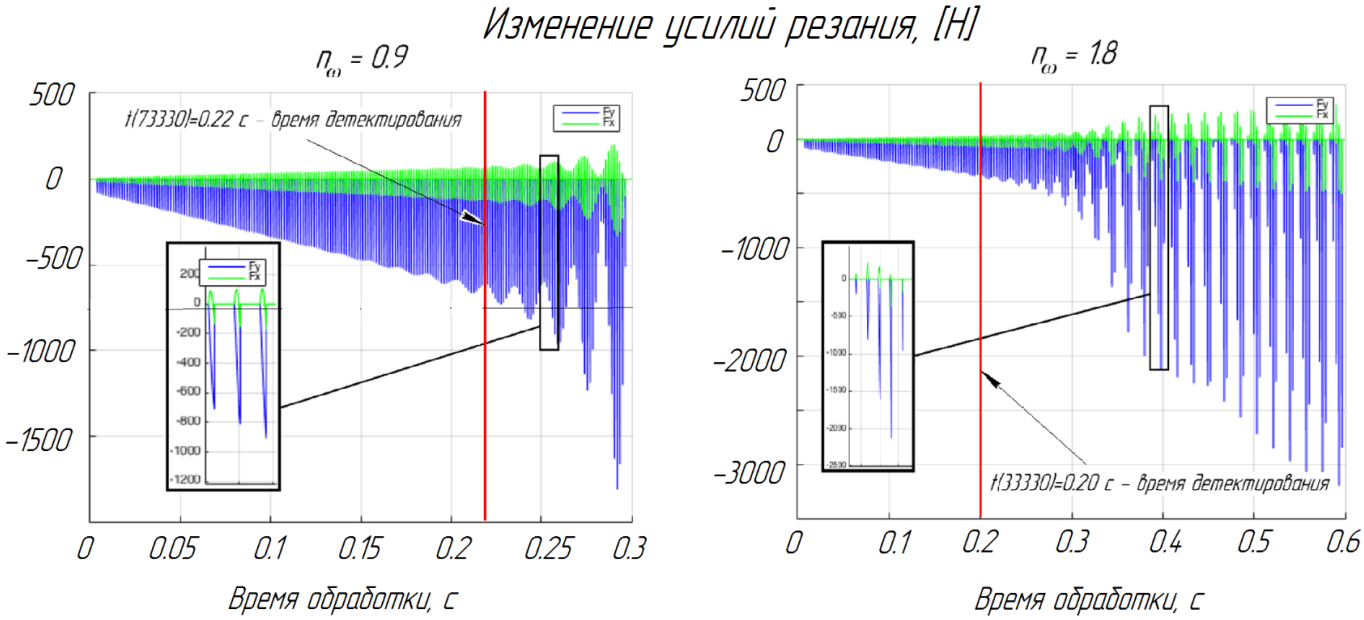


Рисунок 15. *Оценка времени детектирования чаттера для режимов* $n_\omega = 0.9$, $n_\omega = 1.8$ *(разработано автором)*

При увеличении осевой глубины резания силы резания линейно возрастают на устойчивых режимах, что подтверждает выбранная модель сил резания. При возникновении автоколебаний происходит резкое увеличение сил резания (рис. 15). Отметим, что алгоритм детектировал чаттер на ранней стадии. Построим графики сил резания для режимов $n_\omega = 1.1;\ 2.8;\ 3.0;\ 3.5$ (рис. 16).

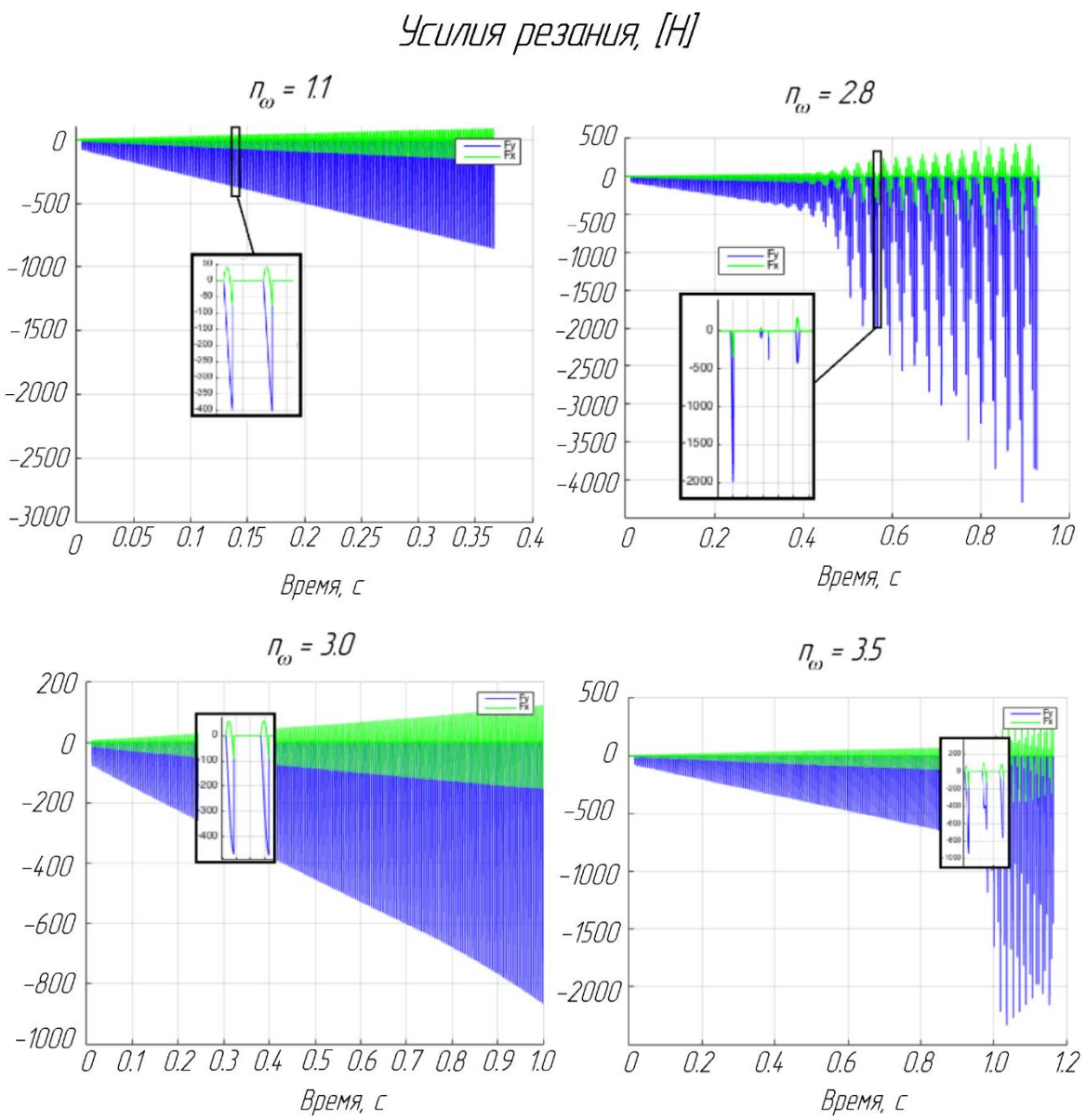


Рисунок 16. *Изменение сил резания в процессе обработки для режимов* $n_\omega = 1.1;\ 2.8;\ 3.0;\ 3.5$ *(разработано автором)*

Сопоставляя результаты, представленные на рисунках 14-16, можно сделать вывод о том, что для случая увеличивающейся осевой глубины резания в процессе обработки разработанный алгоритм детектирования сработал корректно. Оптимальный режим обработки - $n_\omega = 1.1$.

Заключение

В рамках данной работы разработан метод детектирования автоколебаний при фрезеровании маложестких деталей, основанный на алгоритмах обработки временных рядов. Принцип работы метода основан на совместном использовании спектрального сингулярного анализа, преобразовании Фурье, демодуляции и фильтрации. Эффективность метода продемонстрирована на примере плоского фрезерования жёсткой детали податливым инструментом. С помощью применения разработанного метода авторами статьи построены

диаграммы режимов для различных комбинаций технологических параметров обработки и выявлены наиболее безопасные, безвибрационные режимы. В продолжении данной статьи рассмотрена экспериментальная апробация разработанного метода.

ЛИТЕРАТУРА

1. Quintana G., Ciurana J. Chatter in machining processes: A review // International Journal of Machine Tools and Manufacture. - 2011. - Т. 51. - №5. - С. 363-376.
2. Delio T., Tlusty J., Smith S. Use of audio signals for chatter detection and control // Journal of engineering for industry. - 1992. - Т. 114. - №2. - С. 146-157.
3. Dijk N.J.M. Active chatter control in high-speed milling processes: Ph.D. thesis - Technische Universiteit Eindhoven, 2011.
4. Faassen R. Chatter prediction and control for high speed milling // Eindhoven: Eindhoven University of Technology. - 2007.
5. He R. et al. Study on the chatter vibration of a steel plate mill based on second order cyclic autocorrelation demodulation // International Journal of Design Engineering. - 2011. - Т. 4. - №4. - С. 351-363.
6. Jia J. et al. Two-Stage Least Squares based Iterative Identification Algorithm for Box-Jenkins Model // Appl. Math. - 2014. - Т. 8. - №3. - С. 1355-1360.
7. Yao Z., Mei D., Chen Z. On-line chatter detection and identification based on wavelet and support vector machine // Journal of Materials Processing Technology. - 2010. - Т. 210. - №5. - С. 713-719.
8. Tangjitsitcharoen S. Analysis of chatter in ball end milling by wavelet transform // Proceedings of World Academy of Science, Engineering and Technology. - World Academy of Science, Engineering and Technology (WASET), 2012. - №71. - С. 1075.
9. Hendriks, F.B.J.W.M., Faassen, I.R., van de Wouw, N., & Nijmeijer, H. (2005). Chatter detection in high-speed milling.
10. Голяндина Н.Э., Осипов Е.В. Метод "Гусеница"-SSA для анализа временных рядов с пропусками // Мат. модели. Теория и приложения. - 2005. - Т. 6. - С. 50-61.
11. Elsner J.B., Tsonis A.A. Singular spectrum analysis: a new tool in time series analysis. - Springer Science & Business Media, 2013.
12. Леонтьева Л.Н. Многомерная гусеница, выбор длины и числа компонент // Машинное обучение и анализ данных. - 2013. - С. 5.
13. Golub G.H., Reinsch C. Singular value decomposition and least squares solutions // Numerische mathematik. - 1970. - Т. 14. - №5. - С. 403-420.
14. Воронов С.А., Киселев И.А., Аршинов С.В. Методика применения численного моделирования динамики многокоординатного фрезерования сложнопрофильных деталей при проектировании технологического процесса // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. “Машиностроение”. 2012. №6. С. 50-69.
15. Voronov S., Kiselev I. Dynamics of flexible detail milling // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics. 2011. V225. №4, P. 299-309.

Kuts Vladimir Andreevich
Bauman Moscow state technical university, Russia, Moscow
E-mail: vlankuts@gmail.com

Nikolaev Sergei Mikhaylovich
Bauman Moscow state technical university, Russia, Moscow
E-mail: nikolaev.sergei@outlook.com

Ivanov Ilia Igorevich
Bauman Moscow state technical university, Russia, Moscow
E-mail: ivanovilig@yandex.ru

A new method for chatter detection in milling. Part 1: Description and approbation

Abstract. A novel method for chatter detection in milling is presented in this paper. Chatter occurrence is one of the main problems in milling of pliable parts such as compressor blades. Self-excited vibrations or so-called chatter is a reason of the significant increase in vibrations and cutting forces in the tool-workpiece system during milling. Chatter occurs at the frequencies, which are close to the tool/workpiece eigenfrequencies.

The special algorithm for chatter detection based on the time-domain system response is developed. Singular spectral analysis with combination of demodulation and filtration is used to decompose time-domain response into a number of interpreted time series. Amplitude ratio of the time series components, which are aliquant to the tooth-passing frequency, and the main tooth-passing frequency component, is considered as chatter indicator.

Algorithm testing is implemented on the results of plane milling numeric multivariant simulation. The chatter frequencies and amplitudes are obtained at different machining conditions. A new interpretation of milling multivariant simulation results called map-of-modes is introduced. Map-of-modes can be used for processing modes assignment in such a way to avoid chatter.

Obtained results demonstrated the method efficiency for chatter detection and for stable cutting modes choice during milling of pliable parts.

Keywords: chatter detection; self-excited vibrations; milling dynamics; cutting process stability; singular spectral analysis; principal component analysis; demodulation; filtration