

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ КАК ФАКТОРА НАДЕЖНОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ МЕТАЛЛОРЕЖУЩЕГО СТАНКА

© 2009 Б.М. Горшков¹, О.И. Драчев¹, Д.А. Ведерников¹, А.И. Туищев²

¹Тольяттинский государственный университет

²Тольяттинский государственный университет сервиса

Поступила в редакцию 10.03.2009

Разработана динамическая модель тяжелого вертикально-фрезерного станка для решения задач диагностирования надежности технологической системы. Найдены аналитические зависимости амплитуды и фазы относительных колебаний стола и шпиндельной бабки в направлении подачи под действием единичной возмущающей силы. Сравнение экспериментальной АФЧХ с расчетной показало их хорошее совпадение.

Ключевые слова: машины, технологические системы, состояние, надежность, металлорежущие станки

В тяжелых и фрезерных станках противоречие между сложностью и надежностью несущей системы усугубляется большой длительностью обработки, высокой ценой риска брака заготовок, значительными нагрузками на нее. Исследование технического состояния металлорежущих станков с целью создания для них диагностических систем особенно актуально.

Проблемы интегральной диагностики станка ставят комплекс задач: построение диагностической модели несущей системы (НС), выбор диагностических параметров, разработка методики, алгоритмов и технических средств автоматической системы диагностики [1].

Эквивалентная упругая система, образованная параллельно работающими НС, системами привода главного движения и привода подачи, составляет с процессом резания замкнутую динамическую систему станка (рисунок 1). Воздействие $f(t)$, обусловленное внешними источниками и динамическими силами в кинематических парах, в тяжелых вертикально-фрезерных станках мало по сравнению с силами резания. Поэтому им можно пренебречь, положив $f(t) = 0$. Изменение настройки $z(t)$, учитывается при определении характеристики процесса резания $W_{ПР}$. Воздействие процесса трения в направляющих стола можно учесть при определении передаточной функции привода подач $W_{ПП}$.

Доминирующее влияние на виброустойчи-

вость металлорежущего станка оказывают деформации элементов эквивалентной упругой системы ($X_{НС}$, $X_{ГД}$, $X_{ПП}$) в направлении подачи стола, поэтому целесообразно в качестве диагностических параметров использовать динамические характеристики, определенные в этом направлении.

Учитывая положение, передаточная функция эквивалентной упругой системы:

$$W_{ЭУС}(p) = W_{НС}(p) + W_{ГД}(p) + W_{ПП}(p), \quad (1)$$

где $W_{НС}(p)$, $W_{ГД}(p)$, $W_{ПП}(p)$ – передаточные функции соответственно НС, главного привода, привода подач, рассматриваемых как параллельно соединенные элементы.

Передаточная функция разомкнутой системы:

$$W_{РАЗ}(p) = W_{ЭУС}(p) \cdot W_{ПР}(p), \quad (2)$$

где $W_{ПР}(p)$ – характеристика процесса резания, учитывающая изменение настройки.

Если рассматривать главный привод как одномассовую колебательную систему, то его передаточная функция запишется в виде:

$$W_{ГД}(p) = \frac{q}{T_2^2 p^2 + T_1 p + 1}, \quad (3)$$

где T_2 и T_1 – инерционная постоянная и постоянная времени демпфирования соответственно; q – приведенная крутильная податливость; $W_{ПР}(p)$ необходимо привести к поступательным перемещением в направлении оси ОХ подачи стола

$$W_{ПР}(p) = W_{ПР}(p) \cdot \begin{vmatrix} \sum_{i=1}^r \sin 2\varphi_i \cos \varphi_i & \sum_{i=1}^r \sin 2\varphi_i \sin \varphi_i & 0 \\ \sum_{i=1}^r \cos 2\varphi_i \cos \varphi_i & \sum_{i=1}^r \cos 2\varphi_i \sin \varphi_i & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}, \quad (4)$$

Горшков Борис Михайлович, доктор технических наук, профессор. E-mail: office@tltsu.ru.

Драчев Олег Иванович, доктор технических наук, профессор. E-mail: O.Drachev@tltsu.ru.

Ведерников Дмитрий Анатольевич, аспирант. E-mail: office@tltsu.ru.

Туищев Алексей Иванович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой.

E-mail: kaf_uies@tolgas.ru.

где R и k – радиус и число зубьев фрезы; U_x – изменение толщины среза по оси OX в плоскости, проходящей через ось фрезы; φ_i – угол, определяющий положение зуба фрезы относительно точки входа его в заготовку.

Приведенная передаточная функция $W_{ГП}^{\Pi}(p)$ отражает взаимосвязь между единичным изменением вектора силы и суммарным изменением толщины среза из-за закручивания главного привода [2].

Передаточная функция привода подач с учетом характеристики жидкостного трения в направляющих и упругости привода [3]:

$$W_{шт}(p) = \frac{\epsilon_1 p + 1}{\epsilon_1 m p^3 + (\epsilon_1 \epsilon_3 + m + \epsilon_1 \epsilon_2) p^2 + (\epsilon_2 + \epsilon_1 k - \epsilon) p + c}, \quad (5)$$

где ϵ – наклон статистической кривой трения, соответствующий рассматриваемой скорости подачи; ϵ_1 и ϵ_2 – постоянные времени всплывания стола и жидкостного трения; ϵ_3 – постоянная демпфирования в механической части привода; m и c – приведенные масса стола и коэффициент жесткости привода.

НС станка обычно моделируют многомассовой системой с упругими и диссипативными связями. Число масс можно определить по экспериментальным АФЧХ НС, исходя из количества резонансных состояний в рассматриваемом частотном диапазоне возмущений. Экспериментальные исследования динамических характеристик гаммы тяжелых вертикально-фрезерных станков производства УЗТиФС (мод. 654, 6560, 6560МФЗ) показали, что АФЧХ НС имеют три явно выраженных резонансных состояния (рисунок 2). Это обусловлено упругими связями: станины с основанием ($f_1 = 25 Гц$), стойки и шпиндельной бабки ($f_2 = 45 Гц$), стойки и станины ($f_3 = 62 Гц$). Возмущающее воздействие создавалось вибратором, варьирование амплитуды возмущающего воздействия при определении АФЧХ показало квазилинейность НС в направлении подачи стола. Исходя из этого, динамическую модель НС можно представить в виде трехмассовой линейной системы с упругими и диссипативными связями (рисунок 3).

Здесь m_1 – приведенная масса станин и стола; m_2 и m_3 – массы стойки и шпиндельной бабки соответственно; c_1, c_2, c_3 – приведенные коэффициенты жесткости связей; k_1, k_2, k_3 – коэффициенты демпфирования; x_1, x_2, x_3 – перемещения соответствующих масс в направлении подачи стола; $p(t)$ – возмущающее воздействие процесса резания.

Дифференциальные уравнения движения масс:

$$\left. \begin{aligned} m_1 x_1 + c_2(x_1 - x_2) + k_1 x_1 + k_2(x_1 - x_2) &= P(t); \\ m_2 x_2 + c_2(x_2 - x_1) + k_2(x_2 - x_1) + c_3(x_2 - x_3) + k_3(x_2 - x_3) &= 0; \\ m_3 x_3 + c_3(x_3 - x_2) + k_3(x_3 - x_2) &= P(t). \end{aligned} \right\} (6)$$

Для определения АФЧХ НС воспользуется методом механического импеданса, учитывая гармонический характер возмущающего воздействия и линейность системы. Заменяя в системе уравнений (6) $P(t)$, $x_1(t)$, $x_2(t)$, $x_3(t)$ соответственно $P_0 e^{i\omega t}$, $x_1 e^{i\omega t}$, $x_2 e^{i\omega t}$, $x_3 e^{i\omega t}$, где P_0 – амплитуда возмущений; x_1, x_2, x_3 – амплитуды колебаний масс.

После соответствующих преобразований получим систему алгебраических уравнений относительно x_1, x_2, x_3 .

$$\left. \begin{aligned} x_1(c_1 + c_2 - m_1 \omega^2 + ik_1 \omega + ik_2 \omega) - x_2(c_2 + ik_2 \omega) &= P_0; \\ -x_1(c_2 + ik_2 \omega) + x_2(c_2 + c_3 - m_2 \omega^2 + ik_2 \omega + ik_3 \omega) - & \\ -x_3(c_3 + ik_3 \omega) &= 0; \\ -x_2(c_3 + ik_3 \omega) + x_3(c_3 - m_3 \omega^2 + ik_3 \omega) &= P_0. \end{aligned} \right\} (7)$$

Разделим уравнение системы (7) на P_0 и представим его в каноническом виде:

$$\left. \begin{aligned} A_{11} x_1 + A_{12} x_2 + A_{13} x_3 &= 1; \\ A_{21} x_1 + A_{22} x_2 + A_{23} x_3 &= 0; \\ A_{31} x_1 + A_{32} x_2 + A_{33} x_3 &= 1, \end{aligned} \right\} (8)$$

где

$$\begin{aligned} A_{11} &= [(c_1 + c_2 - m_1 \omega^2) + i(k_1 \omega + k_2 \omega)] / P_0; \\ A_{12} &= (-c_2 - ik_2 \omega) / P_0; \\ A_{13} &= 0; \\ A_{21} &= (-c_2 + ik_2 \omega) / P_0; \\ A_{22} &= [(c_2 + c_3 - m_2 \omega^2) + i\omega(k_2 + k_3)] / P_0; \\ A_{23} &= (-c_3 - i\omega k_3) / P_0; \\ A_{31} &= 0; \\ A_{32} &= (-c_3 - ik_3 \omega) / P_0; \\ A_{33} &= [(c_3 - m_3 \omega^2) + ik_3 \omega] / P_0. \end{aligned}$$

Решение системы уравнений (8) ищем в виде $x_1 = \Delta_1 / \Delta$; $x_2 = \Delta_2 / \Delta$; $x_3 = \Delta_3 / \Delta$, (9) где

$$\Delta = \begin{vmatrix} A_{11} & A_{12} & 0 \\ A_{12} & A_{22} & A_{23} \\ 0 & A_{23} & A_{33} \end{vmatrix}; \quad \Delta_1 = \begin{vmatrix} 1 & A_{12} & 0 \\ 0 & A_{22} & A_{23} \\ 1 & A_{23} & A_{33} \end{vmatrix};$$

$$\Delta_2 = \begin{vmatrix} A_{11} & 1 & 0 \\ A_{12} & 0 & A_{23} \\ 0 & 1 & A_{33} \end{vmatrix}; \quad \Delta_3 = \begin{vmatrix} A_{11} & A_{12} & 1 \\ A_{12} & A_{22} & 0 \\ 0 & A_{23} & 1 \end{vmatrix};$$

- комплексные определители системы (8) АФЧХ НС запишется в виде:

$$W_{НС}(i\omega) = (x_1 - x_3) / P_0. \quad (10)$$

Амплитуда и фаза относительных колебаний стола и шпиндельной бабки в направлении подачи под действием единичной возмущающей силы может быть найдена из соотношений:

$$A_{НС} = \frac{\sqrt{[(A_1 - A_3)A_0 + (B_1 - B_3)B_0]^2 + [(B_1 - B_3)A_0 - (A_1 - A_3)B_0]^2}}{A_0^2 + B_0^2};$$

$$\varphi_{НС} = \arctg \frac{B_1 A_0 - A_0 B_0}{A_1 A_0 - B_1 B_0} - \arctg \frac{B_3 A_0 - A_3 B_0}{A_3 A_0 - B_3 B_0}, \quad (11)$$

где $A_0; B_0; A_1; B_1; A_3; B_3$ – соответственно действительные и мнимые части комплексных определителей $\Delta; \Delta_1; \Delta_3$.

Характеристика процесса резания при торцевом фрезеровании $W_{ПР}(p)$, учитывающая периодические импульсные возмущения при выходе нагруженного зуба из металла и колебания скорости резания, может быть определена из соотношений, приведенных в работе [4]. В первом приближении можно воспользоваться общепринятой передаточной функцией процесса резания, соответствующей периодическому звену:

$$W_{ПР}(p) = k_p / (1 + T_p p), \quad (12)$$

где T_p – постоянная времени стружкообразования; k_p – статическая характеристика процесса резания.

Представление $W_{ПР}(p)$ в виде (12) справедливо только при устойчивом стружкообразовании.

Для проверки адекватности полученной динамической модели объекту, была рассчитана динамическая характеристика НС по связи с процессом резания для станка модели 6560МФЗ.

Параметры динамической системы определились экспериментально на реальном объекте. Коэффициенты жесткости c_i находились путем линеаризации кривых нагружения основных элементов НС при статистических испытаниях на жесткость. Собственные частоты f_i определяем по экспериментальной АФЧХ (см. рисунок 2), полученной при воздействии вибратором. Приведенные “парциальные” массы рассчитываем по соотношению:

$$m_i = c_i / (2\pi f_i)^2. \quad (13)$$

Также по экспериментальной АФЧХ определяем коэффициенты сопротивлений k_i :

$$k_i = \sqrt{2} m_i \sqrt{\omega_{0i}^2 - \omega_{Pi}^2}, \quad (14)$$

где $\omega_{Pi} = 2\pi f_i$ – собственная круговая частота; ω_{0i} – резонансная частота.

Чистовые значения параметров динамической системы сведены в табл. 1.

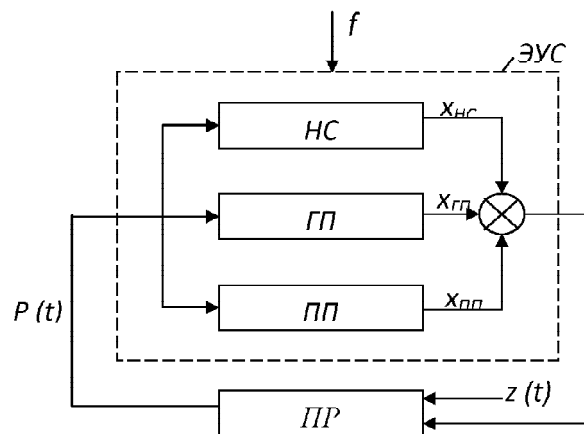


Рис. 1. Схема динамической системы вертикально-фрезерного станка

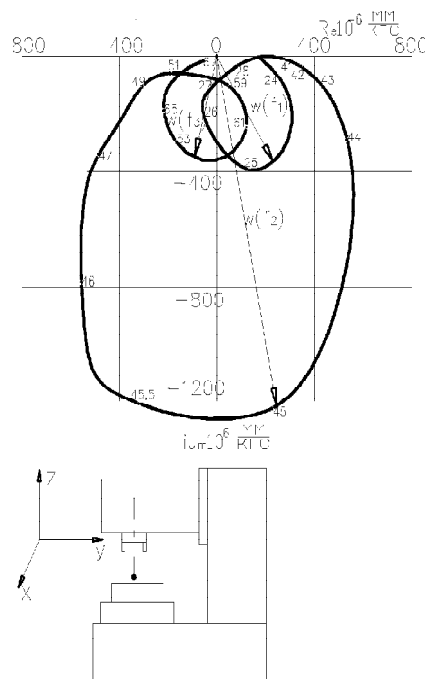


Рис. 2. Экспериментальная АФЧХ станка модели 6560МФЗ в направлении подачи стола при воздействии вибратором

Таблица 1. Структурные параметры динамической системы станка модели 6560МФЗ

m_1	c_1	k_1	m_2	c_2	k_2	m_3	c_3	k_3
кг	кг/с ²	кг/с	кг	кг/с ²	кг/с	кг	кг/с ²	кг/с
8110	200 * 10 ⁶	787 * 10 ³	5450	435 * 10 ⁶	530 * 10 ³	997	1511 * 10 ⁶	284 * 10 ³

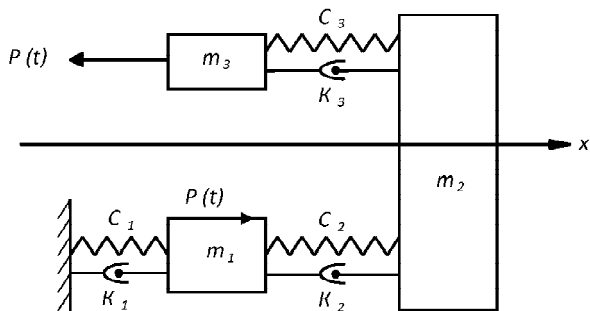


Рис. 3. Динамическая модель несущей системы станка-стенда фрезерного станка

Сравнение экспериментальной АФЧХ с расчетной, полученной по приведенным выше зависимостям на ЭЦВМ показали их хорошее совпадение. Расхождения по амплитуде не превышало 20%, по фазе 25% (рис. 4), что позволяет использовать динамическую модель станка для задач диагностики.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Горещкий Е.В., Кирилин Ю.В., Мелентьев В.В. К вопросу автоматизации технической диагностики тяжелых фрезерных станков // Адаптация, моделирование и диагностика систем. – Куйбышев: КуАИ, 1983. – С. 121.
2. Исследование виброустойчивости и качества обработки на тяжелых вертикально-фрезерных станках в зависимости от способа установки их на фундамент. Отчет по НИР. – М.: ВНИИЦ, гос. рег. № 72038106, 1974. – 76 с.
3. Складчиков Б.М., Санкин Ю.Н., Сумин Е.Я. Расчет колебаний узлов тяжелых металлорежущих станков

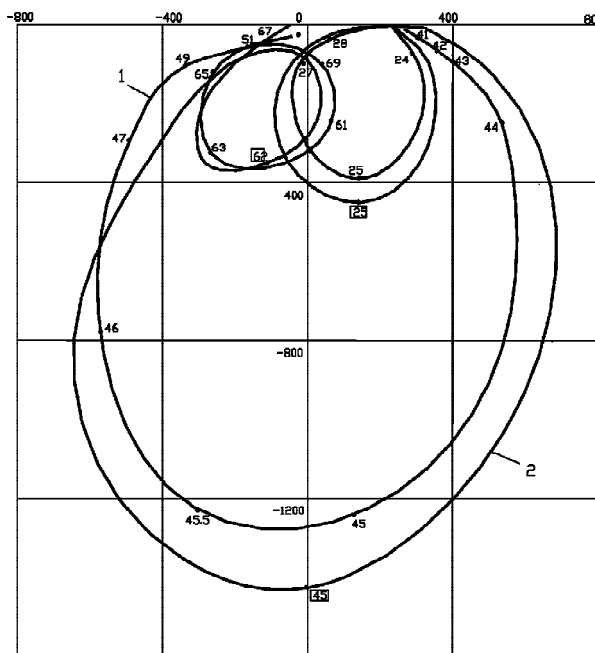


Рис. 4. АФЧХ станка-стенда, выполненного на базе станка модели 6560МФЗ в направлении подачи стола:

- 1 - экспериментальная при воздействии вибратором;
- 2 - расчетная

на направляющих скольжения // Станки и инструмент. – 1975. - № 3. – С. 5-7.

4. Эльясберг М.Е., Черняк Л.Б. Теория и расчет станков на устойчивость процесса фрезерования // Станки и инструмент. – 1981. - № 9. – 23-25.

INVESTIGATION OF TECHNICAL STATE AS FACTOR OF RELIABILITY OF TECHNOLOGICAL SYSTEM OF METAL-CUTTING MACHINE

© 2009 B.M. Gorshkov¹, O.I. Drachov¹, D.A. Vedernikov¹, A.I. Tuitshev²

¹Togliatti State University, Togliatti

²Togliatti State University of Service, Togliatti

Dynamic model of heavy metal-cutting machine have been developed for the decision of tasks of reliability diagnostics of technological system. Analytical dependences of amplitude and phase of relative table oscillations into direction of driving by impacting of single operating force. Good correlation between calculative and experimental data have been achieved.

Key words: machines, systems, status, reliability, cutting machines.

Boris Gorshkov, Doctor of Technics, Professor.

E-mail: office@tltso.ru.

Oleg Drachov, Doctor of Technics, Professor, Professor.

E-mail: O.Drachev@tltso.ru.

Dmitry Vedernikov, Graduate Student.

E-mail: office@tltso.ru.

Aleksey Tuitshev, Doctor of Technics, Professor, Head of the Department. E-mail: kaf_ues@tolgas.ru.