

ГУСЬКОВ Александр Михайлович

**РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ ПОСТРОЕНИЯ И АНАЛИЗА
ДИНАМИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ
ПРИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКЕ**

(специальность 01.02.06 –
динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры)

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание учёной степени
доктора технических наук

Работа выполнена в Московском Государственном Техническом Университете им. Н.Э. Баумана.

Официальные оппоненты :

Доктор технических наук, профессор Кудинов В.А.

Доктор технических наук, профессор Чирков В.П.

Доктор технических наук, профессор Крупенин В.Л.

Ведущее предприятие - АО ЭНИМС (Москва)

Защита диссертации состоится "11" Сентября 1997 г.
в 14³⁰ часов на заседании диссертационного совета Д 053.15.08
при Московском Государственном Техническом Университете им.
Н.Э. Баумана по адресу :

107005, Москва, 2-я Бауманская ул., д.5.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им.
Н.Э. Баумана.

Иванов 1997 г.

1555436

Дронин В.П.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Современное состояние машиностроения характеризуется выходом на предельные возможности процессов механической обработки. Ставятся задачи достижения наноточности. Постоянное увеличение точности и возможностей станков требуют разработки более высокого уровня расчётных моделей и подготовки специалистов, соответствующих требованиям практики.

Трудности в моделировании технологических процессов начинаются с того, что до настоящего времени *отсутствует достаточно полная теория процесса резания* [Армарего И. Дж., Браун Р.Х.(1977), Жарков И.Г.(1986), Койре В.Е.(1976), Косилова А.Г., Мецперяков Р.К., Калинин М.А.(1976), Кудинов В.А.(1967), Кумабэ Д.(1985), Мурашкин Л.С., Мурашкин С.Л.(1977), Подураев В.Н. (1977), Розенберг А.М., Розенберг О.А. (1990), Соколовский А.П. (1956), Старков В.К. (1989), Moon F.C.(1994), Smith S., Tlustý J. (1991), Tlustý J. (1986), Tobias S.A. (1961), и др.].

Вторая проблема состоит в *идентификации параметров технологических систем*; как правило, станки не оснащены достаточной (дорогостоящей) аппаратурой для осуществления необходимых измерений, каждый станок является уникальным динамическим объектом и перенесение результатов испытаний с одного (лабораторного) станка на другой не всегда возможен. Проектировщик и исследователь вынуждены работать с некоторой гипотетической подобластью параметрического пространства, которое никогда не является полным и имеет большую размерность [Кедров С.С. (1978), Прилуцкий В.А. (1978), Санкин Ю.Н. (1977), и др.].

Учёт конечной жёсткости технологических систем приводит к необходимости анализировать тонкие нелинейные эффекты [Лакирев С. Г., Хилькевич Я.М.(1993), Gabrielli G., Schweitzer G.(1989), Kasahara N., Sato H., Tani Y.(1992), Martelotti M.E. (1945), Moon F.C. (1994), Tansel I.N., Erkal C., Keramidast.(1992), Tlustý J.(1986), и др.].

Среди большого числа разнообразных задач, решаемых в области динамики технологических систем можно выделить *три крупных направления*: 1). *динамика станков и оборудования*, где в упрощённом виде включены передаточные функции процесса резания, при этом ставится задача обеспечения определённых свойств станка, а отдельные технологические операции требуют при этом дополнительного углублённого изучения [Ахметшин Н.И., Гоц Э.М., Родиков Н.Ф.(1987), Бордачёв Е.В.(1995), Заковоротный В.Л. (1980), Кедров С.С.(1978), Кондратов А.С.(1987), Коненков Ю.К., Довтян М.Д.(1988), Кудинов



В.А.(1967), Санкин Ю.Н.(1977) и др.]; 2). *Управление и оптимизация отдельных технологических операций и процессов* [Аршанский М.М., Щербаков В.П.(1988), Афзалов З.Ш. (1984), Безъязычный В.Ф., Кожина Т.Д.(1993), Кедров С.С.(1978), Ковалёва А.С.(1990), Макаров А.Д.(1976), Санкин Ю.Н.(1977), Chao J., Leu M.C., Zhou G., Geskin E.(1993) и др.]; 3). *Фундаментальные исследования по теории резания и по динамике определённых технологических операций*, при этом станок, как правило не включается в расчётную схему, [Армарего И.Дж., Браун Р.Х. (1977), Ахметшин Н.И., Гоц Э.М., Родиков Н.Ф.(1987), Грановский Г.И., Грудов П.П., Кривоухов В.А., Ларин Н.М., Малкин А.Я. (1954), Жарков И.Г. (1986), Кедров С.С. (1978), Кумабэ Д.(1985), Лакирев С.Г.(1972), Лакирев С. Г., Хилькевич Я.М.(1993), Подураев В.Н.(1977), Прилуцкий В.А. (1978), Соколовский А.П.(1956), Ушуков А.И. (1973)Холмогорцев Ю.П. (1984), Albrecht P.(1962), El Baradie M.E.(1993), Cleloszyk J., Olszak W., Skrodzewicz J. (1994), , Martelotti M.E.(1941, 45), Marui E., Naashimoto M., Kato S.(1995), Minis I., Yanushevsky R. (1993), Minis I., Tembo A. (1993), Montgomery D., Altintas Y. (1991), и др.]

В настоящее время, в связи с *возросшими возможностями численного моделирования и визуализации* результатов вычислений появляется всё больше работ по разработке имитационных полных моделей технологических систем. Данное направление является наиболее перспективным, так как проведение предварительных экспериментов становится всё более трудоёмким, медленным и дорогим делом.

Направление исследований. Настоящая работа в большей мере принадлежит последнему направлению, разработаны и исследованы модели двух операций: ***вибрационного сверления и продольного течения***. В ***первой задаче*** изучается динамика явления, автоколебательные режимы и вопросы управления колебаниями для достижения заданных условий по дроблению стружки; ***во второй*** – влияние динамики технологической системы на образование погрешностей формы детали и методы обработки информации о поверхности детали. Объединяет их в данной работе единый подход к разработке моделей и анализу, ***выделен механизм влияния регенерации колебаний*** при резании и показано, что многие наблюдаемые проявления динамики таких систем могут быть смоделированы и объяснены без привлечения дополнительных предположений.

С точки зрения геометрии взаимодействия инструмента с деталью при сверлении в рассматриваемой схематизации процесс вибрационного резания относится к ***точечному взаимодействию***, так как нужна всего одна переменная для описания образующейся поверхности. К

таким же моделям относятся модели фрезерования дисковыми фрезами, шлифование подшипниковых колец, поперечное точение и растачивание, продольное точение жёстких деталей. Существуют операции, такие как иглофрезерование, где податливость инструмента настолько велика, что деформации инструмента на несколько порядков превосходят изменения геометрии обрабатываемой поверхности. В этом случае уравнения образования новых поверхностей вырождаются и приводят к кинематическим связям наложенным на систему.

При моделировании процесса точения выделение уравнений образования новых поверхностей позволяет подойти к *нерешённой* до настоящего времени задаче о влиянии динамики процесса на образование погрешностей формы в полном объёме. Идеологически наш подход близок к работам [Аршанский М.М., Щербаков В.П. (1988), Albrecht P. (1962), Altintas Y. (1992)].

Взаимное влияние многих причин на образование погрешностей формы привело к необходимости анализировать явление с помощью методики последовательного рассмотрения иерархии соподчинённых динамических моделей. Взаимодействие инструмента с деталью при точении происходит по линии - режущей кромке, - и вместо конечных соотношений приходится работать с алгоритмической моделью формообразования, что приводит к необходимости отказаться от аналитического исследования и использовать численное моделирование.

Научная новизна работы.

1. Построена и исследована новая динамическая модель вибрационного сверления, на основе которой разработана и реализована авторезонансная вибрационная головка для сверления. Впервые рассмотрена динамика вибрационного сверления с пьезовибратором и показаны условия, при которых пьезовибратор может использоваться без обратной связи по коэффициенту непрерывности резания. Выделение уравнений образования новых поверхностей позволило впервые рассмотреть динамику взаимодействия инструмента при вибрационном сверлении с жёстким и мягким включениями, динамику входа и выхода инструмента.

2. Впервые к задаче вибрационного сверления применена техника однопараметрических бифуркационных диаграмм, для чего предложена новая функция последовательных экстремумов. Впервые рассмотрен вопрос о применимости метода гармонической линеаризации в численной форме к задаче вибрационного сверления, получены зависимости динамических коэффициентов жёсткости и демпфирования процесса резания от параметров технологической системы.

3. Построена и исследована новая динамическая модель продольного точения; построенный алгоритм образования новых поверхностей позволил учесть влияние динамики технологической системы на образование погрешности формы боковой поверхности детали.

4. Разработана методика визуализации погрешностей формы цилиндрических поверхностей с помощью нормированных на среднеквадратичное отклонение погрешности формы поверхностей. Разработана матричная форма представления 9-ти стандартных погрешностей формы боковой поверхности цилиндрических деталей.

Достоверность научных положений и выводов обоснованы :

- использованием математических моделей классической механики твёрдого и деформируемого тела ;
- использованием специально разработанной и тестированной программной среды "DELTA" и коммерческой программной среды "MATLAB" ;
- проверкой разработанных моделей и алгоритмов на тестовых задачах ;
- объяснением имеющихся в литературе экспериментальных результатов ;
- разработкой и реализацией прототипа авторезонансной головки для вибрационного сверления и проведением предварительных испытаний ; по результатам этой работы поданы документы на международный патент.

Практическая ценность работы состоит в создании имитационных моделей процессов вибрационного сверления и точения цилиндрических поверхностей. Обоснованием существования и возможности реализации авторезонансного вибрационного сверления. Выделение уравнений образования новых поверхностей в отдельную структурную единицу является методически необходимым элементом разработки других моделей процессов обработки резанием.

Разработанный подход является законченным исследованием и с методической стороны может служить базой для специального курса по динамике технологических систем обработки резанием.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы докладывались :

- на 2-ой Международной Научно-Технической конференции "Актуальные проблемы фундаментальных наук". (Москва, 24 - 28 января 1994 ; МГТУ);

- на Докторской школе Университета Клода Бернара в Лионе. (7 июля 1994, Лион, Франция) ;

- на 1-ом Международном Конгрессе по структурной и междисциплинарной оптимизации. (май 28 - июнь 5, 1995, Гослар, Германия) ;

- на 1-ой Международной Конференции по разработке систем интегрированного производства. (15 - 17 апреля 1996, Нант, Франция) ;

- на Конференции PRIMECA. (28.IX 1996, Нант, Франция) ;

- на ежегодных семинарах по программе "Динамика". (1994, 1995, 1996, МГТУ, Москва) ;

- на семинарах по механике в Высшей Нац. Школе Гидравлики и Механики Гренобля. (1994, 1995, 1996, Гренобль, Франция) ;

- на научно-техническом семинаре кафедры РК5. (1995, МГТУ, Москва) ;

Основное содержание работы представлено в тринадцати публикациях.

Структура и объём диссертации. Работа состоит из **девяти глав**, списка литературы (118 наименований) и приложений. Основной объём диссертации - 291 стр., в тексте приведены 90 рисунков и 20 таблиц. В приложениях представлена конструкция авторезонансной головки для вибрационного сверления, содержание доклада по исследованию динамики систем с запаздывающим аргументом, основные программные модули разработанных алгоритмов.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В **первой главе** показывается, что часто используемые выражения для сил резания через вектор состояния динамической технологической системы не учитывают феномен регенерации поверхности при обработке резанием. Так, например, при радиальном точении в случае абсолютно жёсткого инструмента и податливой в радиальном направлении детали - y [м], - для радиальной силы используется выражение

$$P_y = R \cdot (1 - y/s)^q. \quad (1)$$

Однако, при учёте изменения геометрии поверхности за счёт резания на предыдущем обороте (в момент $t \leftarrow t - T$) следует использовать выражение

$$P_y = R \cdot \{ 1 - [y(t) - y(t - T)]/s \}^q. \quad (2)$$

Такой подход оказывается непригодным при анализе динамики прерывистого резания. В этом случае необходимо ввести дополнительные переменные, описывающие состояние обрабатываемой и обработанной поверхностей и закон их преобразования. Так, уравнение (2) заменяется группой из четырёх уравнений вида

$$D(t) = S(t - T) + y^P(t) - y^O(t), h(t) = \max(0, D(t)), \quad (3), (4)$$

$$S(t) = S(t - T) - h(t), P_y = R \cdot (h/s)^q, \quad (5), (6)$$

где $y^P(t)$, $y^O(t)$ - радиальные положения центра детали и вершины инструмента, а переменные $S(t)$, $D(t)$, $h(t)$ описывают поверхность и взаимное расположение инструмента и поверхности. Особенностью уравнений $\{(3), (4), (5)\}$ является *нелинейность, связанная с выходом инструмента из зоны резания*: если $D(t) \leq 0$, то толщина снимаемого материала $h(t)=0$ и обработанная поверхность совпадает с обрабатываемой - $S(t) = S(t - T)$; при резании - $h(t) = D(t) > 0$.

Вторая, третья и четвёртая главы посвящены разработке и анализу динамической модели вибрационного сверления. На рис.1 изображена принципиальная схема процесса. Инструмент и деталь рассматриваются как абсолютно твёрдые тела и возможные податливости, возбуждения - вибрационное или управляющее воздействия, - осуществляются через крепления детали и инструмента. Податливое в осевом направлении крепление инструмента позволяет системе самостоятельно, без внешнего вмешательства, перераспределять энергию, получаемую технологической системой от двигателей главного движения через механизм резания таким образом, чтобы "раскачать" инструмент и сформировать дроблёную стружку.

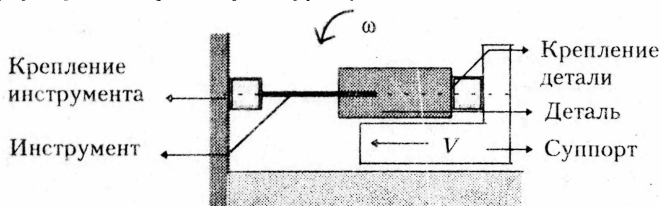


Рис. 1.

Для обеспечения таких режимов **необходимо, чтобы процесс непрерывного резания был неустойчивым** и параметры системы должны быть выбранными так, чтобы динамика не была чрезмерной, а длина элементов стружки - минимально достаточной.

Динамическая модель вибрационного сверления в безразмерной форме состоит из уравнений, описывающих:

- **динамику инструмента**

$$\mu_1 \ddot{\eta}_1 = -\mu_1 \ddot{Z}_0 - N_{10} - N_C, \quad (7)$$

- **динамику детали**

$$\mu_2 \ddot{\eta}_2 = -N_{23} - N_C, \quad (8)$$

• **процесс образования новых поверхностей^{*)}**

$$\Delta(\tau) = \Delta(0) + [\eta_1(\tau) - \eta_1(0)] + [\eta_2(\tau) - \eta_2(0)] + [Z_0(\tau) - Z_0(0)] + \tau - \Lambda(\tau-1/n), \quad (9)$$

$$\beta(\tau) = \max(0, \Delta(\tau)), \quad (10)$$

$$\Lambda(\tau) = \Lambda(\tau-1/n) + \beta(\tau), \quad (11)$$

• **уравнения состояния для сил**

$$N_C = \beta(\tau)^q, \quad (12)$$

$$N_{10} = \kappa_{10} (\eta_1 + 2\zeta_{10} \dot{\eta}_1 / \Omega_1), \quad N_{23} = \kappa_{23} (\eta_2 + 2\zeta_{23} \dot{\eta}_2 / \Omega_2). \quad (13)$$

Уравнения дополняются начальными условиями и значениями функции Λ на начальном множестве: $\Lambda(\tau \leq 0) = 0$.

В общем случае в модели учтены следующие возможности: вибратор неподвижен (левое сечение крепления инструмента $Z_0=0$); вибратор осуществляет заданное движение (например, $Z_0 = \alpha_{Z0} \sin(2\pi \tau)$); управляемый пьезовибратор; крепление инструмента абсолютно жесткое ($\eta_1=0$); крепление инструмента податливое ($\eta_1 \neq 0$); крепление детали абсолютно жесткое ($\eta_2=0$); крепление детали податливое ($\eta_2 \neq 0$).

Особенностью настоящей модели является группа уравнений $\{(9), (10), (11)\}$: переменная $\Delta(\tau)$ определяет взаимное осевое расположение режущей кромки и обработанной поверхности, её положительное значение соответствует тому, что режущая кромка погружена в обрабатываемый материал, тогда мгновенная толщина снимаемого слоя определяется из (10) как $\beta(\tau)=\Delta(\tau)$. Предполагается, что режущая часть инструмента не деформируется и снимается весь ометаемый объём - уравнение (11); переменная $\Lambda(\tau)$ является глубиной отверстия под режущей кромкой после её прохода и отсчитывается от свободного торца детали; её значение $\Lambda(\tau-1/n)$ соответствует поверхности дна отверстия, сформированного "предыдущей" режущей кромкой в момент $\tau \leftarrow \tau-1/n$.

При исследовании **устойчивости непрерывного сверления** в случае жесткого осевого закрепления детали и без накладываемых вибраций: $\{\kappa_{23} \rightarrow \infty; Z_0 = 0\}$ система уравнений $\{(7)-(13)\}$ приводится

$$\mu_1 \ddot{\eta}_1 = -\kappa_{10} (\eta_1 + 2\zeta_{10} \dot{\eta}_1 / \Omega_1) - \{\eta_1(\tau) - \eta_1(\tau-1/n)\} + 1/n \quad (14)$$

^{*)} Обозначения: $\frac{d}{d\tau} (*) \equiv (\dot{*})$; индексы $\{0, 1, 2, 3, C\}$ соответствуют вибратору, инструменту, детали,

суппорту и зоне резания. Все линейные величины [м] отнесены к подаче на оборот a . Масштаб времени выбран таким образом, что безразмерное время одного оборота детали по отношению к сверлу было равно единице, и при n симметрично расположенных режущих кромках запаздывание, связанное с резанием "по следу", равно $1/n$ - (9), (10).

к уравнению динамики только для инструмента (14). Невозмущённое движение - $\eta_1^0 = \{1/n\}^q$, - соответствует сверлению с постоянным поджатием. Характеристическое уравнение для системы в вариациях принимает вид $\{ \eta_1 \leftarrow \eta_1^0 + \Xi_0 \cdot \exp(\lambda \cdot \tau) \}$

$$\mu_1 \lambda^2 + \kappa_{10} \frac{2\zeta_{10}}{\Omega_1} \lambda + \kappa_{10} + \frac{q}{n^{q-1}} (1 - \exp(-\frac{\lambda}{n})) = 0. \quad (15)$$

Для систем с запаздывающим аргументом характерно наличие бесконечного числа зон динамической неустойчивости; на рис.3 приведены первые четыре границы $\{\Gamma_1, \Gamma_2, \Gamma_3, \Gamma_4\}$, полученные численно на плоскости критериев подобия $\{\mu_1, \kappa_{10}\}$ при $q = 0.75$:

$$\mu_1 = \frac{m_1 \cdot a}{T^2} \cdot \frac{1}{P_*}, \quad P_* = K \cdot a, \quad K = n \cdot \gamma \cdot \sigma_L \cdot R, \quad \kappa_{10} = k_{10} / K, \quad (16)$$

где m_1 - масса инструмента, T - время одного оборота детали, a - подача на оборот, K - жёсткость резания, n - число режущих кромок (в расчёта нами принималось, что $n = 2$), γ - коэффициент формы, σ_L - характерное напряжение обрабатываемого материала, k_{10} - жёсткость крепления инструмента. Области неустойчивости (внутри петель Γ_i) в сильной степени зависят от уровня внешней диссипации ζ_{10} . Целью исследования на устойчивость процесса непрерывного резания является определение зон неустойчивого резания - именно там следует искать автоколебательные режимы с выходом инструмента из зоны резания.

Однако линейный анализ не позволяет изучить динамику системы внутри зон неустойчивости. Для этого необходимо использовать полную систему уравнений $\{(7) - (13)\}$.

"Наблюдение" за решениями этой сложной системы позволяет судить о характере динамики и процесса резания, однако, их классификация в настоящее время отсутствует. Наиболее эффективным и информативным методом изучения возможных движений динамических систем является метод построения *сечений Пуанкаре* в сочетании с адиабатическим изменением параметров системы.

Для количественной характеристики процесса образования прерывистой стружки введём понятие коэффициента непрерывности резания ψ , который вычисляется через характеристическую функцию процесса резания χ :

$$\chi(\tau) = \text{Hev}(\beta(\tau)), \quad \psi = \frac{1}{T_p} \int_{\tau-T_p}^{\tau} \chi(\xi) d\xi, \quad (17)$$

где T_p - время между образованием двух последовательных элементов стружки, значение $\psi = 1$ соответствует непрерывному резанию, при прерывистом резании $\psi < 1$; $\text{Hev}(\bullet)$ - функция Хевисайда.

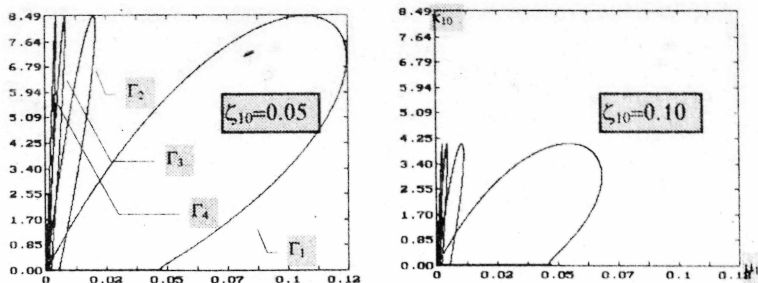


Рис. 2.

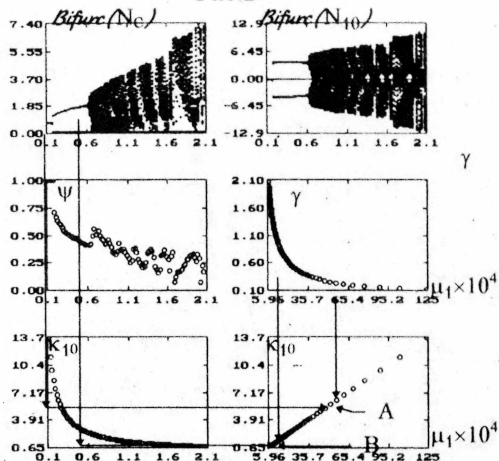


Рис. 3. Влияние жёсткости резания - γ : $K = n \cdot \gamma \cdot \sigma_L \cdot R$.

$\zeta_{10} = 0.05$; $R = 0.005$ [м] ; $\sigma_L = 3 \cdot 10^8$ [Па] ; $n = 2$; $V_C = 0.681$ [м/с].

Характер изменения динамики процесса вибрационного (без внешнего возбуждения) сверления в зависимости от изменения жёсткости резания представлен на рис.3.

При изменении коэффициента формы в пределах $\gamma \in [0.1, 2.1]$ рабочая точка "движется" вдоль диагонали по стрелке на рис.4. До попадания в зону неустойчивости (пересечение границы области неустойчивости Γ_3 происходит в точке А) наблюдается непрерывное резание, чему соответствует значение $\psi = 1$ и постоянное значение силы резания N_c на рис.3. До пресечения со второй границей - Γ_4 , - в точке В, на

блюдаются регулярные автоколебания - $\psi < 1$, сила резания имеет один максимум и минимум равный нулю.

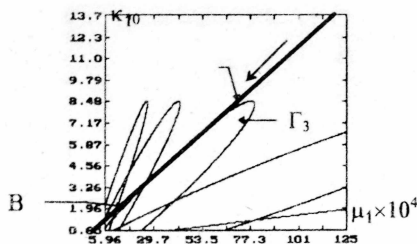


Рис. 4.

При дальнейшем увеличении жёсткости резания $\gamma > 0.6$, возбуждение системы возрастает и колебания носят всё более сложный характер. Величина зоны "спокойных" автоколебаний в значительной степени зависит от значения скорости резания V_C . Численное моделирование позволяет провести полное исследование влияния всех параметров на динамику и условия самовозбуждения системы.

Для выявления физики самовозбуждения технологической системы рассмотрен случай жёсткой системы - кинематическое вибрационное сверление - с гармоническим возбуждением со стороны вибратора:

$$Z_0(\tau) = \alpha_{z0} \sin(2\pi p \tau), \quad (18)$$

где p - количество колебаний вибратора за один оборот детали относительно инструмента с периодом $T_p = p^{-1}$.

В этом случае система уравнений $\{(7) - (13)\}$ преобразуется к виду:

- описание динамики инструмента

$$N_{10} = \mu_1 \alpha_{z0} 4 \pi^2 p^2 \sin(2\pi p \tau) - N_C, \quad (19)$$

- описание динамики детали

$$0 = -N_{23} - N_C, \quad (20)$$

- описание процесса образования новых поверхностей

$$\Delta(\tau) = -A_0 + \alpha_{z0} \sin(2\pi p \tau) + \tau - \Lambda(\tau - 1/n), \quad (21)$$

$$\beta(\tau) = Hev(\Delta(\tau)) \Delta(\tau), \quad (22)$$

$$\Lambda(\tau) = \Lambda(\tau - 1/n) + \beta(\tau), \quad (23)$$

- уравнения состояния для сил

$$N_C = \beta(\tau)^q, \quad (24)$$

Из приведённой системы уравнений следуют все известные результаты по геометрическому анализу образования стружки при сверлении. По уравнению (21) определяется расстояние $\Delta(\tau)$, далее

вычисляется толщина снимаемого слоя $\beta(\tau)$ —(22) и вновь создаваемая поверхность $\Lambda(\tau)$ —(23).

Интенсивность вибрационного сверления характеризуется коэффициентом усиления амплитуды φ . Для его определения обозначим $\sigma[Z_0]$, $\sigma[\beta]$ – среднеквадратичные отклонения Z_0 и β , тогда

$$\varphi = \frac{\sigma[\beta]}{\sigma[Z_0]} \quad (25)$$

На рис. 5 и 6 приведены результаты расчётов для двух значений частоты возбуждения p при следующих значениях параметров: $n=2$, $q=0.75$, $\mu_1=0.05$. При одном колебании инструмента за оборот (рис. 5), имеет место прерывистое резание с переменной толщиной $\beta(\tau)$ и знакопеременной мощностью сил резания $\mathcal{P}_C$.

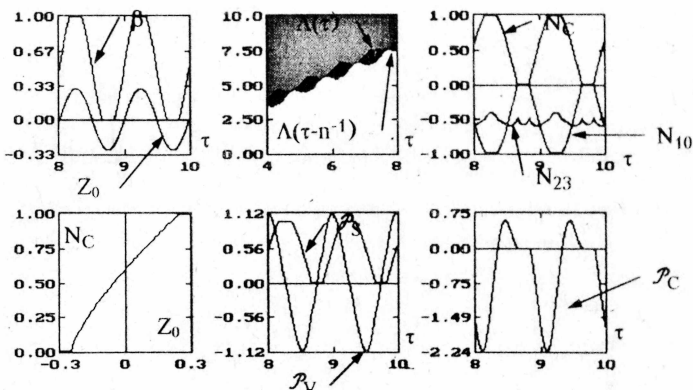


Рис. 5. $p = 1$, $\alpha_{z0} = 0.3$, $\varphi = 1.84$, $\psi = 0.80$.

Поступающая энергия от вибратора и суппорта ($\mathcal{P}_V, \mathcal{P}_S$) расходуется также на динамику инструмента; сила резания N_C всегда положительна, а реакция N_{10} может иметь произвольные значения. В зависимости от частоты вибраций изменяется фаза между положением режущей кромки и силой резания - график $\{N_C, Z_0\}$. Амплитуда накладываемых вибраций составляет 0.3 от подачи на оборот, однако при частоте $p = 1$ имеется существенное усиление и значительная прерывистость резания - $\varphi=1.84$, $\psi=0.80$. В тоже время, при изменении частоты вибраций - $p = 1.45$, - при той же амплитуде наблюдается непрерывное резание со значительным поглощением энергии от резания - график $\{N_C, Z_0\}$. Типичное изменение характеристик резания при варьировании частоты возбуждения показано на рис.7. Наибольшее усиление вибраций для

двукромочного инструмента происходит вблизи $p = 1, 3, 5, \dots$; наблюдаемые максимумы слева и справа от нечётных значений имеют различное поглощение энергии на резание. При чётных значениях p даже при наличии вибраций ($\alpha_{z0} \neq 0$) резание непрерывное всегда с постоянной толщиной резания ($\varphi = 0, \psi = 1$).

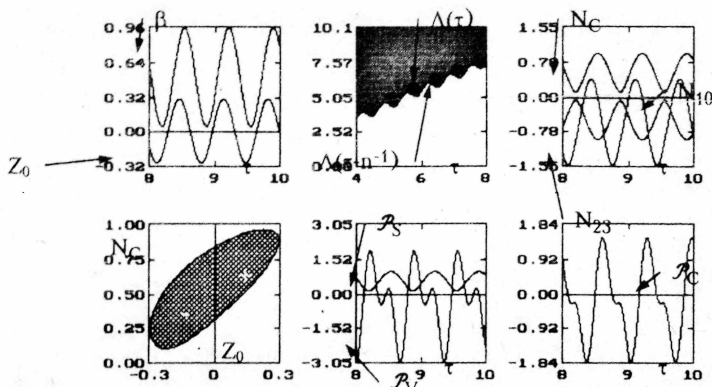


Рис. 6. $p = 1.45, \alpha_{z0} = 0.3, \varphi = 1.52, \psi = 1.00$.

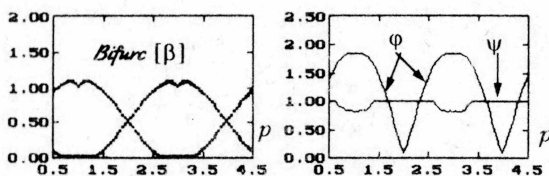


Рис. 7. $n = 2, \mu_1 = 0.05, \alpha_{z0} = 0.3$

При гармоническом возбуждении вида (18) возможно провести гармоническую линеаризацию сил резания

$$N_C(\tau) \approx \bar{N}_C + \bar{k}_C Z_0 + \bar{\delta}_C \dot{Z}_0 = \tilde{N}_C(\tau). \quad (26)$$

Коэффициенты линеаризованной силы $\tilde{N}_C$ имеют ясный физический смысл: $\bar{N}_C$ —средняя сила, $\bar{k}_C$ —коэффициент динамической жёсткости, $\bar{\delta}_C$ —коэффициент динамического демпфирования, при этом сила N_C известна только численно, коэффициенты в (26) зависят от амплитуды и частоты возбуждения (α_{z0}, p) нелинейным образом. На рис. 8 предстали некоторые результаты расчётов. Процесс резания имеет переменную динамическую жесткость и демпфирование (режимы, используемые на практике соответствуют наименьшему динамическому

сопротивлению резания - $p \approx 4$). Наличие режимов с отрицательным демпфированием $\bar{\delta}_C$ показывает возможность получения энергии от процесса резания. Именно этот факт является решающим при разработке авторезонансного вибрационного сверления. Наибольшее отрицательное демпфирование существует при $p < 1.5$, то есть, именно в этом диапазоне частот имеются наиболее благоприятные условия для самовозбуждения вибраций.

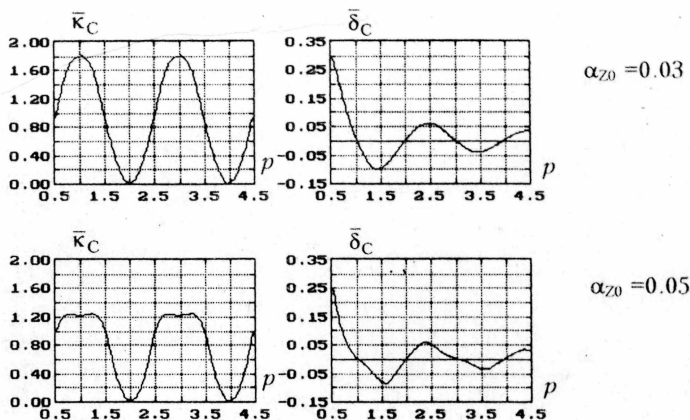


Рис. 8. $q = 0.75$

Важным результатом для настройки технологической системы на авторезонансный режим с частотой вибраций примерно равной p является соотношение для жёсткости крепления инструмента

$$\kappa_{10} \approx [\mu_1 (2\pi p)^2 - \bar{K}_C] + \frac{\bar{K}_C^2}{\kappa_{23} + \bar{K}_C - \mu_2 (2\pi p)^2}. \quad (27)$$

Однако для проектирования системы по (27) необходимо провести предварительное вычисление динамической жёсткости $\bar{K}_C$, поэтому при практическом проектировании легче проводить прямой численный эксперимент с построением бифуркационной диаграммы для проектируемого параметра. В работе проведён подробный анализ влияния различных факторов на процесс образования стружки.

Моделирование взаимодействия инструмента с жёстким включением характеризуется тем, что включение имеет локализацию в пространстве но не нарушает сплошность среды. Жёсткость резания для включения отличается от средней (номинальной - K), K_s : $\kappa_s = K_s/K$. Таким образом, изменяется уравнения состояния для сил резания в

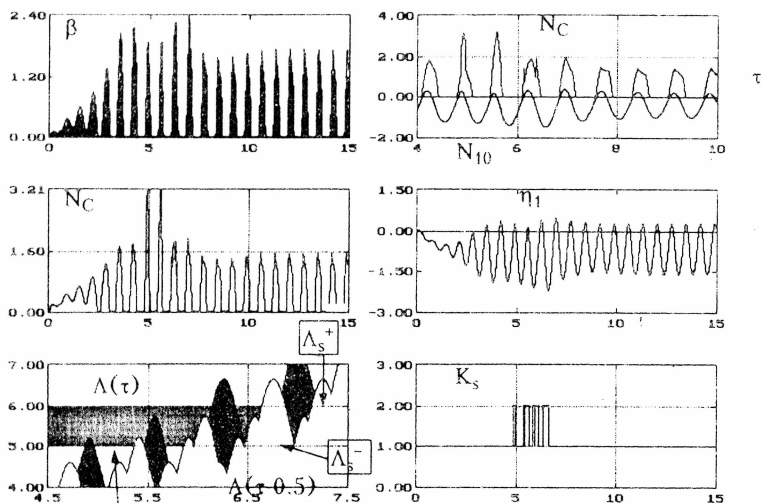
зависимости от пространственного положения режущей кромки. Пусть включение локализовано на участке $\Lambda \in [\Lambda_s^-, \Lambda_s^+]$, тогда вместо (12) запишем:

$$N_C = K_s \beta(\tau)^q; \quad K_s = \begin{cases} \Lambda \in [\Lambda_s^-; \Lambda_s^+]; \\ \kappa_s \\ \Lambda \notin [\Lambda_s^-; \Lambda_s^+]; 1 \end{cases} \quad (28)$$

В случае $\kappa_s > 1$ речь идёт о жестком включении, при $\kappa_s < 1$ имеем дело с мягким включением. Во всех случаях при нарушении однородности материала имеют место дополнительные динамические эффекты, численное моделирование позволяет адекватно интерпретировать экспериментальные результаты. Рассмотрим систему с жестко закреплённой деталью (рис.9) при $n=2$, $\zeta_{10} = 0.05$, $V_C = 4$ м/с, $R = 0.003$ м, $\sigma_L = 2 \cdot 10^8$ Па, $m_1 = 0.5$ кг, с жестким включением – $\kappa_s = 2$, расположенным на интервале глубин между $\Lambda_s^- = 5$, $\Lambda_s^+ = 6$.

Следует отметить:

во-первых: первое достижение уровня Λ_s^- за счёт динамики происходит раньше, чем $\tau = \Lambda_s^-$;



Включение Рис. 9. Жесткое включение

во-вторых, происходит примерно двукратное возрастание силы резания при встрече с включением, при этом реакция крепления инструмента почти не меняется – не является информативным фактором;

в-третьих, несмотря на протяженность $\Lambda_s^+ - \Lambda_s^- = 1$, проходимость

при средней подаче за $\Delta t = 1$, взаимодействие с включением продолжается почти два оборота $-\tau^- \approx 4.6$, $\tau^+ \approx 6.5$, $\Delta t = \tau^+ - \tau^- \approx 1.9$;

в-четвёртых, переходные явления длятся около пяти оборотов. Анализ для "мягкого" включения проводится аналогичным образом.

Рассматриваемая модель дополнена моделированием последовательно включённого *пьезовибратора* и показано, что с механической точки зрения пьезовибратор эквивалентен дополнительной упругости с силовым воздействием в месте его подсоединения к системе. Если силовое воздействие не зависит от состояния динамической системы, то динамика сводится к аналогичной для случая инструмента с упругим закреплением и кинематическим возбуждением. Показано, что при эффективной настройке упругого закрепления инструмента нет необходимости управлять пьезовибратором. В тоже время, управление по коэффициенту непрерывности резания оказывается эффективным в случае существенной неоднородности обрабатываемого материала.

На рис. 10 представлена принципиальная схема разработанной авторезонансной головки. Упругий элемент выполнен из пружинной стали виде стержня с прямоугольным поперечным сечением $- B \times H$ - и регулируемой длиной L в диапазоне $L \in [30, 60]$ мм. Ширина сечения равна $B = 10$ мм, высота сечения выбирается из набора $H \in \{0.50, 0.75, 1.00, 1.25, 1.50, 1.75, 2.00\}$ мм. Подвижная часть - инструмент, - имеет массу $m_1 = 0.38$ кг. Изготовленная головка предназначена для сверления отверстий диаметром от 3 до 7 мм.

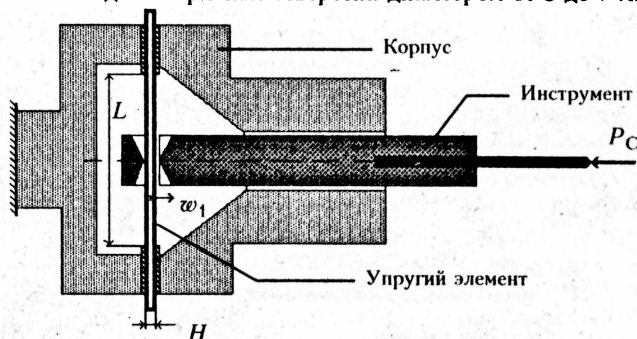


Рис.10.

На рис. 11 представлены бифуркационные диаграммы для рассматриваемой авторезонансной вибрационной головки для безразмерной толщины стружки β , безразмерной силы резания N_C , безразмерной частоты образования сегментов стружки f , коэффициента неупре-

рывности резания ψ и безразмерной реакции упругого закрепления инструмента N_{10} в функции от угловой скорости вращения детали N .

Вблизи $N = 4000$ об/мин (точка А на рис. 11) имеется широкая зона стабильного сверления с прерывистой стружкой.

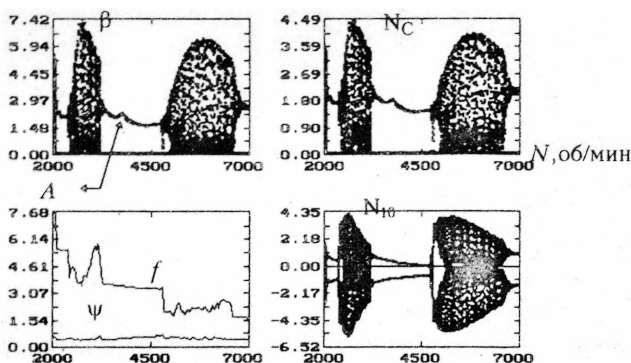


Рис. 11.

Относительная частота образования сегментов стружки равна $f \approx 3$. Например, при экспериментальном сверлении отверстия диаметром 5 мм, с частотой вращения шпинделя 4000 об/мин, подачей 0.075 мм/об, в детали из нержавеющей стали с $\sigma_L = 630$ МПа наблюдаются устойчивые автоколебания с регулярной дроблённой стружкой. Также показано, что при переходе к сверлению отверстий других диаметров и в других материалах изменять жёсткость крепления инструмента и выбирать режимы резания необходимо, соблюдая физическое подобие процессов: $\{\mu_1, \kappa_{10}, \rho, \gamma, \zeta_{10}, q, n\} = idem$.

Разработанная модель вибрационного сверления является в некотором смысле "чистой" моделью, где удалось выделить в явном виде механизм запаздывания и изучить его влияние на устойчивость непрерывного резания, условия самовозбуждения и нелинейную динамику технологической системы. Несмотря на "кажущуюся" простоту системы уравнений $\{(7)-(13)\}$, её исследование не поддаётся аналитическим методам, разнообразие различных режимов заставляет отказаться от классификации движений. Это привело к необходимости структурировать модель и рассматривать её как имитационную, что позволяет, при практическом использовании идентифицировать параметры отдельных структурных блоков.

Значительно более сложная ситуация возникает при моделирова-

нии неодноточечных процессов обработки резанием. В случае деформируемости обрабатываемой поверхности и/или податливости инструмента процесс образования новых поверхностей представляется в алгоритмическом виде, как правило, динамика становится нестационарной, метод бифуркационных диаграмм неприменим, спектральный анализ становится малоинформативным. В тоже время, выделение в отдельный структурный блок алгоритма образования новых поверхностей позволяет изучить влияние динамики технологической системы на геометрию обработанной поверхности.

В седьмой, восьмой и девятой главах диссертации представлена и исследована динамическая модель процесса точения; целью исследования является получение количественных характеристик обработанной поверхности в зависимости от технологических условий "реального" процесса.

Одной из центральных проблем моделирования представляется описание геометрии обрабатываемой и обработанной поверхности, учитывая, что абсолютные размеры детали и "неровности" поверхности, характеризующие погрешность формы, отличаются на несколько порядков, в работе осуществлено *неоднородное масштабирование* для разделения "микро"- и макрогеометрии - *шестая глава* работы. Поверхность детали относится к базовому цилиндру длиной L и радиусом R^b , равным номинальному радиусу поверхности, который необходимо получить после прохода. Радиальные координаты поверхности отсчитываются от базового цилиндра. Боковая поверхность базового цилиндра S^b разрезается вдоль образующей и при разворачивании на плоскость отображается в единичный квадрат, радиальные координаты точки на поверхности S соотносятся к величине номинального радиального припуска H (рис. 12): окружная координата $Y \in [0,1]$, осевая координата $Z \in [0,1]$, радиальная координата X является функцией от Y и Z .

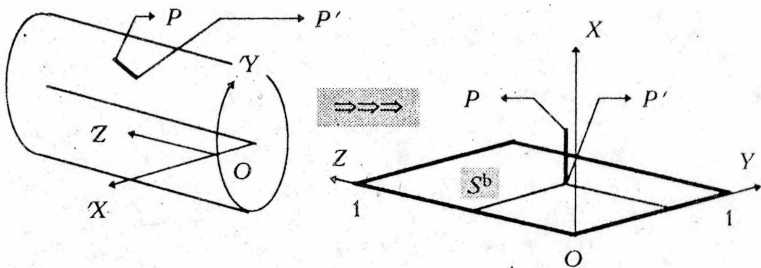


Рис.12. $P \in S$; $P' \in S^b$.

Квадрат $\hat{S}^b = \{Y, Z \mid Y \in [0,1], Z \in [0,1]\}$ разбивается прямоугольной сеткой на $(m-1) \times (n-1)$ ячеек с $m \times n$ узлами; матрица $\mathbf{X} = [X_{ij}] \in \mathbb{R}^{m \times n}$ обладает свойством $X_{ji} = X_{mi} \forall i$. Среднее значение элементов матрицы $\mathbf{X}$ даёт отклонение размера цилиндрической поверхности от номинального значения

$$\mu[\mathbf{X}] = \frac{1}{m \cdot n} \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n X_{ij}. \quad (30)$$

Отклонение $\mathbf{X}$ от $\mu[\mathbf{X}]$ характеризует *погрешность формы цилиндрической поверхности*

$$\Delta\mathbf{X} = \mathbf{X} - \mu[\mathbf{X}] \cdot \mathbf{E}_{m \times n}, \quad (31)$$

где $\mathbf{E}_{m \times n}$ матрица, заполненная единицами. Величина среднеквадратичного отклонения матрицы $\mathbf{X}$ — $\sigma[\mathbf{X}] = \sigma[\Delta\mathbf{X}]$ является общей интегральной характеристикой отклонения формы поверхности. Если $\sigma[\mathbf{X}] = 0$, и, значит, $V[\mathbf{X}] = 0$, то поверхность не имеет погрешности формы. В целом поверхность характеризуется тремя скалярными параметрами:

- *средним размером* $\mu[\mathbf{X}]$;
- *среднеквадратичным отклонением* $\sigma[\mathbf{X}]$;
- *размахом (или вариацией)* $V[\mathbf{X}] = \max_{i,j}(\mathbf{X}) - \min_{i,j}(\mathbf{X})$.

Интегральной относительной характеристикой поверхности является *нормированный размах*:

$$\varepsilon^{(0)\sigma} = \frac{V[\mathbf{X}]}{\sigma[\mathbf{X}]}, \quad \sigma[\mathbf{X}] \neq 0, \quad (32)$$

Между узлами сетки поверхность S поверхность аппроксимируется билинейными поверхностными конечными элементами. В расчётах вводится понятие нормированной на среднеквадратичное отклонение погрешности $\Delta\mathbf{X}^\sigma$:

$$\Delta\mathbf{X}^\sigma = \Delta\mathbf{X} \cdot \sigma[\mathbf{X}]^{-1}, \quad (33)$$

тогда поверхность с заданными $\mu[\mathbf{X}]$ и $\sigma[\mathbf{X}]$ записывается в форме

$$\mathbf{X} = \mu[\mathbf{X}] \cdot \mathbf{E}_{m \times n} + \sigma[\mathbf{X}] \cdot \Delta\mathbf{X}^\sigma.$$

Набор чисел в виде матрицы $\Delta\mathbf{X}$ сам по себе малоинформативен. Для извлечения полезной информации необходимо выделить множество полезных сигналов — тестовых поверхностей, — присутствие которых требуется обнаружить в сообщении $\Delta\mathbf{X}$ — заданной поверхности. Из большого числа определений различных погрешностей формы цилиндрических поверхностей выделены следующие:

- $\mathbf{X}^{(\text{test}_1)}$ — *эксцентриситет*;
- $\mathbf{X}^{(\text{test}_2)}$ — *конусность*;

- $X^{(test_3)}$ – бочкообразность – седлообразность;
- $X^{(test_4)}$ – цилиндрическая овальность;
- $X^{(test_5)}$ – цилиндрическая огранка;
- $X^{(test_6)}$ – винтовая огранка;
- $X^{(test_7)}$ – осевая волнистость;
- $X^{(test_8)}$ – непрямолинейность оси;
- $X^{(test_9)}$ – непараллельность оси.

Каждому виду отклонения формы соответствует матричная реализация $X^{(test_i)}$ той же размерности, что и ΔX – $dim(X^{(test_i)}) = dim(\Delta X) = m \times n$. Параметры, от которых зависит описание обозначаются как компоненты вектора $p^{(i)} = \{p_j^{(i)}\}$, $i = 1, \dots, n^{(i)}$, j – номер тестовой поверхности, $n^{(i)}$ – её параметрическая размерность. Таким образом, $X^{(test_i)}$ является матричной функцией от координат узлов и параметров:

$$X^{(test_i)} = f^{(i)}(Y, Z, p^{(i)}). \quad (35)$$

Поиск оптимального вектора $p^{(i)*}$ осуществляется методом наименьших квадратов

$$p^{(i)*} = \arg \min_p \| f^{(i)}(Y, Z, p^{(i)}) - \Delta X \|^2. \quad (36)$$

Особенностью разрабатываемого подхода является то, что каждому виду погрешности формы ставится в соответствие поверхность $f^{(i)}(Y, Z, p^{(i)*})$, максимально приближающаяся к погрешности ΔX в смысле квадратичного уклонения. Это позволяет сравнивать различные погрешности в одном метрическом пространстве. Относительной погрешностью или значимостью i – ой погрешности формы по определению считается отношение

$$\delta^{(i)} = \frac{\| f^{(i)}(Y, Z, p^{(i)*}) \|}{\| \Delta X \|} = \frac{\sigma[f^{(i)}(Y, Z, p^{(i)*})]}{\sigma[\Delta X]}. \quad (37)$$

Вторая часть равенства (37) показывает, что, если вектор параметров $p^{(i)*}$ определять для нормированной погрешности ΔX^σ (34), тогда значимость погрешности определяется как

$$\delta^{(i)} = \sigma[f^{(i)\sigma}(Y, Z, p^{(i)*})]. \quad (38)$$

То есть, среднеквадратичное уклонение i – ой погрешности формы является мерой, по которой ранжировать различные несовершенства поверхности. Между относительной погрешностью δ и отношением сигнал-шум η –

$$\eta = \frac{\| f \|}{\| \Delta X - f \|}, \quad \delta = \frac{\| f \|}{\| \Delta X \|}, \quad \gamma = \frac{Spur[(\Delta X - f)^T \cdot f]}{\| \Delta X - f \|^2} \quad (39)$$

существует следующая связь

$$\delta = \frac{\eta}{\sqrt{1+2\gamma+\eta^2}}, \quad \eta = \delta \sqrt{\frac{1+2\gamma}{1-\delta^2}}. \quad (40)$$

Эти характеристики имеют разные диапазоны изменения: $\delta \in [0; 1]$, $\eta \in [0; \infty)$ и отношение сигнал-шум более чувствительно к вариациям сигнала. В соответствии с этим вычисляются тестовые погрешности формы

$$e^{(i)} = H \cdot \sigma[X] \cdot N(p^{(i)*}), [м], \quad (41)$$

где выражение функции $N(p^{(i)*})$ зависит от вида погрешности. И соответствующие нормированные отклонения формы

$$\varepsilon^{(i)*} = \frac{e^{(i)}}{H \cdot \sigma[X]}, \quad i = 0, 1, 2, \dots, 9. \quad (42)$$

Следует заметить, что меры погрешности формы, принятые в нормах – $\varepsilon^{(i)*}$, – имеют ясный физический смысл, но при измерениях прямо несопоставимы, так как относятся к разным метрическим пространствам, то есть, по их величинам нельзя сравнивать погрешности. Этого недостатка лишены меры $\delta^{(i)}$ и $\eta^{(i)}$, так как измеряют нормы векторов в пространстве $R^m \times R^n$, сопоставление позволяет говорить о значимости погрешностей по отношению друг к другу.

На рис.15 представлена общая схема технологической системы токарной обработки, на которой указаны её основные элементы.

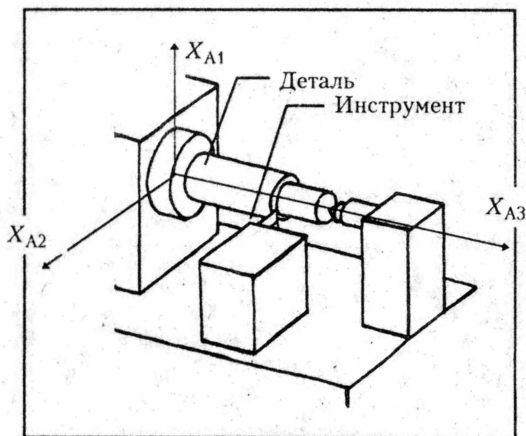


Рис.13.

Как и при построении динамической модели вибрационного сверления, динамическая модель процесса токарной обработки состоит из четырёх основных блоков:

- Динамической модели детали,
- Динамической модели инструмента,
- Модели образования новых поверхностей,
- Модели сил резания.

При этом учитываются: *вибрационное возбуждение от основания; вибрационное возбуждение и погрешности установки детали в шпинделе; вибрационное возбуждение и погрешности установки детали в центре задней бабки; массовый распределённый эксцентриситет материала детали; погрешности в установке и в направлении подачи инструмента; вибрации и управления со стороны суппорта.*

Станок представляется объединением недеформируемых тел — станины, шпинделя, задней бабки, суппорта. Шпиндель вращается с заданной угловой скоростью ω , ось шпинделя может совершать радиальные биения, что описывается как кинематическое возбуждение левого сечения детали в вертикальном и горизонтальном направлениях. Правое сечение детали закрепляется в жёстком центре, связанном с жёсткой задней бабкой, имеющей погрешности установки и центр также может иметь биения. Суппорт осуществляет продольную или (и) поперечную подачи, которые, кроме постоянных составляющих, могут иметь управляющие воздействия. Кроме того, весь станок может воспринимать заданные внешние вибрации в вертикальном и горизонтальном направлениях.

Ортогональная система координат $\{A, X_{A1}, X_{A2}, X_{A3} = z\}$ связана со станиной, ось X_{A1} — вертикальна, X_{A3} ось направлена вдоль идеальной линии центров. Станок, в общем случае, не является инерциальной системой отсчёта, так как может иметь вибрации от основания, задаваемые вектором ускорения $\mathbf{a}^B$.

Деталь представляет собой гибкий стержень, левое сечение которого $O_d (z = 0)$ имеет опирание в шпинделе типа “заделка”; правое сечение $O_1 (z = L)$ имеет опирание в центре типа “шарнир”; оба сечения могут перемещаться вдоль направлений X_{A1}, X_{A2} (рис.14) — $\{X_{\alpha}^P(0,t)=R_{0\alpha}(t)\}^*$, $\{X_{\alpha}^P(L,t)=R_{L\alpha}(t)\}$. Текущее сечение детали с центром $O_z(z)$ имеет координаты $\{X_{A1}^P(z,t), X_{A2}^P(z,t), z\}$. Вектор положения сечения:

$$\mathbf{X}_A^P(z,t) = X_{\alpha}^P(z,t) \cdot \mathbf{i}_{A\alpha} + z \cdot \mathbf{i}_{A3}. \quad (45)$$

* В дальнейшем верхний индекс “P” относится к детали; “O” — к инструменту; “B” — к станку.

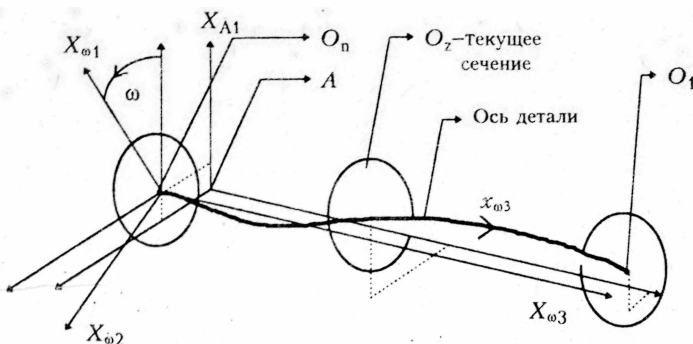


Рис.14.

Деталь рассматривается как упругий стержень, подчиняющийся гипотезам Бернулли-Эйлера, используется переход в деформируемую неинерциальную систему отсчёта** в сочетании с принципом виртуальных перемещений и разложением прогибов по формам собственных колебаний стержня с опиранием "заделка-шарнир" $\psi_i(\zeta)$:

$$X^P_1 = \Delta X^P_1 + H \cdot \sum_1^N x_1(\tau) \cdot \psi_i(\zeta), \quad X^P_2 = \Delta X^P_2 + H \cdot \sum_1^N y_1(\tau) \cdot \psi_i(\zeta),$$

где $\Delta X^P(\zeta, \tau)$ учитывают возбуждения от шпинделя и задней бабки.

Структура уравнений динамики детали имеет следующий вид:

$$x_i^{**} + \beta \lambda_i^4 [x_i + (2\pi)^{-1} \eta x_i' + \eta y_i] = F_i \quad (46)$$

$$y_i^{**} + \beta \lambda_i^4 [y_i + (2\pi)^{-1} \eta y_i' - \eta x_i] = G_i \quad (47)$$

где $i = 1, \dots, N$; F_i, G_i - обобщённые силы, учитывающие влияние сил резания - $C()$, возбуждение от опор и от основания, - $V()$, влияние эксцентриситета центра масс - $E()$:

$$F_i = C F_i + V F_i + E F_i; \quad G_i = C G_i + V G_i + E G_i. \quad (48)$$

Система {(46), (47)} описывает достаточно сложный динамический объект: *колебания в двух плоскостях связаны за счёт сил внутреннего трения, сил резания и эксцентриситета. Динамическая система оказывается нестационарной, что вызвано изменением положения режущей кромки - $\zeta^*(\tau)$.*

Следует отметить, что колебания в двух плоскостях присутствуют всегда, и ограничиваясь числом учтённых форм колебаний N ,

** Это обусловлено желанием перейти к динамике стержня с однородными краевыми условиями; что позволяет учесть влияние возбуждений от станка в виде заданных внешних сил.

мы всегда будем иметь чётное число фазовых переменных $\{x_i, y_i, i = 1, \dots, N\}$, и нет никакого основания считать, что можно пренебречь, например, колебаниями в вертикальной плоскости.

Инструмент аппроксимируется точечной массой M^O , приведённой к вершине резца C^O и имеющей три степени свободы. С суппортом связана система координат $\{C, X^{C_1}, X^{C_3}, X^{C_3}\}$, оси которой (рис.15) направлены по собственным направлениям симметричной матрицы жёсткости крепления резца на суппорте – i_i . Положение суппорта определяется вектором управления суппортом:

$$X_A^C(t) = X^{C_i}(t) \cdot i_{Ai}, i = 1, 2, 3, \quad (49)$$

положение вершины резца C^O –

$$X_A^O(t) = X^{C_i}(t) \cdot i_{Ai} + X_i^*(t) \cdot i_i^*, i = 1, 2, 3, \quad (50)$$

где $X_i^*(t)$ есть отклонения вершины резца от недеформированного состояния в репере собственных направлений матрицы жёсткости, в котором ориентация граней инструмента принимается неизменной.

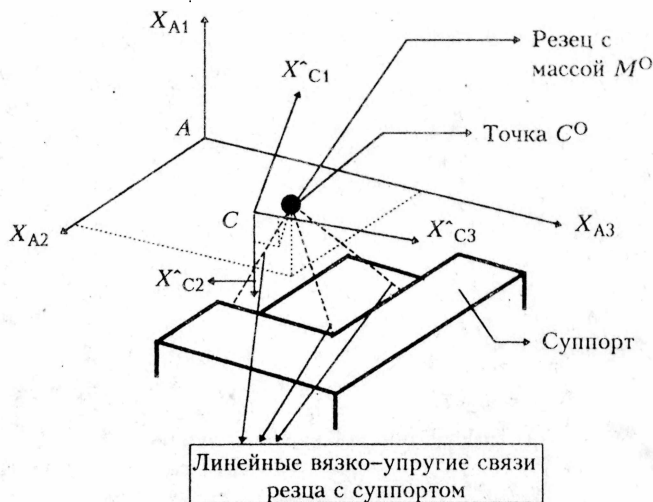


Рис.15.

Положение суппорта вдоль определяется как

$$X^{C_3}(t) = X^{C_3}(0) - V_z \cdot t + U^{C_3}(t), X^{C_1}(t) = X^{C_1}(0) + U^{C_1}(t), \quad (51)$$

где $U^{C_3}(t)$ – дополнительное воздействие в продольном направлении, это может быть либо управление, либо накладываемые вибрации, либо неконтролируемое возмущение, связанное с погрешностями геометрии

задаваемого движения. В вертикальном направлении, как правило, подачи нет, устанавливается начальное положение $X_{C1}(0)$ (возможные погрешности установки или специально созданное смещение) и управляющее воздействие $U_{C1}(t)$. Аналогично в радиальном направлении – устанавливается номинальная толщина съёма материала H , отсчитываемая от среднего радиуса начальной боковой поверхности R

$$X_{C2}(t) = R - H + U_{C2}(t). \quad (52)$$

Силы резания. Взаимодействие резца и детали сводится к внутренним для всей системы силам, которые появляются при (мысленном) отделении резца от детали, таким образом, что к детали в точке C^O , где находится вершина резца приложена сила P^P , а к вершине резца сила P^O ($P^P = -P^O$). Для представления связи между компонентами силы P^P принимаем гипотезу о сохранении в пространстве её направления: $P^P_1 = P$, $P^P_2 = -\kappa_2 P$, $P^P_3 = -\kappa_3 P$, где κ_2 , κ_3 – экспериментально определяемые коэффициенты. Используется наиболее распространённое квазистатическое приближение для P – сила резания пропорциональна площади сечения стружки S в степени q :

$$P = C_p \cdot a \cdot H \cdot (\Sigma)^q, \quad \Sigma = S \cdot (a \cdot H)^{-1}, \quad (53)$$

где C_p – жёсткость резания [$H \cdot m^{-2}$], H – номинальный радиальный припуск [м], a – подача на оборот [м]: $a = V_z \cdot T$, $T = 2\pi \cdot \omega^{-1}$, V_z – скорость осевой подачи инструмента [$m \cdot s^{-1}$], T – время одного оборота детали. Через точку C^O проходит единственное нормальное к оси детали сечение, пересекающее её в точке O^* с лагранжевой координатой z^* . Это условие принимает вид: $(X^O - X^{P*}) \cdot e = 0$.

При этом уравнения (алгоритм) образования новых поверхностей играют роль уравнений совместности деформаций (перемещений) в методе сил, отличие состоит в том, что в задачах обработки резанием имеется взаимное проникновение взаимодействующих тел.

Моделирование **процесса образования новых поверхностей** при взаимодействии резца с деталью состоит в вычислении в каждый момент времени взаимного положения боковой поверхности детали и передней грани резца. При наличии их пересечения поверхность детали модифицируется, исходя из предположения, что режущая часть резца является абсолютно жёстким твёрдым телом и снимает весь обрабатываемый (ометаемый) материал на своём пути.

При численном моделировании интегрирование уравнений динамики проводится дискретно с некоторым шагом по времени Δt , поверхность задаётся в виде узловых значений на сетке, нанесённой на боковую поверхность базового цилиндра. По сути дела, в течение интервала времени между моментами $(t - \Delta t)$ и t положение режущей

грани неизвестно. Считая, что $\Delta\tau$ достаточно мал, образуем линейчатую поверхность S^C , соединив положения одноимённых узлов режущей кромки прямыми отрезками. Срезаются узловые значения текущей боковой поверхности детали, оказавшиеся над воображаемой линейчатой поверхностью S^C , проекция которой на развёрнутую боковую базового цилиндра (Y, Z) представляется параллелограммом S^C_{1243} (рис. 16).

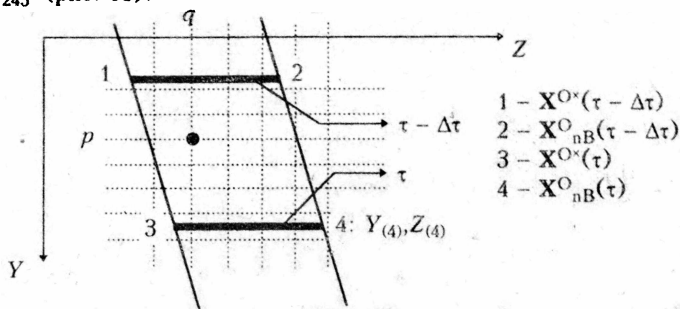


Рис. 16.

Анализируются все компоненты матрицы $[X_{pq}]$, попавшие в минимальный прямоугольник со сторонами параллельными осям Y, Z , охватывающий четырёхугольник $\{1, 2, 3, 4\}$ рис. 16. Вычисляется значение радиальной координаты X^S_{pq} поверхности S^C над узлом (p, q) и процесс съёма материала состоит в изменении радиальных координат в анализируемых узлах матрицы $[X_{pq}]$ по правилу

$$X_{pq} \leftarrow \min(X_{pq}, X^S_{pq}), \forall \{Y_p, Z_q\} \in \{1, 2, 3, 4\}. \quad (54)$$

Соотношение (54) является **законом образования новой поверхности при точении**. Преобразование (54) проводится на каждом шаге интегрирования, описанный алгоритм позволяет изменять матрицу $[X_{pq}]$ в процессе всего прохода при этом компоненты X_{pq} изменяются каждый раз, когда они попадают под режущую кромку. С математической точки зрения **алгоритмическое описание в неявной форме содержит запаздывание, связанное с учётом взаимодействия с непрерывно меняющейся поверхностью**. Математическое моделирование процесса токарной обработки сводится к осуществлению отображения (54) исходной поверхности — $[X_{pq}]$, — в новую, обработанную — $[X^+_{pq}]$.

Податливость детали приводит к тому, что операция точения имеет характерную для неё погрешность формы. Даже при использовании идеального станка — абсолютно жёсткий инструмент, отсутствуют погрешности подачи, шпиндель и задняя бабка без биений, отсутствуют

внешние вибрации, - форма обработанной поверхности

Mean=0 Std=1 Min=-1.237 Max=1.505 EPS0=2.742

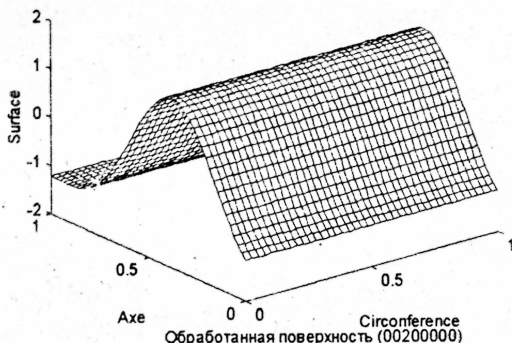


Рис. 17. ΔX^σ .

после точения исходного идеального цилиндра имеет вид, представленный на рис. 17. Интересно отметить, что поверхность содержит в той или иной мере все погрешности (кроме эксцентриситета, овальности и непараллельности), значения которых представлены в Таблице 1:

$$\varepsilon^{(0)\sigma} = 2.742; \sigma[X] = 0.0134; \mu[X] = 0.01599.$$

Таблица 1.

Вид погрешности	$\varepsilon^{(i)\sigma}$	$\delta^{(i)}$	$\eta^{(i)}$
Эксцентриситет	0.0000 (1)	0.0000 (1)	0.0000 (1)
Конусность	-1.596 (5)	0.4649 (5)	0.5252 (5)
Бочкообразность	9.7020 (7)	0.7359 (6)	1.0870 (6)
Овальность	0.0000 (1)	0.0000 (1)	0.0000 (1)
Огранка (цилиндрическая)	0.0001 (2)	0.0001 (2)	0.0001 (2)
Огранка (винтовая)	0.2350 (4)	0.0166 (4)	0.0166 (4)
Волнистость (осевая)	1.4070 (6)	0.9958 (7)	10.810 (7)
Непрямолнейность	0.0012 (3)	0.0005 (3)	0.0005 (3)
Непараллельность	0.0000 (1)	0.0000 (1)	0.0000 (1)

Лучше всего обработанная поверхность приближается осевой волнистостью - $\delta^{(i)}, \eta^{(i)}$ достигают наибольшего значения.

Рис. 18 поясняет механизм появления такой погрешности формы. Здесь изображена траектория центра детали в текущем сечении, где находится вершина резца: деталь отжимается вдоль радиуса - x_{A1} , - под действием радиальной силы и поднимается - x_{A2} , - под действием тангенциальной силы. При этом перемещения по обоим направлениям

сопоставимы $(-0.0352, 0.1)$, чтошний раз подчёркивает некорректность рассмотрения моделей, с одной степенью свободы.

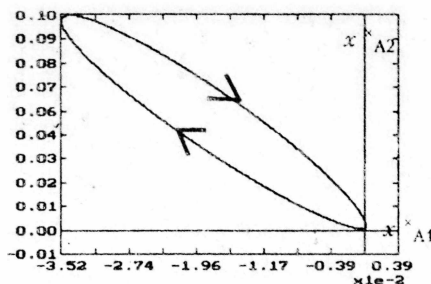
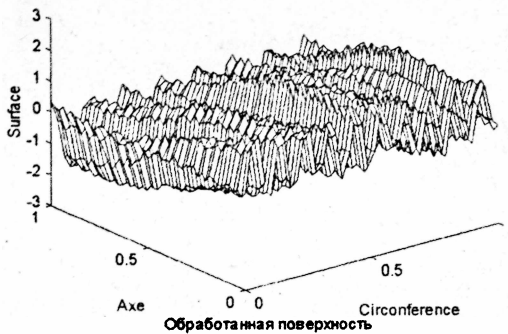


Рис.18.

В работе проведён анализ влияния подачи, скорости резания, тангенциальной податливости инструмента на образование погрешностей формы детали ; показано, что имитационная модель позволяет рассмотреть влияние разнотвёрдости поверхности на динамику системы. Модель обладает большой предсказательной силой и, как любой имитационный комплекс, требует адаптации исследователя и может служить для идентификации параметров реальной технологической системы или для уточнения, в частности, закона для сил резания.

Учитывая многопараметричность задачи, сложность динамики и отсутствия видимой связи "причина-следствие", в работе разрабатывается метод последовательного упрощения моделей по числу фазовых переменных. При этом переход с одного уровня на другой происходит с соблюдением комплиментарности моделей. В диссертации разработано восемь уровней моделей : *кинематические модели* (без учёта динамических составляющих), *модели с чётным числом фазовых переменных* - $\{2, 4, 6, 8, 10, 12, 14\}$.

В качестве примера анализа приведём исследование влияния различных возмущений на образование погрешностей формы. Рассмотрим случай присутствия : вибрационных ускорений станка, вызванных вибрацией основания, вибраций суппорта относительно станка, возмущений от шпинделя и задней бабки, распределённого массового эксцентриситета. При полном наборе возмущений обработанная поверхность имеет вид, представленный на рис.19. Рассматривается модель с десятью фазовыми переменными. Как видно из рисунка, поверхность имеет сложную гомеотрию и понять влияние того или иного возмущения невозможно. Наиболее существенной погрешностью формы является цилиндрическая огранка.

Рис. 19. ΔX^σ , модель 1.
 $\epsilon^{(0)\sigma} = 4.376$; $\sigma[X] = 0.004493$; $\mu[X] = -0.001284$.
Таблица^{*)} 2.

Вид погрешности	$\epsilon^{(i)\sigma}$	$\delta^{(i)}$	$\eta^{(i)}$
Эксцентриситет	0.1464 (2)	0.1033 (3)	0.1038 (3)
Конусность	-1.894 (8)	0.5519 (6)	0.6618 (6)
Бочкообразность	0.3732 (5)	0.0283 (2)	0.0283 (2)
Овальность	0.0142 (1)	0.0101 (1)	0.0101 (1)
Огранка (цилиндрическая)	0.8015 (7)	0.5713 (8)	0.6961 (8)
Огранка (винтовая)	0.8015 (7)	0.5713 (8)	0.6961 (8)
Волнистость (осевая)	0.7907 (6)	0.5584 (7)	0.6731 (7)
Непрямолинейность	0.2951 (4)	0.1232 (5)	0.1242 (5)
Непараллельность	0.1555 (3)	0.1082 (4)	0.1088 (4)

В таблице 2. представлен протокол для всех погрешностей форм. Как видно из таблицы, для данного случая характерными погрешностями являются цилиндрическая огранка, осевая волнистость и конусность. При исключении возмущений в шпинделе (модель 2) наиболее существенной погрешностью формы также является цилиндрическая огранка, затем следуют: осевая волнистость, конусность и прямолинейность оси. При последующем исключении вибраций от задней бабки получаем следующую поверхность (Рис. 20).

Наибольшие значения погрешности соответствуют осевой волнистости, прямолинейности и непараллельности оси. Исключение вибраций суппорта (модель 4) и возбуждения от основания (модель 5)

*) Подчёркнуты одинаковые значения погрешностей в колонке.

более гладкой поверхности (Рис. 21). На рис. 22 представлена тестовая по-верхность, соответствующая непрямолинейности оси для поверхности на рис.21. При обработке детали по модели 5, рис.21, сохранён лишь один возмущающий фактор - распределённый массовый эксцентриситет. На практике определение распределённого эксцентриситета является трудновыполнимой задачей. Смоделированная поверхность даёт идею к возможной интерпретации наблюдаемых погрешностей формы.

Mean=0 Std=1 Min=-3.261 Max=2.985 EPS0=6.247

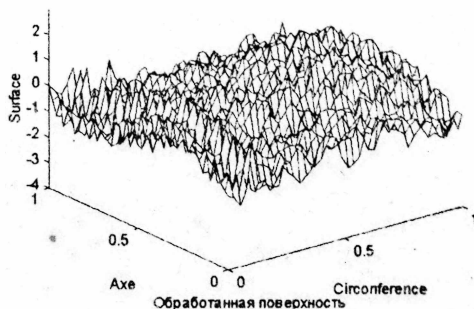


Рис. 20. ΔX^σ , модель 3.

Mean=0 Std=1 Min=-1.337 Max=2.441 EPS0=3.778

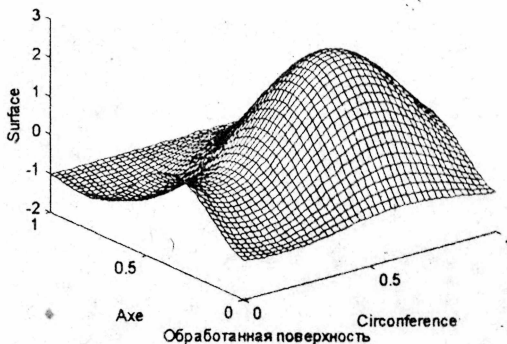


Рис. 21. ΔX^σ , модель 5.

Наблюдаемая поверхность отражает как влияние эксцентриситета, так и "неустраняемую" для операции погрешность, которая остаётся после исключения возмущений от распределённого массового эксцентриситета, вида поверхности на рис.17, что соответствует модели 6, для интегральных характеристик поверхности, представленных в таблице 4.

EPS=1.263 DEL=0.6123 ETA=0.7744

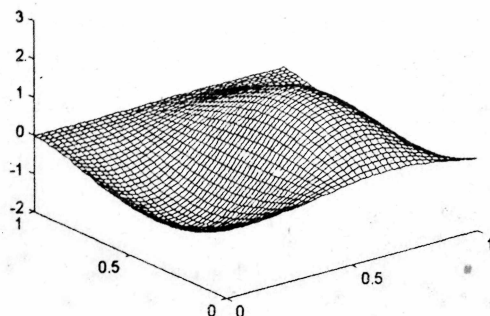


Рис.22. X (test_8)–непрямолнейность; модель 5.

Таблица 4.

Модель	$\varepsilon^{(0)\sigma}$	$\sigma[X]$	$\mu[X]$
1	4.3760	0.004493	-0.001284
2	4.9470	0.002578	0.002283
3	6.2470	0.001087	0.001526
4	6.8250	0.001019	0.001537
5	3.7780	0.0008715	0.001533
6	2.7660	0.0006927	0.001541

В выбранной нами последовательности упрощающихся моделей наблюдается снижение величины среднеквадратичного уклонения. Размерная величина среднеквадратичного уклонения может быть получена умножением $\sigma[X]$ на толщину H . При расчётах полагалось, что $H = 1$ мм так, для первой строки получаем $0.004493 \cdot 1(\text{мм}) = 4.493$ мкм. То, что удастся проводить расчёт с такой точностью есть прямой *результат. использования техники безразмерных моделей.* Соответственно, размах поверхности равен $4.3760 \cdot 4.493 = 19.66$ мкм.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Главным результатом настоящей диссертации является разработка двух новых моделей динамики технологических систем обработки резанием: вибрационного сверления и продольного точения. Настоящее исследование позволяет на модельном уровне связать вопросы достижения заданного качества обрабатываемых поверхностей с требованиями, которые необходимо предъявить к технологической системе.

На основе проведённого анализа реализована экспериментальная авторезонансная головка для вибрационного сверления.

Созданные программные комплексы могут быть использованы для проектирования соответствующих технологических процессов, проектирования и идентификации станков и устройств. Проведенный обширный вычислительный эксперимент для сложных нелинейных динамических систем с запаздывающим аргументом расширяет сложившиеся представления о возможностях технологических систем.

Выделенные в отдельный структурный элемент моделей уравнения (алгоритмы) образования новых поверхностей позволяют распространить результаты настоящей работы на другие задачи, например, такие как хонингование, шлифование подшипниковых колец, растачивание отверстий и т.д.

Предлагаемая методика исследования динамики технологических процессов может служить основой для построения специального курса лекций по динамике технологических процессов.

Основное содержание диссертации изложено в работах :

1. Гуськов А.М., Казакова Н.Э., Товщик Л.П. Анализ образования погрешностей формы при плоском шлифовании деталей станков типа планок. Модель образования погрешностей // Процессы и оборудование абразивно — алмазной обработки. - М.: ВЗМИ, 1978. - Вып. 2. - С. 90-105.
2. Воронов С.А., Гуськов А.М., Светлицкий В.А. Возбуждение поперечных автоколебаний при глубоком сверлении // Расчёты на прочность (М). - 1979. - Вып. 20. - С.134-144.
3. Грязнов А.Н., Гуськов А.М. Модель процесса образования поверхности при обработке абразивными брусками // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1980. - №1. - С.130-134.
4. Гуськов А.М., Товщик Л.П. Модель процесса образования погрешностей при плоском шлифовании // Процессы и оборудование абразивно — алмазной обработки. - М.: ВЗМИ, 1981. - Вып. 2. - С. 88-92.

5. *Гуськов А.М., Финогенов П.В.* Теория расчета цилиндрических иглофрез // Современные технологические процессы и металлургическое оборудование в тяжёлом машиностроении. — Краматорск: НПО НИИПТмаш., - 1990. - С. 215-224.
6. *А.И. Соловьев, А.М. Гуськов, Д.А. Медведев, П.В. Финогенов.* Исследование параметров процесса обработки плоских поверхностей проволочным инструментом // Современные технологические процессы и металлургическое оборудование в тяжёлом машиностроении. — Краматорск: НПО НИИПТмаш., 1990. — С. 205 — 214.
7. *Воронов С.А., Гуськов А.М., Нарайкин О.С., Пановко Г.Я.* Вибрационная механика в технологических процессах обработки резанием и сборки // VII Всесоюзный съезд по теоретической и прикладной механике : Тезисы докладов. -М., 1991- С.17-21.
8. *Гуськов А.М., Финогенов П.В.* Анализ точечного контакта гибкого стержня с шероховатой поверхностью // Archiwum Budowy Maszyn. - 1991. - Т XXXVIII, Zeszyt 1. - L. 37-57.
9. *Гуськов А.М., Воронов С.А., Никитин А.С.* Стохастические режимы в технологических задачах обработки резанием. Труды 2-ой Международной Научно-Технической конференции // Актуальные проблемы фундаментальных наук. - М., 1994. -Том 2. -С. В2-В5.
10. *Gouskov A.M., Dmitriev M.* Precision optimization of surface of revolution formed by turning // First World Congress of Structural and Multidisciplinary Optimization.-Goslar, (Lower Saxony, Germany). - 1995/— P. 139—141.
11. *Гуськов А.М.* Нелинейная динамика в технологических задачах с запаздывающим аргументом // Экологический опыт человечества: прошлое, в настоящем и будущем. Тезисы докладов. Международная конференция. -М., 1995 - С. 87-90.
12. *Gouskov A.M., Tichkiewitch S.* Modelisation of the turning process: taking into account the dynamical aspects in the tooled surface formation // Premiere conference International sur la Conception et la Fabrication Integrees en Mecanique. Integrated Design and manufacturing in Mechanical Engineering. - Nantes, (France), 1996. - P. 78-85.
13. *Gouskov A.M., Brun-Picard D.* Instabilite du perage vibratoire // Journee PRIMECA. - Nantes, (France), 1996. - P.31-38.

Объём п.л. Тираж 150 экз. Ротапринт МГТУ им. Н.Э.Баумана.
 Подписано в печать 30.06 1997 г. Заказ № 154