

УДК 621.9.01:534.1

Влияние анизотропии жесткости на динамику движения инструментального шпинделя

А.А. Серегин

Оренбургский государственный университет

Stiffness anisotropy effect on the cutting spindle motion dynamics

A.A. Seregin

Orenburg State University

Шпиндели приводного инструмента получили широкое распространение в современном многооперационном технологическом оборудовании. Приведены методы теоретического анализа динамических процессов, происходящих в шпинделе приводного инструмента, предназначенного для высокоскоростной обработки. Разработана модель динамической системы шпиндель — инструмент, учитывающая анизотропию их жесткости, трение, демпфирующие силы и процессы последствия упругой фрикционной системы шпиндельного узла. Известно, что наибольшее влияние на возникновение субгармонических колебаний при вращении быстроходных роторов оказывают регенерация и наложение одних форм колебаний на другие. Устойчивость системы шпиндельного узла предложено увеличить путем изменения условий установки инструмента, для чего разработаны режущий и вспомогательный инструменты специальной конструкции, позволяющие исключить причины возникновения субгармонических колебаний. Построение математических моделей показало, что эти конструкции позволяют значительно повысить устойчивость динамической системы шпиндельного узла. Результаты моделирования подтверждены экспериментальными данными.

EDN: RRIAWD, <https://elibrary/rriawd>**Ключевые слова:** апериодические колебания, динамика движения, концевые фрезы, субгармонические колебания, точность обработки, шпиндель приводного инструмента

Power tool spindles are widely used in modern multi-operational technological equipment. The paper presents methods for theoretical analysis of the dynamic processes in the power tool spindle designed for the high-speed machining. A model of the spindle — tool dynamic system was developed, taking into account its stiffness anisotropy, friction, damping forces and the aftereffect processes in the spindle assembly elastic friction system. It is known that regeneration and superposition of certain vibration modes on the others exert the greatest influence on the subharmonic vibration during the high-speed rotor rotation. The paper proposes to increase stability of the spindle assembly system by changing the tool installation conditions. For this purpose, specially designed cutting and auxiliary tools were developed to eliminate the causes of subharmonic vibration. Construction of the mathematical models shows that those designs could significantly increase stability of the spindle assembly dynamic system. Simulation results were confirmed by experiments.

EDN: RRIAWD, <https://elibrary/rriawd>

Keywords: aperiodic vibration, motion dynamics, end mills, subharmonic vibration, machining accuracy, power tool spindle

Основную часть времени эксплуатации станка занимает обработка. Потеря устойчивости процесса резания металла при использовании режимов, рекомендуемых справочной литературой, происходит под влиянием колебаний различного вида и формы [1]. Неизученным на сегодняшний день является влияние субгармонических и аperiodических колебаний на устойчивость динамической системы станка.

Субгармонические колебания шпинделей станков обнаружены давно [1]. Орбита оси шпинделя по форме, близкой к восьмерке (овал, деформированный по малой оси), обусловлена наличием формы колебаний с частотой, стремящейся к половине частоты возбуждения. Это вызвано погрешностью изготовления и монтажа, нелинейностью характеристик опор, а также анизотропией жесткости узлов и приспособлений станка.

Шпиндели приводного инструмента в большинстве случаев предназначены для сверления или фрезерования. Одним из самых сложных процессов обработки является фрезерование концевыми фрезами.

В современной литературе имеются данные [2] о влиянии траектории оси шпинделя на точность фрезерования.

Прогрессом в области металлообработки являются исследования [3] по оптимизации аэростатического шпинделя для фрезерования с высокими скоростями резания. Отмечено [3], что причиной отклонения процесса резания от заданного при увеличении угловой скорости шпинделя служат асинхронные колебания, вызванные погрешностью его опор.

В работе [4], посвященной высокоскоростному фрезерованию, показано, что погрешность обработки связана с низкой жесткостью режущего и вспомогательного инструментов. Однако повышение жесткости не устраняет причины возникновения вибраций, так как узлы станка будут вибрировать с другой частотой. Увеличение жесткости шпиндельного узла (ШУ) не исключает наличия так называемого овала жесткости — различия значений упругих перемещений по разным осям координат.

Различие жесткости ШУ по направлениям вызывает более сложные субгармонические или аperiodические колебания. Чтобы устранить

негативное влияние этих процессов на результат обработки, необходимо разработать конструкции основных элементов ШУ, позволяющие изменить его динамические характеристики. В состав ШУ входят шпиндель, опоры, режущий инструмент, приспособление для его установки (вспомогательный инструмент) и детали привода.

Цель работы — теоретические и экспериментальные исследования динамической системы шпинделя приводного инструмента, предназначенного для высокоскоростной обработки, и разработка рекомендаций, позволяющих устранить причины возникновения субгармонических или аperiodических колебаний элементов системы.

Используя результаты известных исследований, необходимо решить следующие научные и технические задачи:

- разработать математическую модель динамической системы ШУ с применением поузлового и многоконтурного методов [5];
- построить план сил, действующих на инструмент с учетом погрешности монтажа шпиндельных опор;
- провести численное моделирование орбиты оси шпинделя;
- выполнить экспериментальные исследования;
- проанализировать результаты эксперимента и предложить конструкции режущего и вспомогательного инструментов, активно влияющие на гашение субгармонических колебаний.

Модель динамической системы шпиндель — инструмент. Для описания жесткости и демпфирования элементов динамической системы воспользуемся моделью Кельвина — Фойгта, выделив ШУ в отдельный модуль, соединенный со станком упругофрикционными связями [5].

Для опор шпинделей высокоскоростной обработки рекомендуют подшипники скольжения с зазором, компенсирующим тепловое расширение. Из новых разработок это опоры со специальными составами твердой смазки. Для валов со скоростным параметром больше 600 000 мм/мин рекомендуют [1] аэростатические, магнитные и аэромагнитные подшипники, конструкции которых объединяет низкая жест-

кость и демпфирование, наличие зазора и, соответственно, возможная потеря устойчивости.

Динамическую модель построим с учетом этого основного признака. Свяжем с элементами ШУ (рис. 1) две обобщенные системы координат (СК):

- с корпусом — неподвижную декартову СК $OXYZ_d\tau$; ось X направлена вправо, ось Y — вверх, Z_d — перпендикулярно плоскости рисунка вдоль оси шпинделя $O_{ш}$; τ — время;

- со шпинделем — вращающуюся цилиндрическую СК $\rho(\varphi + n\tau)Z_{ц}\tau$; ρ — увеличивается от оси шпинделя $O_{ш}$ по диаметральному размеру; φ имеет положительное направление по вектору скорости резания (по ходу часовой стрелки, отсчет $0, \pi/2, \pi$); $Z_{ц} = Z_d$; n — угловая скорость.

Так как амплитуда колебаний оси шпинделя сравнима с размером зазора, орбита центра инструмента будет характеризовать динамическую погрешность обработки. На рис. 1 красным кругом очерчена область возможных траекторий оси фрезы (масштаб произвольный).

Дополняя уравнения движения одномассовой системы [5, 6] величиной смещения центра масс, вызванной погрешностями и податливостью элементов ШУ, запишем в декартовой СК $OXYZ_d\tau$

$$\begin{cases} \frac{Md^2(X + e \cos n\tau)}{d\tau^2} + \frac{DdX}{d\tau} + J_X X_{\Delta} = F_X + \Delta F_X; \\ \frac{Md^2(Y + e \sin n\tau)}{d\tau^2} + \frac{DdY}{d\tau} + J_Y Y_{\Delta} = F_Y + \Delta F_Y, \end{cases} \quad (1)$$

где M и e — приведенная масса ШУ и ее эксцентриситет; D — коэффициент демпфирования; J_X и J_Y — суммарная жесткость элемен-

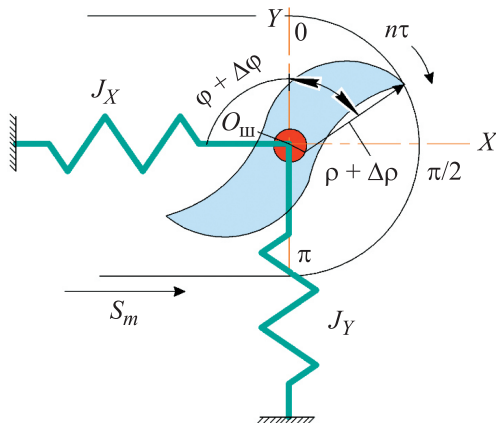


Рис. 1. Модель процесса фрезерования двухканавочной фрезой (S_m — минутная подача инструмента)

тов ШУ по осям X и Y ; X_{Δ} и Y_{Δ} — смещения $O_{ш}$ под действием сил F_X и F_Y ; F_X и F_Y — компоненты вектора приведенной силы F , действующей в системе ШУ.

Во вращающейся СК действуют активные силы, поэтому силы F_X и F_Y первоначально представляют в СК $\rho(\varphi + n\tau)Z_{ц}\tau$ следующим образом:

$$R_{\rho} = F_r + Q_{ц}; \quad W_{\varphi} = \frac{1}{\rho}(F_t + N_{тр}),$$

где R_{ρ} — радиальная сила; F_r и F_t — радиальная и тангенциальная компонента силы резания; $Q_{ц}$ — центростремительная сила; W_{φ} — трансверсальная компонента активных сил; $N_{тр}$ — сила трения.

Для дальнейших расчетов все компоненты представляют как обобщенные силы. Чтобы их определить, необходимо отнести работу силы к соответствующей координате, вследствие чего в выражении для расчета W_{φ} появляется множитель $1/\rho$.

Для перевода вектора $F_{\rho\varphi}$, рассчитанного в цилиндрической СК, в вектор F в декартовой СК используют формулу

$$F = A \cdot F_{\rho\varphi}, \quad (2)$$

где A — матрица перехода между СК.

Формула (2) представляет собой систему уравнений

$$\begin{cases} F_X = R_{\rho} \cos(\varphi + n\tau) + \rho W_{\varphi} \sin(\varphi + n\tau); \\ F_Y = R_{\rho} \sin(\varphi + n\tau) + \rho W_{\varphi} \cos(\varphi + n\tau). \end{cases} \quad (3)$$

Уравнения для нахождения погрешности ΔF вектора F имеют вид

$$\begin{cases} \Delta F_X = W_{\varphi}\rho\Delta\varphi \cos(\varphi + n\tau) + \\ + \{R_{\rho}\Delta\varphi + W_{\varphi}\Delta\rho\} \sin(\varphi + n\tau); \\ \Delta F_Y = W_{\varphi}\rho\Delta\varphi \sin(\varphi + n\tau) + \\ + \{R_{\rho}\Delta\varphi + W_{\varphi}\Delta\rho\} \cos(\varphi + n\tau), \end{cases} \quad (4)$$

где $\Delta\varphi$ и $\Delta\rho$ — суммарная погрешность расположения точки приложения силы $F_{\rho\varphi}$ в трансверсальном φ и радиальном ρ направлении.

Отбрасывая величины второго порядка малости и выше, в качестве погрешности $\Delta\rho$ можно использовать биение оси инструмента (см. рис. 1), $\Delta\varphi$ — разность номинального и реального значений угла расположения лезвия фрезы.

В выражениях (3) и (4) компоненты векторов берут со своим знаком в зависимости от направления оси, на которую проецируют век-

тор. Решая системы уравнений (1), (3) и (4), получаем формулу для орбиты оси шпинделя в декартовой СК, описывающую медленно убывающую функцию затухающих колебаний [6]. Но в случае анизотропии жесткости, если $J_X \neq J_Y$ в направлениях X и Y возникают колебания разной формы, которые, взаимодействуя, приобретают аperiodический или субгармонический характер. При постоянном подводе энергии к шпинделю они регенерируют и повторяются.

Анизотропия жесткости ШУ вызвана многими факторами. Например, выполняя расчет по модели, предложенной в работе [4], установлено, что жесткость режущего и вспомогательного инструментов изменяется в зависимости от полярного угла φ . Если в эту модель [4] добавить элементы зажима, то жесткость будет меняться на каждом из них. Величины J_X и J_Y могут неоднократно изменяться за один оборот фрезы. При этом из-за погрешности расположения зажимов J_X и J_Y представляют собой аperiodические функции. Также ШУ обладает анизотропией жесткости в радиальном направлении ρ , что вызвано различием жесткостей смазки и корпуса подшипника.

Эпюры сил. Нелинейное уравнение для расчета усилия резания можно получить с помощью правила 3/4 для толщины стружки [7], либо подобрать расчетно-эмпирическим методом [4].

Расчет проводили для режимов тонкого фрезерования при числе зубьев $z = 2$. Эпюры сил строили в масштабе, принимая тангенциальную компоненту силы резания $F_t = 1$. Так как эксцентриситет e зависит от класса точности станка, считали, что центростремительная сила $Q_{ц}$ уменьшается с повышением класса точности. У станков класса Н центростремительная сила $Q_{ц}$ равна 9 % F_r , у станков класса П — 6 % F_r .

Для опор с твердой смазкой сила трения $N_{тр}$ составляет менее 0,03 % F_r , для аэростатических подшипников она пренебрежимо мала. Вес приводного шпинделя — менее 1 % F_r . Эпюры сил, действующих на элемент упругой системы станка с жесткостью J_X и J_Y , приведены на рис. 2, а и б. Здесь номинальные значения выделены зеленым цветом, а погрешность ΔF векторного поля активных сил — красным. В пределах красного поля ΔF может принимать любые значения и направление действия. Это — поле вероятностных величин. Оно огра-

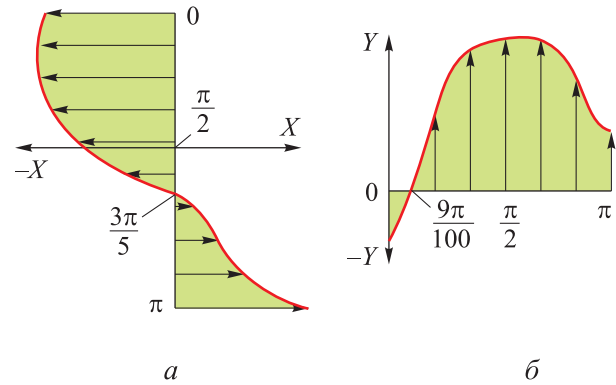


Рис. 2. Эпюры сил, действующих на элемент упругой системы станка вдоль осей X (а) и Y (б)

ничивает область максимальных (минимальных) значений ΔF . Для станков класса Н $\Delta F = 2,5 \dots 3,0$ % F .

Результаты численного моделирования. Существующие программы для расчета динамических систем не отражают реальной картины колебаний шпинделя в подшипниках скольжения, так как в них нельзя учесть зазор между подвижными деталями. Поскольку зазор в программах, использующих метод Рунге — Кутты, представляет собой разрыв связи между деталями (узлами), воспользуемся аналитическими [6] и численными методами расчета [8].

Представим решение системы уравнений (1) в виде графиков. На рис. 3, а и б голубым цветом дана развертка во времени колебательных движений по осям X и Y за один период, полученная методом аппроксимации сплайн-функцией. Интегральной линией этих движений является эллипс, выделенный голубым цветом на рис. 3, в. Подобную орбиту оси наблюдают при установившемся движении шпинделя [1–3], т. е. найденное решение (1) не противоречит известным исследованиям. Моделирование проводили при следующих начальных условиях: $J_X = J_Y$; $e = 40$ мкм; $n = 25\,000$ мин⁻¹; направление максимальной погрешности опор — по вертикальной оси.

Под влиянием возмущений, вызванных $\Delta\rho$, $\Delta\varphi$, $J_X \neq J_Y$, ΔF и процессами трения, колебательные движения имеют более сложную форму. На рис. 4, а и б голубым цветом дана развертка во времени движений по осям X и Y . Интегральная линия этих движений показана на рис. 4, в голубым цветом. Моделирование выполняли при следующих начальных условиях: $J_X \neq J_Y$; $e = 38$ мкм; $n = 25\,000$ мин⁻¹;

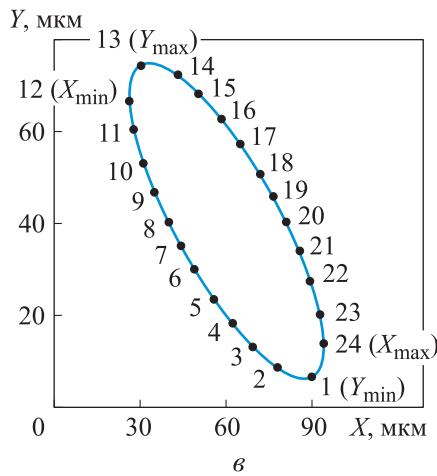
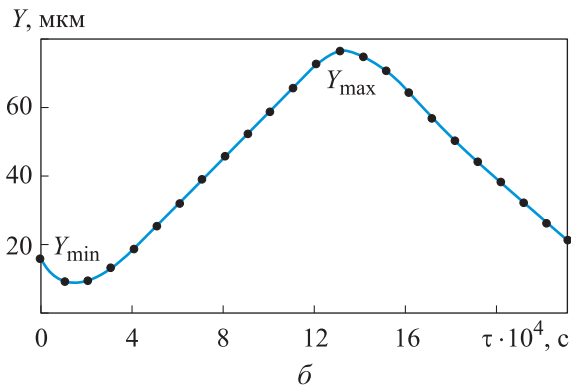
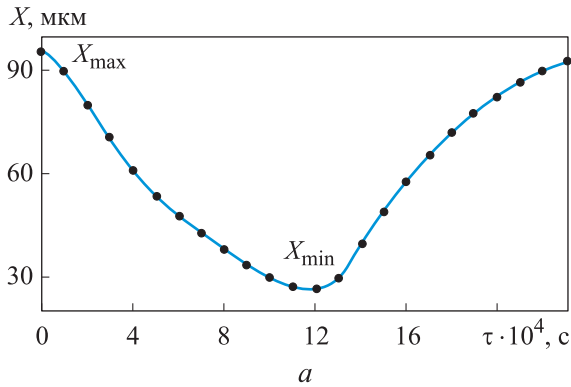


Рис. 3. Этапы построения орбиты $O_{ш}$ при колебаниях, вызванных анизотропией жесткости и погрешностью опор ШУ

направление максимальной погрешности опор — по горизонтальной оси.

При построении интегральной линии (см. рис. 4, в) применяли физико-математическое моделирование процесса. В качестве физической составляющей модели использовали характер движения маятника, подверженного касательному удару во время перемещения. После удара маятник совершал несколько хаотичных колебаний, двигаясь по вектору основного колебания.

Шпиндель при движении в пределах зазора встречал увеличивающееся сопротивление: сначала — смазки, затем корпуса подшипника. Когда шейка шпинделя на высокой скорости касалась внутренней поверхности подшипника (точки X_{max} , Y_{max} , X_{min} и Y_{min}) на нее оказывалось силовое воздействие, подобное удару. Возникли колебания, которые быстро затухали под действием процесса демпфирования, после чего ось шпинделя продолжала основное колебательное движение.

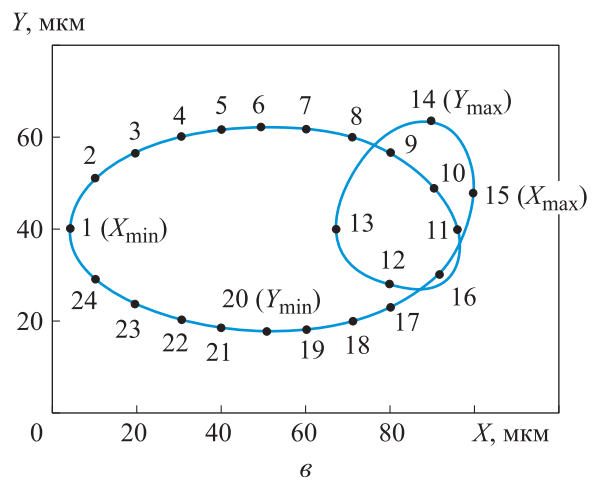
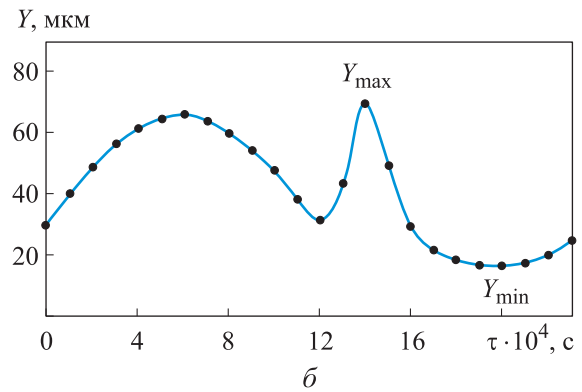
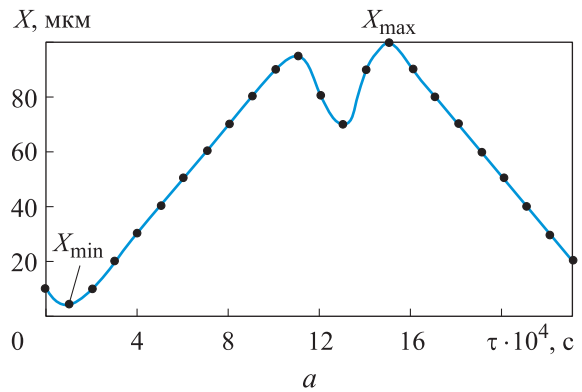


Рис. 4. Этапы построения орбиты $O_{ш}$ при колебаниях, вызванных анизотропией жесткости опор и инструмента в радиальном направлении

Экспериментальные исследования. Первоначально предпринимали попытку воспроизвести движение при ударе шейки шпинделя о внутреннюю поверхность подшипника. Применяли схему регистрации отклонений движения шпинделя с помощью луча лазера [9]. Так как целью эксперимента являлось исследование формы орбиты, из схемы исключили функции измерения погрешностей. В качестве модуля обнаружения выступали фотоприборы с выдержкой $(1,0...2,5) \cdot 10^{-4}$ с.

Использовали эффект увеличения размера, удлиняя измерительное плечо, т. е. увеличивали расстояние между лазерным диодом, расположенным в центре шпинделя, и мишенью. Для устранения расхождения луча перед мишенью устанавливали фокусирующий объектив. Испытания проводили без резания металла. Основной компонентой F_ϕ была сила трения, полученная от нагружающего устройства. Частоты вращения выбирали так, чтобы на фотоприборах получалась четкая картина. В случае возникновения удара наблюдали субгармонические колебания (рис. 5).

Форма орбиты, полученная экспериментальным путем, имеет качественное совпадение с результатами физико-математического моделирования (см. рис. 4, в). Она соответствует пространственным незамкнутым кривым [6] колебаний тела за конечное число периодов, совершаемых в области субгармонического резонанса. Большие петли траектории соответствуют основному движению. Незамкнутая кривая, наблюдаемая в правой нижней части рис. 5, — это выброс процесса, носящий случайный характер.

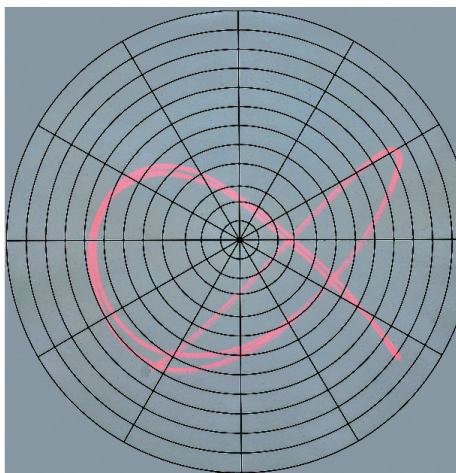


Рис. 5. Форма орбиты $O_{ш}$ при субгармонических колебаниях, полученная экспериментальным путем

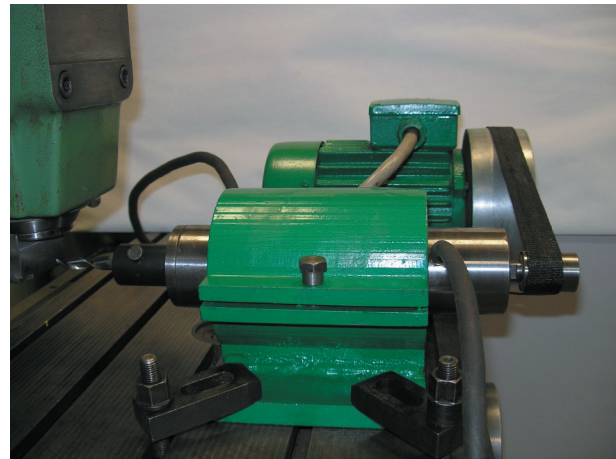


Рис. 6. Внешний вид испытательного стенда

Испытательный стенд изготавливали на базе станка FP3 фирмы Deckel (рис. 6). Обработку проводили по схеме, нестандартной для фрезерных станков. Заготовку устанавливали в вертикальном шпинделе станка с прижимом к его пазам. Случайный поворот и сдвиг заготовки устраняли установкой зажима в горизонтальном шпинделе. Жесткость заготовки в направлении поперечной подачи достигала 12 Н/мкм.

Сменный ШУ размещали в корпусе, закрепленном на столе станка. Привод осуществляли повышающей ременной передачей со сменными шкивами. Частоту вращения изменяли в диапазоне $10\,000...30\,000$ мин⁻¹. Скоростной параметр испытуемых шпинделей — $300\,000...900\,000$ мм/мин.

Инструмент устанавливали в переходной втулке для крепления специальных концевых фрез с помощью винтов. Жесткость системы инструмент — ШУ в зависимости от конструктивных особенностей инструмента, втулок и деталей ШУ составляла $2,5...10,0$ Н/мкм, разброс минимальных и максимальных значений жесткости по направлениям X и Y — $10...17$ %. Форма овалов жесткости была неодинаковой для разных типов опор ШУ.

Применяли опоры скольжения: с подводом сжатого воздуха рукавами высокого давления; с карманами, наполненными синтетической высокотемпературной смазкой для высокоскоростных подшипников; со спиральными канавками, заполненными смазкой на основе дисульфида молибдена и графита в твердом растворителе.

Стойкость инструмента при частоте, превышающей $10\,000$ мин⁻¹, оказалась чрезвычайно малой. Режущая кромка фрез из P6M5 через

минуту теряла первоначальную геометрическую форму и приобретала цвет побежалости стали. На передней поверхности фрез из ТТ7К12 через 5 мин начинала образовываться лунка, а на задней поверхности — фаска. Наибольшую стойкость (15...35 мин) имели фрезы из ВК8 с покрытием и последующим термомеханическим упрочнением.

Рекомендации по результатам работы. Рассмотрены и предложены самые простые методы устранения колебаний ШУ, реализованные в лабораторных условиях.

В пробных обработках применяли двухканавочные фрезы со шлифованными площадками на хвостовиках (рис. 7). Выравнивание жесткости сечения инструментального блока происходило благодаря созданию одинаковых условий контакта в местах закрепления фрезы и на противоположной поверхности.

Области контакта хвостовика фрезы со втулкой и зажимными винтами выделены на рис. 8 красным цветом. У фрезы с площадкой на хвостовике площади этих областей приблизительно равны. Если использовать материал одной твердости для втулки и винтов, то появляется возможность выравнивания контактных деформаций, которые оказывают наибольшее влияние на жесткость сечения инструментального блока.

Годограф жесткости сечения инструментального блока, представляющий собой средние зна-

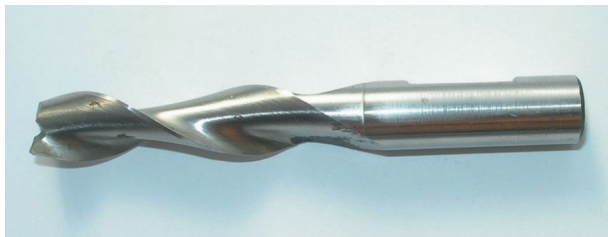


Рис. 7. Внешний вид образца двухканавочной фрезы с асимметричной жесткостью по периметру хвостовика

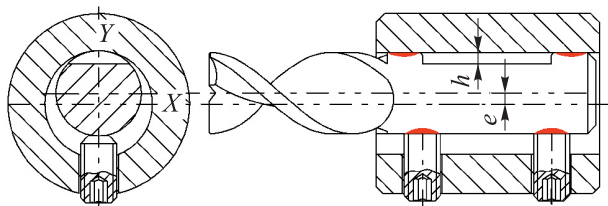


Рис. 8. Схема инструментального блока со втулкой конструкции Weldon (h — высота уступа площадки на хвостовике фрезы)

чения по результатам двадцати пяти испытаний, приведен на рис. 9, а и б. На рис. 9, б показан годограф, полученный для обычной фрезы с цилиндрическим хвостовиком. Красным цветом отмечено отклонение жесткости в области контакта хвостовика фрезы и втулки относительно области зажима.

На рис. 9, а изображен годограф жесткости блока с фрезой, имеющей площадку на хвостовике. Жесткость этого блока уменьшена по оси Y , но она симметрична относительно оси X (поля, окрашенные желтым цветом). Зеленым цветом отмечена минимальная жесткость блока, вызванная наличием зазора между втулкой и хвостовиком фрезы. Даже небольшой зазор (на рис. 8 показан условно), составляющий около 10 мкм, может уменьшить жесткость в 2 раза.

Пробные обработки фрезами с асимметричной жесткостью мест крепления дали положительные результаты. Обработку проводили разными инструментами на одной заготовке с одинаковыми скоростью резания и подачей. Осевую глубину резания изменяли в процессе обработки от 0,5 до 1,2 мм, устанавливая заготовку под углом к направлению подачи.

В верхней части рис. 10 показан паз, обработанный с помощью инструмента, устраняющего асимметрию жесткости ШУ (см. рис. 9, б). Направление подачи — слева направо. След от лезвия инструмента — ровный. Нестабильность процесса резания присутствует только в начале и конце обработки.

В математической модели (1) можно предусмотреть отклонения от переходных процессов, но нельзя создать конструкцию цельнометаллической фрезы, работающую одинаково при

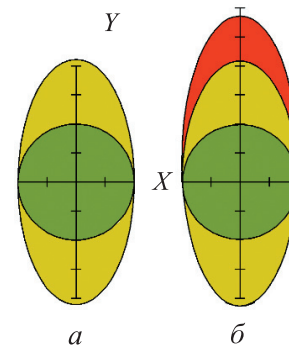


Рис. 9. Годограф жесткости сечения инструментального блока (одно деление — 4 Н/мкм):

а — для фрезы, имеющей площадку на хвостовике;
б — для обычной фрезы с цилиндрическим хвостовиком



Рис. 10. Внешний вид обработанной поверхности

всех условиях, рекомендуемых справочной литературой.

В нижней части рис. 10 обработка с помощью режущего и вспомогательного инструментов — без изменения конструкции. Направление подачи — справа налево. Видны следы, повторяющиеся с неравномерным шагом, вызванные апериодическими колебаниями инструмента. Колебания, возникшие в середине паза при увеличении глубины резания до 0,8 мм, вызвали скол режущей кромки зуба фрезы. Это привело к уменьшению ширины обрабатываемого паза и смещению его оси.

На станкостроительных предприятиях можно применять более сложные конструкторско-технологические решения. При разработке новых и модернизации существующих конструк-

ций станков необходимо использовать опоры с регулированием параметров подшипников [10] или слоя смазки [11], либо методы динамической балансировки [12] шпинделя с установленным в нем режущим и вспомогательным инструментами.

Для современного технологического оборудования открывается возможность управлять динамикой узлов с помощью электронных устройств [13–16]. Результаты исследований могут служить источником информации при составлении управляющих программ.

Выводы

1. Предложен метод повышения устойчивости процесса резания, основанный на исключении факторов, вызывающих субгармонические или апериодические колебания.

2. Модификация конструкций основного и вспомогательного инструментов на основе предложенного метода заключается в изменении жесткости по направлениям проявления колебаний различных форм, что стабилизирует динамическую систему ШУ.

3. Полученные результаты могут служить основой для дальнейших исследований процесса фрезерования составным инструментом, имеющим объемную анизотропию жесткости и эксцентриситет масс, неустраняемый балансировкой.

Литература

- [1] Решетов Д.Н., ред. *Детали и механизмы металлорежущих станков*. Т. 2. Шпиндели и их опоры. Механизмы и детали приводов. Москва, Машиностроение, 1972. 520 с.
- [2] Юркевич В.В. Точность фрезерной обработки. *Вестник машиностроения*, 2008, № 7, с. 33–37.
- [3] Stoop F., Meier S., Civelli P. et al. Multi-variable rotor dynamics optimization of an aerostatic spindle. *CIRP. J. Manuf. Sci. Technol.*, 2023, vol. 42, pp. 12–23, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cirpj.2023.01.006>
- [4] Salgado M., López de Lacalle L.N., Lamikiz A. et al. Evaluation of the stiffness chain on the deflection of end-mills under cutting forces. *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, 2005, vol. 45, no. 6, pp. 727–739, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2004.08.023>
- [5] Эльясберг М.Е., Демченко В.А. Упрощенная модель многоконтурной динамической системы для расчета станка на устойчивость при резании. *Станки и инструмент*, 1987, № 8, с. 4–7.
- [6] Ганиев Р.Ф., Кононенко В.О. *Колебания твердых тел*. Москва, Наука, 1976. 432 с.
- [7] Shiau T.N., Chen K.H., Chang J.R. Critical speed analysis for nonlinear effects of rotor system and ball end milling. *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, 2009, vol. 44, no. 5–6, pp. 463–475, <https://doi.org/10.1007/s00170-008-1853-2>
- [8] Андреев-Андреевский А.Е. Простейший способ численного интегрирования уравнений движения механической колебательной системы. *Вестник машиностроения*, 2004, № 3, с. 17–19.

- [9] Ni H., Zhao W., Qiu L. Measurement method of spindle motion error based on composite laser target. *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, 2022, vol. 174, art. 103860, <https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2022.103860>
- [10] Tong V-C., Hwang J., Shim J. et al. Multi-objective optimization of machine tool spindle-bearing system. *Int. J. Precis. Eng. Manuf.*, 2020, vol. 21, no. 10, pp. 1885–1902, doi: <https://doi.org/10.1007/s12541-020-00389-7>
- [11] Zheng W., Pei S., Zhang Q. et al. Experimental and theoretical results of the performance of controllable clearance squeeze film damper on reducing the critical amplitude. *Tribol. Int.*, 2022, vol. 166, art. 107155, doi: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.107155>
- [12] Liu X., Wei W., Yuan J. et al. A high accuracy method for the field dynamic balancing of rigid spindles in the ultra-precision turning machine. *Int. J. Precis. Eng. Manuf.*, 2021, vol. 22, no. 2, pp. 1829–1840, doi: <https://doi.org/10.1007/s12541-021-00585-z>
- [13] Yamato S., Okuma T., Nakanishi K. et al. Chatter suppression in parallel turning assisted with tool swing motion provided by feed system. *Int. J. Automation Technol.*, 2019, vol. 13, no. 1, pp. 80–91, doi: <http://dx.doi.org/10.20965/ijat.2019.p0080>
- [14] Yamato S., Nakanishi K., Suzuki N. et al. Development of automatic chatter suppression system in parallel milling by real-time spindle speed control with observer-based chatter monitoring. *Int. J. Precis. Eng. Manuf.*, 2021, vol. 22, no. 2, pp. 227–240, doi: <https://doi.org/10.1007/s12541-021-00469-2>
- [15] Zheng Z., Jin X., Sun Y. et al. Prediction of chatter stability for enhanced productivity in parallel orthogonal turn-milling. *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, 2020, vol. 110, no. 9–10, pp. 2377–2388, doi: <https://doi.org/10.1007/s00170-020-06015-0>
- [16] Zhang L., Zha J., Zou C. et al. A new method for field dynamic balancing of rigid motorized spindles based on real-time position data of CNC machine tools. *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, 2019, vol. 102, no. 2, pp. 1181–1191, doi: <https://doi.org/10.1007/s00170-018-2953-2>

References

- [1] Reshetov D.N., ed. *Detali i mekhanizmy metallovezhushchikh stankov: v dvukh tomakh*. T. 2. *Shpindel i ikh opory. Mekhanizmy i detali privodov* [Parts and mechanisms of metal-cutting machine tools. Vol. 2. Spindles and their supports. Mechanisms and parts of drives]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1972. 520 p. (In Russ.).
- [2] Yurkevich V.V. Precision of milling treatment. *Vestnik mashinostroeniya*, 2008, no. 7, pp. 33–37. (In Russ.).
- [3] Stoop F., Meier S., Civelli P. et al. Multi-variable rotor dynamics optimization of an aerostatic spindle. *CIRP. J. Manuf. Sci. Technol.*, 2023, vol. 42, pp. 12–23, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cirpj.2023.01.006>
- [4] Salgado M., López de Lacalle L.N., Lamikiz A. et al. Evaluation of the stiffness chain on the deflection of end-mills under cutting forces. *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, 2005, vol. 45, no. 6, pp. 727–739, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2004.08.023>
- [5] Elyasberg M.E., Demchenko V.A. Simplified model of a multi-loop dynamic system for calculating the stability of a machine tool during cutting operations. *Stanki i instrument*, 1987, no. 8, pp. 4–7. (In Russ.).
- [6] Ganiev R.F., Kononenko V.O. *Kolebaniya tverdykh tel* [Vibrations of solids]. Moscow, Nauka Publ., 1976. 432 p. (In Russ.).
- [7] Shiau T.N., Chen K.H., Chang J.R. Critical speed analysis for nonlinear effects of rotor system and ball end milling. *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, 2009, vol. 44, no. 5–6, pp. 463–475, <https://doi.org/10.1007/s00170-008-1853-2>
- [8] Andreev-Andrievskiy A.E. The simplest method of numerical integration of the equations of motion of a mechanical oscillating system. *Vestnik mashinostroeniya*, 2004, no. 3, pp. 17–19. (In Russ.).
- [9] Ni H., Zhao W., Qiu L. Measurement method of spindle motion error based on composite laser target. *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, 2022, vol. 174, art. 103860, <https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2022.103860>
- [10] Tong V-C., Hwang J., Shim J. et al. Multi-objective optimization of machine tool spindle-bearing system. *Int. J. Precis. Eng. Manuf.*, 2020, vol. 21, no. 10, pp. 1885–1902, doi: <https://doi.org/10.1007/s12541-020-00389-7>

- [11] Zheng W., Pei S., Zhang Q. et al. Experimental and theoretical results of the performance of controllable clearance squeeze film damper on reducing the critical amplitude. *Tribol. Int.*, 2022, vol. 166, art. 107155, doi: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.107155>
- [12] Liu Kh., Wei W., Yuan J. et al. A high accuracy method for the field dynamic balancing of rigid spindles in the ultra-precision turning machine. *Int. J. Precis. Eng. Manuf.*, 2021, vol. 22, no. 2, pp. 1829–1840, doi: <https://doi.org/10.1007/s12541-021-00585-z>
- [13] Yamato S., Okuma T., Nakanishi K. et al. Chatter suppression in parallel turning assisted with tool swing motion provided by feed system. *Int. J. Automation Technol.*, 2019, vol. 13, no. 1, pp. 80–91, doi: <http://dx.doi.org/10.20965/ijat.2019.p0080>
- [14] Yamato S., Nakanishi K., Suzuki N. et al. Development of automatic chatter suppression system in parallel milling by real-time spindle speed control with observer-based chatter monitoring. *Int. J. Precis. Eng. Manuf.*, 2021, vol. 22, no. 2, pp. 227–240, doi: <https://doi.org/10.1007/s12541-021-00469-2>
- [15] Zheng Z., Jin X., Sun Y. et al. Prediction of chatter stability for enhanced productivity in parallel orthogonal turn-milling. *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, 2020, vol. 110, no. 9–10, pp. 2377–2388, doi: <https://doi.org/10.1007/s00170-020-06015-0>
- [16] Zhang L., Zha J., Zou C. et al. A new method for field dynamic balancing of rigid motorized spindles based on real-time position data of CNC machine tools. *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, 2019, vol. 102, no. 2, pp. 1181–1191, doi: <https://doi.org/10.1007/s00170-018-2953-2>

Статья поступила в редакцию 21.10.2023

Информация об авторе

СЕРЕГИН Андрей Алексеевич — кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Технология машиностроения, металлообрабатывающие станки и комплексы». Оренбургский государственный университет (460018, Оренбург, Российская Федерация, проспект Победы, д. 13, e-mail: aasdom@yandex.ru).

Information about the author

SEREGIN Andrey Alekseevich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Mechanical Engineering, Metalworking Machines and Complexes. Orenburg State University (460018, Orenburg, Russian Federation, Pobedy Avenue, Bldg. 13, e-mail: aasdom@yandex.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Серегин А.А. Влияние анизотропии жесткости на динамику движения инструментального шпинделя. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 5, с. 11–20.

Please cite this article in English as:

Seregin A.A. Stiffness anisotropy effect on the cutting spindle motion dynamics. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 5, pp. 11–20.