

УДК 621.9:531.3

Условия асимптотической устойчивости двух связанных через процесс резания двигателей шпинделя и подачи суппорта

Волков В.

//Донской государственный технический университет, 344000, Россия,

г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина 1. E-mail: //

Аннотация. При построении систем управления процессами обработки на металлорежущих станках, а также при создании специальных станков и силовых управляемых головок обработки резанием приходится учитывать, что процесс резания объединяет относительно автономные приводы в единую динамическую систему. Это следует из синергетической концепции системного анализа и синтеза сложных управляемых объектов. При определенном сочетании параметров двигателей и процесса резания эта система может потерять устойчивость. При этом принципиальное значение имеет динамическая связь, формируемая процессом резания. В статье приводятся результаты математического моделирования двух связанных через процесс резания приводов шпинделя и подачи. Главное внимание уделено выяснению причин потери устойчивости системы.

Ключевые слова: обработка резанием, согласование свойств взаимодействующих подсистем для обеспечения устойчивости.

Введение. Системный синергетический подход к анализу сложных динамических систем, развитый в работах [1-6], можно рассматривать как развитие известных представлений о свойствах управляемого процесса обработки на металлорежущих станках [7-12]. Имеются работы, в которых показано, что траектории исполнительных элементов станка зависят не только от управления (например, программы ЧПУ) и свойств приводов исполнительных элементов станка, но и от динамической связи, формируемой процессом резания [13 - 15]. При этом динамическая связь, формируемая процессом резания, характеризует зависимость сил, формируемых в зоне резания, от траекторий исполнительных элементов. Это траектории вращения шпинделя и перемещения продольного и поперечного суппортов станка. Таким образом, силы резания, приведенные к роторам двигателей исполнительных элементов станка, представленные в координатах состояния системы, определяют тот фактор, который объединяет все приводы в единую систему. В статье на основе предложенных моделей динамики в работах [13 - 15] проанализированы факторы, влияющие на устойчивость систем связанного управления, что характеризует новые знания о рассматриваемом классе систем управления.

Математическое моделирование. Рассмотрим продольное точение детали постоянного диаметра (рис. 1). В качестве серводвигателей будем анализировать двигатели постоянного тока с независимым возбуждением. Так как рассматривается продольное точение недеформируемой детали неизменного диаметра $d = const$, то силы резания зависят только от траекторий скорости подачи V_2 и вращения шпинделя Ω_1 . Сами же траектории есть фазовые траектории $\{\omega_1, \alpha_1\}$ и $(V_2, X_2) = (k_2\omega_2, k_2\alpha_2)$. При построении модели главное значение имеет модель сил резания в координатах состояния системы.

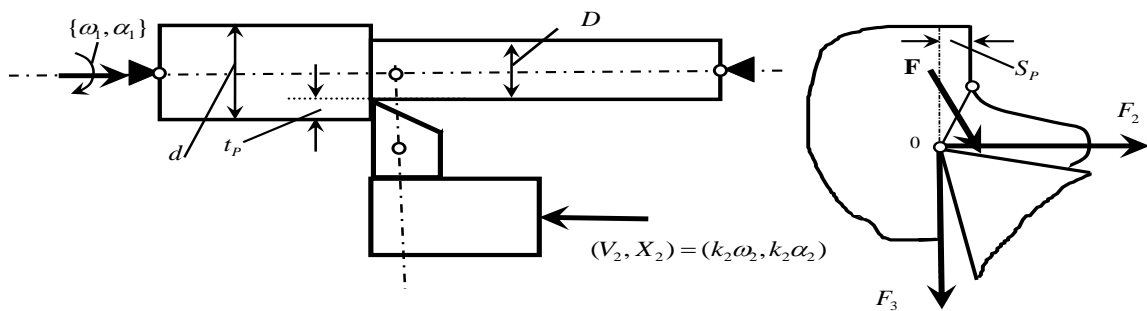


Рис.1. Схема управляемой динамической системы резания

При определении уравнения динамической связи, формируемой процессом резания, примем следующие гипотезы.

1. Силы резания $\mathbf{F} = \{F_1, F_2, F_3\}^T = F_0\{\chi_1, \chi_2, \chi_3\}^T$ имеют в пространстве неизменную ориентацию, определяемую угловыми коэффициентами $\{\chi_1, \chi_2, \chi_3\}^T$, $(\chi_1)^2 + (\chi_2)^2 + (\chi_3)^2 = 1$.
2. Модуль силы пропорционален площади S срезаемого слоя $F_0 = \rho S$. Здесь ρ - давление стружки на переднюю грань инструмента.
3. Тогда для F_0 справедливо

$$F_0 = \rho t_p \int_{t-(\omega_1)^{-1}}^t k_2 \omega_2(\xi) d\xi, \quad (1)$$

где $c_p = \rho t_p$ - имеет смысл жесткости процесса резания, так как $t_p = const$; $\int_{t-(\omega_1)^{-1}}^t k_2 \omega_2(\xi) d\xi$ - инте-

гральный оператор связи величины оборотной подачи с координатами состояния системы ω_1 и ω_2 ;

ω_1, ω_2 - частоты вращения двигателей шпинделя и привода суппорта в $[c^{-1}]$;

k_2 - коэффициент, имеющий смысл пути, пройденном суппортом в пределах оборота якоря двигателя подачи в $[мм]$.

Тогда приведенные к якорям двигателей моменты со стороны процесса резания можно представить в виде

$$\begin{cases} M_1(t) = \frac{c_p \chi_3 D}{2} \int_{t-(\omega_1)^{-1}}^t k_2 \omega_2(\xi) d\xi; \\ M_2(t) = c_p \chi_2 \beta \int_{t-(\omega_1)^{-1}}^t k_2 \omega_2(\xi) d\xi, \end{cases} \quad (2)$$

где β коэффициент, определяющий влияние сил резания на момент, действующий на якорь двигателя подачи. Этот коэффициент определяется, прежде всего, передаточным отношением редуктора, а также свойствами узлов трения в редукторе и направляющих станка. Ограничимся случаем, когда значения частот вращения шпинделя и привода подачи в пределах одного оборота можно усреднить. Тогда вместо (2) имеем

$$\begin{cases} M_1(t) = k^{(1)} \frac{\omega_2(t)}{\omega_1(t)}; \\ M_2(t) = k^{(2)} \frac{\omega_2(t)}{\omega_1(t)}. \end{cases} \quad (3)$$

где $k^{(1)} = \frac{c_p \chi_3 D k_2}{2}$, $k^{(2)} = c_p \chi_2 \beta k_2$.

Не останавливаясь на очевидных представлениях динамики двигателя постоянного тока с независимым возбуждением [16 - 18] в котором момент, приложенный к якорю, является заданной функцией времени $M_1(t)$ и $M_2(t)$, получаем

$$\begin{cases} \omega_{0,1} = T_{\text{ЭМ}}^{(1)} T_{\text{Э}}^{(1)} \frac{d^2 \omega_1}{dt^2} + T_{\text{ЭМ}}^{(1)} \frac{d\omega_1}{dt} + \omega_1 + k_{0,1} [M_1(t) + T_{\text{Э}}^{(1)} \frac{dM_1}{dt}]; \\ \omega_{0,2} = T_{\text{ЭМ}}^{(2)} T_{\text{Э}}^{(2)} \frac{d^2 \omega_2}{dt^2} + T_{\text{ЭМ}}^{(2)} \frac{d\omega_2}{dt} + \omega_2 + k_{0,2} [M_2(t) + T_{\text{Э}}^{(2)} \frac{dM_2}{dt}], \end{cases} \quad (4)$$

где $\omega_{0,i}, i = 1, 2$ - частоты вращения якорей двигателей в режиме холостого хода; $T_{\text{ЭМ}}^{(i)}, T_{\text{Э}}^{(i)}, i = 1, 2$ - электромеханическая и электрическая постоянные времени в [с];

$M_i(t), i = 1, 2$ - момент, действующий со стороны процесса резания в [кГм];

$k_{0,i}, i = 1, 2$ - коэффициент влияния момента на частоту вращения якоря в $[(\text{кГм} \cdot \text{с})^{-1}]$. Объединяя (3) и (4) получаем уравнение динамики двух связанных через процесс резания подсистем управления вращением шпинделя и подачи

$$\begin{cases} \omega_{0,1} = T_{\text{ЭМ}}^{(1)} T_{\text{Э}}^{(1)} \frac{d^2 \omega_1}{dt^2} + T_{\text{ЭМ}}^{(1)} \frac{d\omega_1}{dt} + \omega_1 + \Omega_{0,1} \left\{ \frac{\omega_2}{\omega_1} + T_{\text{Э}}^{(1)} \left[\frac{\omega_1}{(\omega_1)^2} \frac{d\omega_2}{dt} - \frac{\omega_2}{(\omega_1)^2} \frac{d\omega_1}{dt} \right] \right\}; \\ \omega_{0,2} = T_{\text{ЭМ}}^{(2)} T_{\text{Э}}^{(2)} \frac{d^2 \omega_2}{dt^2} + T_{\text{ЭМ}}^{(2)} \frac{d\omega_2}{dt} + \omega_2 + \Omega_{0,2} \left\{ \frac{\omega_2}{\omega_1} + T_{\text{Э}}^{(1)} \left[\frac{\omega_1}{(\omega_1)^2} \frac{d\omega_2}{dt} - \frac{\omega_2}{(\omega_1)^2} \frac{d\omega_1}{dt} \right] \right\}, \end{cases} \quad (5)$$

где $\Omega_{0,1}, \Omega_{0,2}$ - приращения частот, определяемых силами резания в .

Уравнения (5) характеризуют динамику двух связанных через процесс резания двигателей приводов подачи и вращения шпинделя.

Анализ устойчивости. Для анализа устойчивости необходимо знать траекторию, устойчивость которой анализируется, и иметь линеаризованное уравнение в вариациях [19]. Наиболее естественный для практики случай определяется требованием: $\omega_{0,i} = \text{const}$. Тогда траекторией, устойчивость которой анализируется, есть точка равновесия $\Omega = \{\Omega_1, \Omega_2\}^T$. Заданному управлению $\omega_0 = \{\omega_{0,1}, \omega_{0,2}\}^T$ соответствуют точка равновесия Ω , компоненты которой вычисляются из системы

$$\begin{cases} \omega_{0,1} = \Omega_1 + \Omega_{01} \frac{\Omega_2}{\Omega_1}; \\ \omega_{0,2} = \Omega_2 + \Omega_{02} \frac{\Omega_2}{\Omega_1}. \end{cases} \quad (6)$$

Из (6) следуют для Ω_1 условия существования положительных вещественных корней, которым соответствуют точки равновесия системы

$$(\Omega_{02} + \omega_{0,1})^2 > 4(\Omega_{01}\omega_{02}). \quad (7)$$

В частности, если $\Omega_{02} = 0$, то есть силы резания не влияют на якорь двигателя подачи, то условие существования точек равновесия в системе определяется требованием $(\omega_{0,1})^2 > 4(\Omega_{01}\omega_{02})$. Таким образом, даже при условии, если реакция со стороны процесса резания на двигатель подачи отсутствует, то на соотношение скоростей шпинделя и подачи наложены ограничения.

Это естественно, так как при увеличении скорости подачи неограниченно возрастают силы резания. Приведем пример вычисленных траекторий равновесия системы (6) (рис.2). Приведены зависимости скорости двигателя шпинделя от напряжения его якоря при различных значениях напряжения на якоре двигателя подачи. Очевидно, каждому значению параметров на рис. 2 соответствуют значения частот Ω_2 . Они легко вычисляются из (6).

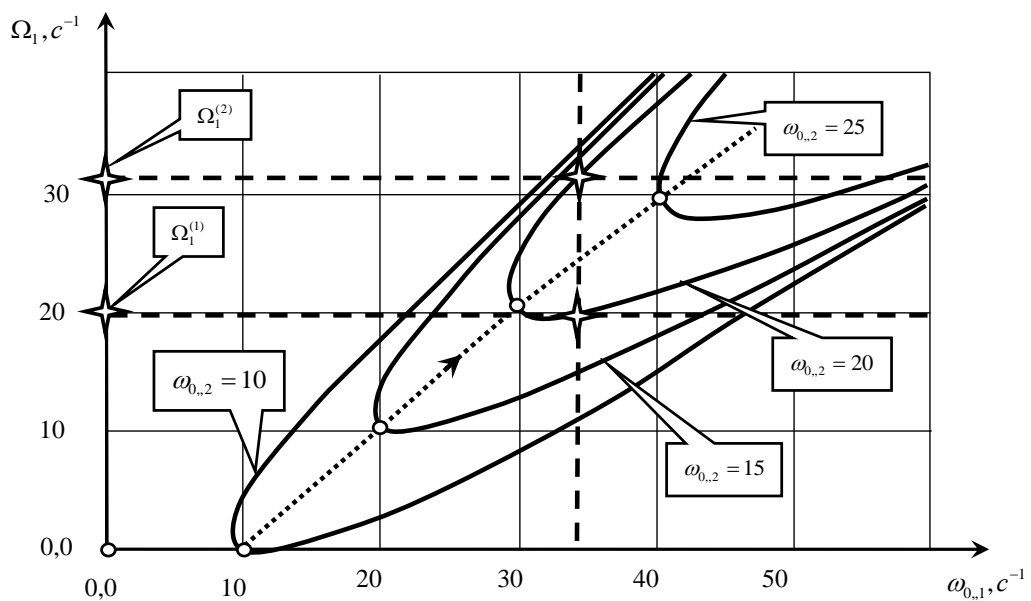


Рис. 2. Примеры изменения скорости двигателя шпинделя от напряжения его якоря при различных значениях напряжения двигателя подачи

Главной особенностью приведенных зависимостей является ветвление точек равновесия частоты Ω_1 при изменении напряжения якоря $\omega_{0,1}$. Например, это частоты $\Omega_1^{(1)}$ и $\Omega_1^{(2)}$ для $\omega_{0,1} = 34$ и $\omega_{0,2} = 20$, которые выделены на рис.2. Две точки $\Omega_1^{(1)}$ и $\Omega_1^{(2)}$ не могут одновременно характеризовать притягивающие или отталкивающие множества. Поэтому необходимо проанализировать устойчивость точек равновесия $\Omega_1^{(1)}$ и $\Omega_1^{(2)}$. Для этого необходимо, во-первых, определить уравнение в вариациях относительно точки равновесия, во-вторых его линеаризовать в окрестности этой точки [19]. Кроме этого рассматриваемая система имеет в области малых частот вращения шпинделя область, в которой вообще отсутствует точка равновесия. Она смещается в сторону больших скоростей по мере увеличения скорости подачи. На рис. 2 направление смещения показано пунктиром.

Пусть задана точка равновесия Ω . Сделаем замену переменных $\omega_1 = \Omega_1 + \delta_1$ и $\omega_2 = \Omega_2 + \delta_2$. Здесь δ_1 и δ_2 вариации частот в окрестности точки Ω . Тогда вместо (5) имеем следующее линеаризованное уравнение в вариациях относительно $\Omega = \{\Omega_1, \Omega_2\}^T$

$$\mathbf{A} \frac{d^2 \delta}{dt^2} + \mathbf{B} \frac{d\delta}{dt} + \mathbf{C} \delta = \mathbf{0}, \quad (8)$$

$$\text{где } \delta = \{\delta_1, \delta_2\}^T; \mathbf{A} = \begin{bmatrix} T_{\text{ЭМ}}^{(1)} T_{\text{Э}}^{(1)} & 0 \\ 0 & T_{\text{ЭМ}}^{(2)} T_{\text{Э}}^{(2)} \end{bmatrix}; \mathbf{B} = \begin{bmatrix} [T_{\text{ЭМ}}^{(1)} - T_{\text{Э}}^{(1)} \Omega_{01} \frac{\Omega_2}{(\Omega_1)^2}] & T_{\text{Э}}^{(1)} \Omega_{01} \frac{\Omega_1}{(\Omega_1)^2} \\ -T_{\text{Э}}^{(2)} \Omega_{02} \frac{\Omega_2}{(\Omega_1)^2} & [T_{\text{ЭМ}}^{(2)} + T_{\text{Э}}^{(1)} \Omega_{02} \frac{\Omega_1}{(\Omega_1)^2}] \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} [1 - \Omega_{01} \frac{\Omega_2}{(\Omega_1)^2}] & \Omega_{01} \frac{\Omega_1}{(\Omega_1)^2} \\ -\Omega_{02} \frac{\Omega_2}{(\Omega_1)^2} & [1 + \Omega_{02} \frac{\Omega_1}{(\Omega_1)^2}] \end{bmatrix}.$$

Система (8) является линейной с постоянными параметрами. Поэтому о суждении о устойчивости можно выполнить на основе анализа распределения корней характеристического полинома в комплексной плоскости.

Анализ результатов. Конкретные вычисления показывает, что всегда верхняя ветвь (рис.2) смещения точек равновесия соответствует устойчивому положению равновесия. В этом случае все точки на нижней ветви характеризуют отталкивающее притягивающее множество. Таким образом, склонность системы к потере устойчивости возрастает при уменьшении скорости резания по отношению к скорости подачи, а также при увеличении $\Omega_{0,1}$ и уменьшении $\Omega_{0,2}$. Это связано с тем, что увеличение сил, вызывающее уменьшение частоты вращения двигателей, приводит к противоположным реакциям со стороны двигателей вращения шпинделя и подачи суппорта. В первом случае уменьшение скорости вызывает увеличение сил, во втором, - уменьшение, то есть в двигателе шпинделя формируется положительная обратная связь, уровень которой возрастает при уменьшении $\omega_{0,1}$ и $\Omega_{0,1}$. Положительная обратная связь способствует самовозбуждению системы. При рассмотрении реакции привода подачи формируется отрицательная обратная связь, которая стабилизирует равновесие. Кроме этого для обеспечения устойчивости необходимо согласовать мощности двигателей с мощностью процесса резания.

Заключение. Динамические свойства двигателей вращения шпинделя и подачи могут принципиально изменяться за счет реакции со стороны процесса резания, который объединяет относительно автономные подсистемы управления исполнительными элементами станка в системы связанного (векторного) управления. За счет динамической связи процесса резания область устойчивости траекторий становится ограниченной, поэтому необходимо согласовать параметры двигателей и конструктивные особенности приводов станка с динамическими свойствами процесса резания.

Литература.

1. Haken, Hermann. Information and Self-Organization. A Macroscopic Approach to Complex Systems. 2006, - Amsterdam: Elsevier, 251 p. ISSN: 0172-7389.
2. Prigogine I., George C, The Second Law as a Selection Principle: The Microscopic Theory of Dissipative Processes in Quantum Systems. Proceedings of the National Academy of Sciences. 1983, vol. 80, p. 4590—4594.
3. Заковоротный В.Л., Флек М.Б., Угнич Е.А. Модель управления современным предприятием на основе системносинергетического подхода. Экономическая наука современной России. 2016. № 4 (75). С. 112-128.

4. Колесников А.А. Прикладная синергетика: основы системного синтеза прикладная синергетика: основы системного синтеза. Ростов-на-Дону: изд-во ЮФУ, 2007.-384 с.
5. Заковоротный В.Л., Шаповалов В.В. Динамика транспортных трибосистем. Сборка в машиностроении, приборостроении. 2005. № 12. С. 19-24
6. Рыжкин А.А. Синергетика изнашивания инструментальных материалов при лезвийной обработке. / А.А. Рыжкин; Донской гос. техн. ун-т. – Ростов-на-Дону, 2019 . С. 226 – 262.
- 7.Тверской М.М. Автоматическое управление режимами обработки деталей на станках. – М.: Машиностроение, 1982. – 208 с.
- 8.Михеев Ю.Е., Сосонкин В.Л. Системы автоматического управления станками. – М.: Машиностроение, 1978. – 264 с.
9. Базров Б.М. Технологические основы проектирования самоподнастраивающихся станков / Б.М. Базров. – М.: Машиностроение, 1978. – 216 с.
10. Адаптивное управление станками / [Б.М. Базров и др.]; под ред. Б.С. Балакшина. – М.: Машиностроение, 1973. – 688 с.
11. Легаев В.П., Генералов Л.К. Повышение эффективности токарной обработки на основе автоматического контроля показателей процесса резания // Вестник машиностроения. – 2011. – №1. – С 44-46.
12. Заковоротный В.Л., Лапшин В.П., Туркин И.А. Управление процессом сверления глубоких отверстий спиральными сверлами на основе синергетического подхода // Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Серия: Технические науки. – 2014. – № 3 (178). – С. 33-41.
13. Заковоротный В.Л., Флек М.Б., Фам --Д.Т. Синергетическая концепция при построении систем управления точностью изготовления деталей сложной геометрической формы // Вестник Донского государственного технического университета. – 2011. – Т. 11. – № 10 (61). – С. 1785-1797
14. Заковоротный В.Л., Туркин И.А., Лапшин В.П. Влияние параметров серводвигателей на динамические свойства системы сверления глубоких отверстий спиральными свёрлами. Вестник Донского государственного технического университета. 2014. Т. 14. № 2 (77). С. 56-65.
15. Заковоротный В.Л., Панов Е.Ю., Потапенко П.Н. Свойства формообразующих движений при сверлении глубоких отверстий малого диаметра. Вестник Донского государственного технического университета. 2001. Т. 1. № 2. С. 81-93.
16. Ключев В.И. Теория электропривода. М.: Энергоатомиздат, 1985.
17. Заковоротный В.Л., Семко И.А. Электромеханические системы. Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ. 2000.- 213 с.
18. Иванов – Смоленский В.А. Электрические машины. М.: изд-во «Энергия». 1980.- 928 с.
19. Ляпунов А.М. Общая задача об устойчивости движения, М.: Гостехиздат, 1950.