

равновесия суммарная работа внешних сил равна изменению потенциальной энергии системы.

Выводы. Разработана математическая модель напряженно–деформированного состояния промежуточных тел качения, установлены необходимые математические аналоги исследуемых зависимостей. Полученное решение представляет возможность определения границы допустимой деформации промежуточных тел качения и обеспечивает условие отсутствия остаточных деформаций при максимальных нагрузках механических передач.

Список литературы: 1. Стрельников В.Н. Теория зубчатого зацепления с упругими промежуточными телами качения. // Машиностроение и техносфера на рубеже XXI в.: Сборник трудов XI МНТК. — Донецк: ДГТУ, 2004. — Т. 3. — С. 147 — 158. 2. Чернина В.С. Статика тонкостенных оболочек вращения. — М.: Наука, 1968. — 455 с. 3. Тимошенко С.П., Войновский – Кригер С. Пластинки и оболочки. — М.: Наука, 1966. — 635 с. 4. Тимошенко С.П. Устойчивость стержней, пластин и оболочек. — М.: Наука, 1971. — 807 с.

Сдано в редакцию 23.01.08

ИДЕНТИФИКАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ ОБРАБОТКИ ТОЧЕНИЕМ НЕЖЕСТКИХ ВАЛОВ (ЧАСТЬ 1)

Тараненко Г. В.¹, Тараненко В. А.², Шабельский Я.² (¹ СевНТУ, ² Политехника Люблинская, г. Севастополь, г. Люблин, Украина, Польша)

The specification of DS identifying for turning the small stiffness shafts was shown. The mathematical model of controlling object CO-DS controlling the elastic strain state is built on the general principle of building models of the dynamic systems of machining small stiffness elements. The specification of processing small stiffness part is taken into account by introducing suitable equations of constrains reflecting additional elastic strain in one of equations describing controlling force. MM objects comparison for various force influences shows, that after introducing additional force influences, the object characterizes in smaller inertiality in comparison to the case of steering according to the channel of feed. Higher coefficients of the quality of dynamic control and effective reducing the disturbances caused by changing of allowance and hardness of machined elements, can be achieved by changing their stiffness along the processing in ACS and AC of elastic strain condition of element.

Введение

Вопросы повышения точности и эффективности обработки могут быть решены как при использовании методов, основанных на улучшении технологических характеристик станков и инструментов, проектирования технологических процессов с заданной точностью, так и в результате непосредственного управления параметрами процесса резания, технологической системы, возмущениями, действующими в процессе обработки.

Стремление обеспечить высокое качество обработки деталей на металлорежущих станках в условиях действия на технологическую систему (ТС) различных возмущений привело к появлению в машиностроении адаптивных систем

управления (АС) [1, 2]. Проблема совершенствования таких систем становится особенно актуальной в условиях ГАП при реализации «безлюдной» технологии.

Поэтому одной из первоочередных задач, возникающих при оценке точности и проектирования систем автоматического управления (САУ) и АС, является задача разработки математического описания ТС, рассматриваемого как объект управления.

При отсутствии достаточно полной и точной информации об объекте управления (ОУ), идеализация динамических свойств и элементов САУ ее расчетные характеристики могут существенно отличаться от реальных, а выбранные при проектировании параметры (настройки) регуляторов не обеспечат заданного качества управления и даже устойчивости системы. Кроме того, для рассматриваемых систем характерны широкие пределы вариаций параметров ОУ. Причем в технологических системах, содержащих нежесткую заготовку, параметры могут значительно изменяться в течение цикла обработки одной детали. Указанные обстоятельства осложняют задачу обеспечения устойчивости САУ и требуют особенно тщательного подхода к вопросам выбора ее структуры и синтеза корректирующих устройств.

Разработка математической модели (ММ) объекта управления в динамике, адекватной объекту – оригиналу, является необходимой предпосылкой для последующего обоснованного подхода к решению задач анализа устойчивости САУ и синтеза корректирующих устройств по заданным показателям качества управления в переходных режимах. Причем в подобных системах показатели качества управления выходной координатой – упругими деформациями ТС в динамике непосредственно характеризуют погрешности формы детали, обусловленные действием быстроизменяющихся возмущений типа изменения припуска на обработку, вариаций физико-механических свойств обрабатываемого материала.

1. ИДЕНТИФИКАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ТОЧЕНИЯ ВАЛОВ

В широком смысле под математической моделью (ММ) объекта понимают совокупность аналитических, табличных и графических зависимостей, количественно отражающих связи между величинами, характеризующими функционирование объекта. Методика синтеза (ММ) объекта управления (ОУ) в значительной степени зависят от объема используемой априорной информации, под которой в каждом конкретном случае подразумевается информация об объекте, имеющаяся до проведения текущего этапа исследований. Как правило, известны общие принципы функционирования объекта, по крайней мере те, которые закладывались на этапе его создания. В этом случае задачу разработки модели решают в два этапа. На первом этапе, на основе априорных сведений о физических процессах, происходящих в ТС разрабатывается исходная структурная модель ОУ. Обычно эта модель содержит неизвестные параметры, нахождение которых по априорным данным слишком сложно или невозможно. Кроме того, такая модель часто содержит некоторые элементы структуры, необходимость включения которых в модель не очевидна. В ходе второго этапа на основе экспериментальных исследований определяются неизвестные параметры ОУ, и уточняется его структура. Во многих случаях возможно упрощение начальной структуры модели. **Динамическая система (ДС)** процесса обработки является технологической системой станка с реализованным в ней процессом обработки резанием (точение, шлифование, сверление, фрезерование) [3, 4].

В случае, когда имеется полная априорная информация о ОУ, возможно построение ММ аналитическим путем. Такой метод построения ММ, выявления структуры и параметров модели называется аналитической идентификацией. Для сложных объектов после аналитического построения ММ, как правило, необходимы дополнительные

экспериментальные исследования. Цель этих исследований – во-первых, проверка правильности основных теоретических положений, принятых при разработке ММ, во-вторых, выявление при необходимости некоторых параметров модели.

Представленная схема формирования ММ показывает, что основной объем исследований приходится на глубокий теоретический анализ причинно-следственных связей между переменными и выявление закономерностей, определяющих протекание процессов в ОУ.

Возможность линеаризации уравнений движения отдельных элементов ДС следует также с широкого известного представления, что выполнение жестких требований относительно точности регулирования приводит к реализации систем управления, которые, действуют при «малых» отклонениях переменных. В таком случае ДС процесса точения может рассматриваться как многомерный ОУ с подсистемами в виде упругой системы и процесса резания. Структура ОУ включает обратные связи через упругую систему, вызванные силовыми воздействиями, которые возникают при осуществлении процесса резания.

В работах [4, 5] построена система уравнений и обобщенная структурная схема ММ динамической системы точения валов. Разработанная система уравнений и структурная схема ММ учитывает геометрию срезаемого слоя (СС) и силы резания при точении, свойства упругой системы ТС, процесс формирования сечения СС. Процесс формирования сечения СС учитывает явление резания «по следу», которое проявляется в том, что составляющие (толщина среза – $a(t)$, ширина среза – $b(t)$) сечения срезаемого слоя материала зависит от положения режущей кромки инструмента не только в текущий момент времени t , но и в момент времени $(t - \tau)$ предыдущего оборота.

Система уравнений, описывающая объект управления – динамическую систему обработки точением может быть представлена в виде:

$$\left. \begin{aligned} \Delta F_f(s) &= M_x(s) \cdot \Delta a(s) + N_x(s) \cdot \Delta b(s) + C_x(s) \cdot \Delta q(s), \\ \Delta F_p(s) &= M_y(s) \cdot \Delta a(s) + N_y(s) \cdot \Delta b(s) + C_y(s) \cdot \Delta q(s), \\ \Delta F_c(s) &= M_z(s) \cdot \Delta a(s) + N_z(s) \cdot \Delta b(s) + C_z(s) \cdot \Delta q(s), \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$\Delta g_x(s) = H_{xx}(s) \cdot \Delta F_f(s), \Delta g_y(s) = H_{yy}(s) \cdot \Delta F_p(s), \Delta g_z(s) = H_{zz}(s) \cdot \Delta F_c(s), \quad (2)$$

$$\Delta a(s) = \frac{1}{s}(1 - e^{-s\tau}) \cdot \Delta v_f(s) - \frac{v_{n0} \cdot \tau}{s}(1 - e^{-s\tau}) \cdot \Delta n_{cz}(s) - (1 - e^{-s\tau}) \cdot \Delta g_x(s) - (1 - e^{-s\tau}) \cdot K_{kr} \cdot \Delta g_y(s), \quad (3)$$

$$\Delta b(s) = \frac{1}{s\tau}(1 - e^{-s\tau}) \cdot \Delta b_l(s) - \Delta b_r(s) - \Delta g_y(s) - K_{bz} \cdot \Delta g_z(s), \quad (4)$$

$$\Delta q(s) = \frac{1}{s\tau}(1 - e^{-s\tau}) \cdot \Delta q_l(s). \quad (5)$$

Уравнение для эквивалентной толщины сечения СС (3) получено при допущении постоянной скорости вращения детали. Как известно, управление скоростью вра-

щения детали приводит к появлению в зависимости (3), дополнительного слагаемого в виде:

$$-\frac{v_{n0} \cdot \tau}{s} (1 - e^{-s\tau}) \cdot \Delta n_{cz}(s).$$

Структурная схема объекта управления, соответствующая уравнениям (1) – (5) представлена на рис. 1.

2. ОСОБЕННОСТИ ИДЕНТИФИКАЦИИ ДС ТОЧЕНИЯ НЕЖЕСТКИХ УПРУГОДЕФОРМИРОВАННЫХ ВАЛОВ

Для повышения точности обработки нежестких валов разработаны технологические способы управления точностью, основанные на изменении их упругодеформированного состояния [9, 10]. В качестве регулирующих воздействий в соответствии с принятой классификацией [9] используются отдельные или комбинация регулируемых силовых воздействий: центральное и внецентренное растяжение; управление дополнительными силовыми воздействиями, направленными на компенсацию силовых факторов от процесса резания; изгибающими моментами на опорах; управление изгибно-крутильным силовым деформированием.

Математические модели УТ в установившихся режимах при этом получены в виде функциональных зависимостей, отражающих влияние регулирующих и возмущающих воздействий на величину упругих деформаций детали в рассматриваемом сечении. На основании законов механики твердого деформированного тела получены функциональные зависимости для УТ с различными видами упругодеформированного состояния нежестких деталей.

ММ различных технологических систем обработки с управлением упругодеформированным состоянием в установившихся режимах, представленных в форме функций прогибов, получены в предположении, что изгибающее усилие, действующее на деталь, является внешней переменной, не зависящей от упругих деформаций УТ. Такой подход основывается на пренебрежении замкнутостью упругой системы через процесс резания и не вносит существенных погрешностей в результаты анализа статических характеристик ОС. В то же время, как показывает анализ, построение работоспособной ММ объекта управления в переходных режимах невозможно без учета особенностей процессов в зоне обработки и замкнутости УТ через процесс резания.

Математическая модель рассматриваемого объекта управления – УТ с управлением упругодеформированным состоянием нежесткой детали формируется на основе общих принципов построения динамических моделей [4, 5] систем механообработки, при этом характерные особенности процесса обработки нежестких деталей учитываются введением соответствующих уравнений связи [11, 12], отражающих взаимосвязь дополнительных упругих деформаций Δg_{ξ} в одно из уравнений с силовыми управляющими воздействиями системы уравнений (1).

Эквивалентные (суммарные) упругие деформации УТ при обработке нежестких деталей целесообразно представить в виде двух слагаемых:

$$g_{\zeta} = g_{\zeta obr.} + g_{\zeta cz.}, \quad (6)$$

где: $g_{\zeta obr.}$ и $g_{\zeta cz.}$ - соответственно упругие деформации станка – приспособления – инструмента и детали по каждой координате; $\zeta \in \{x, y, z\}$. Первое слагаемое в

этом выражении для рассматриваемых УТ, как правило, на порядок меньше второго и им можно пренебречь.

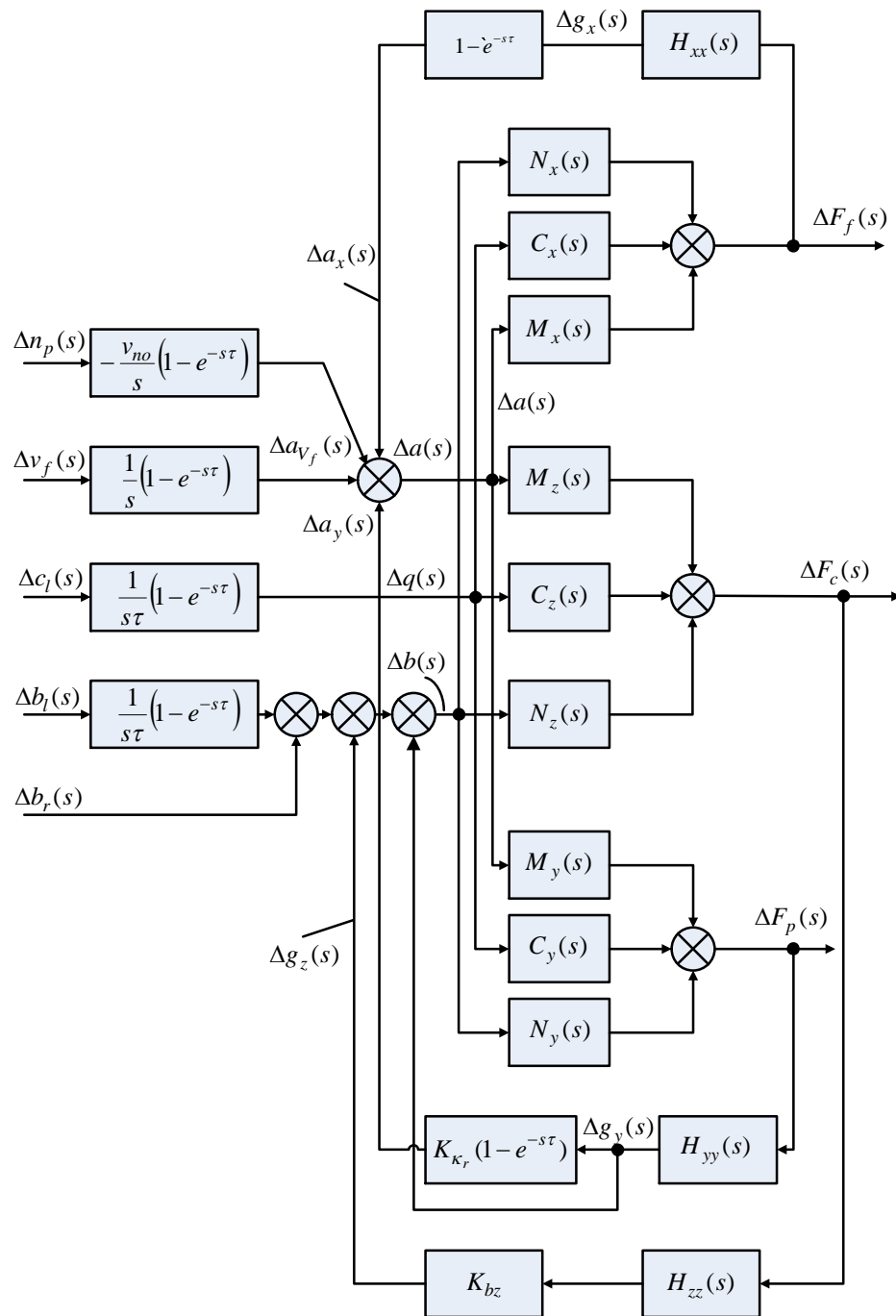


Рис.1. Исходная структурная схема ДС

Упругие деформации УТ в радиальном направлении g_y в соответствии с уравнениями прогибов [9] в установившихся режимах без учета замкнутости ОУ могут рассматриваться как детерминированная нелинейная функция параметров детали L, d, EI ; составляющих силы резания F_c, F_p, F_f ; координаты x приложения силы резания по длине заготовки и различных регулирующих воздействий в виде: растягивающей силы

F_{x1} ; внецентренной растягивающей силы, создающей два регулирующих воздействия F_{x1} и момента $M = F_{x1} \cdot e$, где e - эксцентриситет силы при внецентренном растяжении; одной или нескольких дополнительных проиводействующих сил $F_{dod.i}$; изгибающих моментов M_i ; закручивающего момента M_{skr} или их комбинаций:

$$g = f(L, d, EI, F_c, F_p, F_f, F_{x1}, e, F_{dod.i}, M_i, M_{skr}, x). \quad (7)$$

Учитывая, что при реальных значениях величины скорости продольной подачи искорость изменения координаты x относительно невелики, при анализе переходных процессов «в малом» можно пренебречь изменением координаты x в функции времени. Тогда уравнение (7) для приращений в операторной форме принимает вид:

$$g_y(s) = K_{xy} \cdot F_f(s) + K_{yy} \cdot F_p(s) + K_{zy} \cdot F_c(s) + K_{F_{x1}} \cdot F_{x1}(s) + K_e \cdot e(s) + K_{F_{dod.i}} \cdot F_{dod.i}(s) + K_{M_i} \cdot M_i(s) + K_{M_{skr}} \cdot M_{skr}(s), \quad (8)$$

где: двойные индексы при коэффициентах K означают, что коэффициенты K_{xy}, K_{zy} указывают влияние приращения составляющих F_x, F_z на приращения упругих деформаций по координате y ; $K_e = K'_e \cdot F_{x1_0}$. Коэффициенты передач и линеаризованных уравнений определяются как частные производные от функции прогиба по соответствующий переменной. Так, например, для УТ обработки при действии центрального растягивающего усилия F_{x1} , создающего упругодеформированное состояние [9], коэффициенты передач имогут быть получены из уравнения прогибов:

$$K_{yy} = \left(\frac{\partial g_y}{\partial F_p} \right)_0 = \frac{L^3 \cdot [1 - \cos(2\pi x_0 / L)]^2}{2\pi^2 \cdot (4\pi^2 \cdot EI + F_{x1_0} \cdot L^2)}, \quad (9)$$

$$K_{F_{x1}} = \left(\frac{\partial g_y}{\partial F_{x1}} \right)_0 = -\frac{F_p \cdot L^5 [1 - \cos(2\pi x_0 / L)]^2}{2\pi^2 \cdot (4\pi^2 \cdot EI + F_{x1} \cdot L^2)} = -\frac{g_{y_0} \cdot L^2}{4\pi^2 \cdot EI + F_{x1} \cdot L^2}, \quad (10)$$

где: F_{x1_0}, g_{y_0} - значения растягивающего усилия и упругой деформации детали по оси y в точке линеаризации (значения переменных относительно которых даются приращения переменных).

В рассматриваемом частном случае остальные коэффициенты передачи, входящие в соотношение (8) равны нулю. Коэффициенты передачи, соответствующие другим УТ для различных способов нагружения и закрепления при обработке упругодеформированных деталей, полученные аналогичным образом представлены в табл.1 и табл.2 – графа 2, x_0 - координата положения резца по длине обработке в точке линеаризации. Дополнительные упругие деформации g_{fx}, g_{fz} по координатам x и z от действия рассматриваемых силовых регулирующих воздействий, как правило, несущественно влияют на динамические свойства ОУ и ими можно пренебречь.

Таблица 1. Модели и коэффициенты передачи в уравнениях линеаризованных ММ

№ модели, Управл. воздействие, Источник информации	Коэффициент передачи в уравнениях линеаризованных ММ
1	2
	<p style="text-align: center;">Коэффициент передачи в уравнениях линеаризованных ММ при продольно-поперечном изгибе</p>
<p>Модель 3.1 Центральное растяжение [9]</p>	$K_{yy} = \left(\frac{\partial g_y}{\partial F_p} \right)_0 = [(\beta\alpha L \operatorname{ch}\alpha L - sh\beta\alpha L)(sh\alpha x_0 - \alpha x_0) / \alpha F_{x1}(\alpha L \operatorname{ch}\alpha L - sh\alpha L)] - [L(\beta sh\alpha L - sh\beta\alpha L)(ch\alpha x_0 - 1) / F_{x1}(\alpha L \operatorname{ch}\alpha L - sh\alpha L)],$ $K_{F_{x1}} = \left(\frac{\partial g_y}{\partial F_{x1}} \right)_0 = \{F_p \cdot [\beta L \alpha' \operatorname{ch}\alpha L + \beta L^2 \alpha' sh\alpha L - \beta L \alpha' \operatorname{ch}\beta\alpha L] (sh\alpha x_0 - \alpha x_0) + F_p (x_0 \alpha' \operatorname{ch}\alpha x_0 - x_0 \alpha') [\beta \alpha L \cdot \operatorname{ch}\alpha L - sh\beta\alpha L] \} / \alpha F_{x1}(\alpha L \operatorname{ch}\alpha L - sh\alpha L) - \{ \alpha^2 L \operatorname{ch}\alpha L - \alpha sh\alpha L + \alpha F_{x1}(\alpha' L \operatorname{ch}\alpha L + \alpha L^2 \alpha' sh\alpha L - \alpha' L \operatorname{ch}\alpha L) \} \times$ $\times F_p [\beta \alpha L \operatorname{ch}\alpha L - sh\beta\alpha L] (sh\alpha x_0 - \alpha x_0) / \alpha^2 F_{x1}^2 (\alpha L \operatorname{ch}\alpha L - sh\alpha L)^2 - F_p L [(\alpha' L \beta \operatorname{ch}\alpha L - \alpha' \beta \operatorname{ch}\alpha \beta L)(ch\alpha x_0 - 1) + (\beta sh\alpha L - sh\alpha \beta L)] (\alpha' x_0 sh\alpha x_0 - 1) / F_{x1}(\alpha L \operatorname{ch}\alpha L - sh\alpha L) - \{ \alpha L \operatorname{ch}\alpha L - sh\alpha L + \alpha' F_{x1} \alpha L^2 sh\alpha L + \alpha' L \operatorname{ch}\alpha L \} \times$ $\times F_p L (\beta sh\alpha L - sh\alpha \beta L)(ch\alpha x_0 - 1) / F_{x1}^2 (\alpha L \operatorname{ch}\alpha L - sh\alpha L)^2,$ $\beta = \frac{L-a}{L}, \quad \alpha = \sqrt{\frac{F_{x1}}{EI}}, \quad \alpha' = \frac{1}{2\sqrt{F_{x1}/EI}}.$
<p>Модель 3.2 Центральное растяжение с зажимом в цанге [9]</p>	$K_{yy} = \left(\frac{\partial g_y}{\partial F_p} \right)_0 = \frac{L^3 \cdot [1 - \cos(2\pi x_0 / L)]^2}{\pi^2 \cdot [8\pi^2 \cdot EI + 2F_{x1} \cdot L^2]},$ $K_{F_{x1}} = \left(\frac{\partial g_y}{\partial F_{x1}} \right)_0 = -\frac{F_p \cdot L^5 \cdot [1 - \cos(2\pi x_0 / L)]^2}{2\pi^2 \cdot [4\pi^2 \cdot EI + F_{x1} \cdot L^2]}.$

Продолжение таблицы 1

1	2
<p>Модель 3.7 Внецентренное сжатие [9]</p>	$K_{yy} = \left(\frac{\partial g_y}{\partial F_p} \right)_0 = [\alpha x_0 \beta \sin \alpha L - \sin \beta \alpha L \sin \alpha x_0] / (\alpha F_{x1} \cdot \sin \alpha L),$ $K_e = \left(\frac{\partial g_y}{\partial e} \right)_0 = -2\alpha x_0 \left(\frac{\cos \alpha L}{\sin \alpha L} - \frac{1}{\alpha L} \right) - 2(1 - \cos \alpha x_0) + 2 \frac{\cos \alpha L}{\sin \alpha L} (\alpha x_0 - \sin \alpha x_0),$ $K_{F_{x1}} = \left(\frac{\partial g_y}{\partial F_{x1}} \right)_0 = -\frac{1}{F_{x1}^2} \left\{ x_0 \beta F_p - \frac{x_0 F_p \sin \beta \alpha L}{\sin \alpha L} - 2M_2 \alpha x_0 \left(\operatorname{tg} \alpha L - \frac{1}{\alpha L} \right) - \right.$ $\left. - 2M_2 (1 - \cos \alpha x_0) + \left(\frac{F_p \cdot \sin \beta \alpha L}{\alpha \sin \alpha L} + 2 \operatorname{ctg} \alpha L \right) (\alpha x_0 - \sin \alpha x_0) \right\} +$ $+ \frac{1}{F_{x1}} \cdot \left\{ x_0 F_p \cdot (\alpha' L \sin \beta \alpha L \cdot \cos \alpha L) - \alpha' \beta L \cos \beta \alpha L \cdot \sin \alpha L \cdot (\sin^2 \alpha L - 2(\alpha' M_2 + \alpha e)) \times \right.$ $\times (\operatorname{ctg} \alpha L - 1/\alpha L) + 2\alpha x_0 M_2 \left(\frac{\alpha L}{\sin^2 \alpha L} - \frac{\alpha'}{\alpha^2 L} \right) - 2(\alpha' M_2 + \alpha e) x_0 \sin \alpha x_0 +$ $+ \left(\frac{F_p \sin \beta \alpha L}{\alpha \sin \alpha L} + 2 \operatorname{ctg} \alpha L \right) \cdot (1 - \cos \alpha x_0) \alpha' x + (\alpha x_0 - \sin \alpha x_0) \times$ $\times \left[(F_p \alpha' \alpha \beta L \cos \beta \alpha L \sin \alpha L - F_p \sin \beta \alpha L [\alpha' \sin \alpha L + \alpha' \alpha L \cos \alpha L]) / \alpha^2 \sin^2 \alpha L - \right.$ $\left. \beta = \frac{L - \alpha}{L}, \quad M_2 = F_{x1} \cdot e, \quad \alpha = \sqrt{\frac{F_{x1}}{EI}}, \quad \alpha' = \frac{1}{2\sqrt{F_{x1}/EI}} \right.$

Таблица 2. Модели и коэффициенты передачи в уравнениях линеаризованных ММ

<p>№ модели, Управл. воздействи- е, Источник информа- ции</p>	<p>Коэффициент передачи в уравнениях линеаризованных ММ</p>
1	2
<p>Модель 2.1 [9] Дополнительная сила в середине детали [9]</p>	<p>Коэффициент передачи в уравнениях линеаризованных ММ при поперечном изгибе</p> <p style="text-align: center;">$0 < x < L$</p> $K_{yy} = \left(\frac{\partial g_y}{\partial F_p} \right)_0 = \frac{x_0^2}{12L^3 \cdot EI} \cdot [4x_0 \cdot L^3 - 9x_0^2 \cdot L^2 + 6x_0^3 \cdot L - x_0^4],$

Продолжение таблицы 2

1	2
	$K_{xy} = \left(\frac{\partial g_y}{\partial F_f} \right)_0 = \frac{d \cdot x_0^2}{8L^3 \cdot EI} \cdot [3x_0 \cdot L^2 - 5x_0^2 \cdot L + x_0^3 - 2L^3].$ <p style="text-align: center;">0 < x < L/2</p> $K_{F_{dod}} = \left(\frac{\partial g_y}{\partial F_{dod}} \right)_0 = \frac{1}{96EI} \cdot [11x_0^3 - 9x_0^2 \cdot L],$ <p style="text-align: center;">L/2 < x < L</p> $K_{F_{dod}} = \left(\frac{\partial g_y}{\partial F_{dod}} \right)_0 = \frac{1}{96EI} \cdot [11x_0^3 - 9x_0^2 \cdot L - 16(x_0 - L/2)^3].$
<p>Модель 2.3 [9] Изгибающий момент на правой опоре</p>	$K_{yy} = \left(\frac{\partial g_y}{\partial F_p} \right)_0 = \frac{x_0^2}{12L^3 \cdot EI} \cdot [4x_0 \cdot L^3 - 9x_0^2 \cdot L^2 + 6x_0^3 \cdot L - x_0^4],$ $K_{xy} = \left(\frac{\partial g_y}{\partial F_f} \right)_0 = \frac{d \cdot x_0^2}{8L^3 \cdot EI} \cdot [3x_0 \cdot L^2 - 5x_0^2 \cdot L + x_0^3 - 2L^3],$ $K_{Mi} = \left(\frac{\partial g_y}{\partial M(L)} \right)_0 = \frac{x_0^2 \cdot (x_0 - L)}{4L \cdot EI}.$
<p>Модель 2.4 [9] Две дополнительные силы от равномерно установленных виброгасителей</p>	<p style="text-align: center;">0 < x < L</p> $K_{yy} = \left(\frac{\partial g_y}{\partial F_p} \right)_0 = \frac{x_0^2}{12L^3 \cdot EI} \cdot [4x_0 \cdot L^3 - 9x_0^2 \cdot L^2 + 6x_0^3 \cdot L - x_0^4],$ $K_{xy} = \left(\frac{\partial g_y}{\partial F_f} \right)_0 = \frac{d \cdot x_0^2}{8L^3 \cdot EI} \cdot [3x_0 \cdot L^2 - 5x_0^2 \cdot L + x_0^3 - 2L^3],$ <p style="text-align: center;">0 < x (L-b)/2</p> $K_{F_{dod.1}} = \left(\frac{\partial g_y}{\partial F_{dod.1}} \right)_0 = \frac{x_0^2}{96L^3 \cdot EI} \cdot [(L-b)^2 \cdot (5L+b) \cdot (3L-x_0) + 24L^3 \cdot (4x_0-L)],$ $K_{F_{dod.2}} = \left(\frac{\partial g_y}{\partial F_{dod.2}} \right)_0 = \frac{x_0^2}{96L^3 \cdot EI} \cdot [(L+b)^2 \cdot (5L-b) \cdot (3L-x_0) + 24L^3 \cdot (4x_0-L-b)],$ <p style="text-align: center;">(L-b)/2 < x < (L+b)/2</p> $K_{F_{dod.1}} = \left(\frac{\partial g_y}{\partial F_{dod.1}} \right)_0 = \frac{1}{96L^3 \cdot EI} \cdot [x_0^2 \cdot (L-b)^2 \cdot (5L+b) \cdot (3L-x_0) +$

Продолжение таблицы 2

1	2
	$+ 24x_0^2 \cdot L^3 \cdot (4x_0 - L + b) - 16L^3 \cdot \left(x_0 - \frac{L-b}{2}\right)^3 \Big],$ $K_{F_{dod.2}} = \left(\frac{\partial g_y}{\partial F_{dod.2}}\right)_0 = \frac{x_0^2}{96L^3 \cdot EI} \cdot \left[(L+b)^2 \cdot (5L-b) \cdot (3L-x_0) + 24L^3 \cdot (4x_0 - L - b) \right],$ <p style="text-align: center;">(L+b)/2 < x < L</p> $K_{F_{dod.1}} = \left(\frac{\partial g_y}{\partial F_{dod.1}}\right)_0 = \frac{1}{96L^3 \cdot EI} \cdot \left[x_0^2 \cdot (L-b)^2 \cdot (5L+b) \cdot (3L-x_0) + \right.$ $\left. + 24x_0^2 \cdot L^3 \cdot (4x_0 - L + b) - 16L^3 \cdot \left(x_0 - \frac{L-b}{2}\right)^3 \right],$ $K_{F_{dod.2}} = \left(\frac{\partial g_y}{\partial F_{dod.2}}\right)_0 = \frac{1}{96L^3 \cdot EI} \cdot \left[x_0^2 \cdot (L+b)^2 \cdot (5L-b) \cdot (3L-x_0) + \right.$ $\left. + 24x_0^2 \cdot L^3 \cdot (4x_0 - L + b) - 16L^3 \cdot \left(x_0 - \frac{L+b}{2}\right)^3 \right].$
<p>Модель 2.5 [9] Дополнительная сила от подвижного рычажного виброгасителя</p>	$K_{yy} = \left(\frac{\partial g_y}{\partial F_p}\right)_0 = \frac{x_0^2}{12L^3 \cdot EI} \cdot \left[4x_0 \cdot L^3 - 9x_0^2 \cdot L^2 + 6x_0^3 \cdot L - x_0^4 \right],$ $K_{xy} = \left(\frac{\partial g_y}{\partial F_f}\right)_0 = \frac{d \cdot x_0^2}{12L^3 \cdot EI} \cdot \left[3x_0 \cdot L^2 - 5x_0^2 \cdot L + x_0^3 - 2L^3 \right],$ $K_{F_{dod.}} = \left(\frac{\partial g_y}{\partial F_{dod.}}\right)_0 = \frac{1}{12L^3 \cdot EI} \cdot \left[x_0^3 \cdot (x_0 + \delta)^2 \cdot (x_0 - 3L) - \right.$ $\left. - 3x_0^2 \cdot L \cdot (x_0 + \delta)^2 \cdot (x_0 - 3L) + 2L^3 \cdot (x_0^3 + \delta^3 - 3x_0^2 \cdot (x_0 + \delta)) \right]$
<p>Модель 2.6 [9] Изгибающие моменты на двух опорах</p>	$K_{yy} = \left(\frac{\partial g_y}{\partial F_p}\right)_0 = \frac{1}{3L^3} \cdot \left[\frac{x_0 L^2 (L-x_0)^2}{EI_1} + \frac{a_1^3}{EI_2} \cdot (2L^3 - 5L^2 \cdot x_0 + 5L \cdot x_0^2) \right],$ $K_{M_1} = \left(\frac{\partial g_y}{\partial M_1}\right)_0 = \frac{1}{3L^3} \cdot \left[\frac{x_0 \cdot L \cdot ((L-x_0)^2 - x_0^2 - 3x_0 \cdot (L-x_0) - 2(L-x_0)^2)}{EI_1} + \right.$ $\left. + \frac{a_1^3 \cdot 2L \cdot (L-2x_0)}{EI_2} \right],$ $K_{M_2} = \left(\frac{\partial g_y}{\partial M_2}\right)_0 = \frac{1}{3L^3} \cdot \left[\frac{x_0 \cdot L \cdot ((L-x_0)^2 - x_0^2 - 3x_0 \cdot (L-x_0) - 2(L-x_0)^2)}{EI_1} + \right.$ $\left. + \frac{a_1^3 \cdot 2L \cdot (2x_0 - L)}{EI_2} \right].$

Таким образом, свойства рассматриваемых ДС обработки точением нежестких валов могут быть описаны уравнениями (1) – (5), конкретизированной и дополненной с учетом соотношения (8).

Список литературы: 1. Адаптивное управление станками / Под ред. Б. С. Балакшина. – М.: Машиностроение, 1973. – 688 с. 2. Solomencev J. M., Mitrofanov V. G., Taranenko V. A.: *Adaptivne riadenie obrabacich strojov*. Bratislava: ALFA, 1983. – 231 s. 3. Бессекерский В. А., Попов Е. П.: Теория систем автоматического регулирования. – М.: Наука, 1975. – 768 с. 4. Abakumow A., Taranenko W., Zubrzycki J.: *Moduły programowe dla badania charakterystyk układu dynamicznego procesu skrawaniach*. Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej NR 230 МЕХАНИКА, z. 67 - *Modułowe Technologie i Konstrukcje w Budowie Maszyn*, Rzeszow 2006. – S. 99 – 109 5. Тараненко В. А., Абакумов А. М.: Динамические модели для оценки точности технологических систем. – М.: ВНИИТЭМР, Вып.1, 1989. – 54 с. 6. Abakumov A., Taranenko V., Zubrzycki J.: *Modeling of characteristics of dynamic system of turning process for axialsymmetric shafts*. V-th INTERNATIONAL CONGRESS “MECHANICAL ENGINEERING TECHNOLOGIES’ 06” (MT’06), September 20 -23. 2006, Varna, Bulgaria. PROCEEDINGS. Section III. S.76 – 78. 7. Кудинов В. А.: Динамика станков. – М.: Машиностроение, 1967. – 267 с. 8. Abakumov A., Taranenko V., Zubrzycki J. Wolos D.: *Controlling the dynamical system of machine tools by elastic-deformable shafts machining*. ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ: Международный сборник научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2006. Выпуск 32. – С. 272 -278. 9. Taranenko W., Świć A.: *Technologia kształtowania części maszyn o małej sztywności*. Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej, Lublin 2005.- 282 s. 10. Taranenko W., Świć A.: *Urządzenia sterujące dokładnością obróbki części maszyn o małej sztywności*. Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej, Lublin 2006, 186 s. 11. Абакумов А. М., Тараненко В. А.: Динамические свойства упругой системы при управлении упругодеформированным состоянием деталей малой жесткости // Динамика станочных систем и гибких автоматизированных производств: Тезисы докл. 3-ей Всесоюзной науч.-техн. конф.. – Тольятти, 1988. - С. 334-335. 12. Абакумов А. М., Тараненко В. А.: Математическая модель процесса точения деталей малой жесткости // Идентификация и автоматизация технологических процессов в машиностроении: Сб. науч.тр. – Куйбышев, 1988. – С. 67-69. 13. Абакумов А. М., Воронин П. А., Денкевиц В. А. и др.: Математическая модель процесса точения при управлении продольной подачей и скоростью шпинделя // НИИмаш. – Деп. В ВИНТИ, 1978, № 2. 14. Абакумов А. М., Воронин П. А., Денкевиц В. А. и др.: Идентификация процесса продольного точения / Алгоритмизация и автоматизация технологических процессов и промышленных установок: Межвуз. сб. научн.тр. – Куйбышев, 1974. –Вып. 5. – С. 28 – 34. 15. Zorev N.N.: *Raschet proekcji sily rezania*. - Moskwa: Mashinostroenie, 1958. - 58 s. 16. Патент РФ RU № 2130360 С1 Способ механической обработки нежестких осесимметричных деталей и устройство для его реализации В23В 23/00, В23Q 15/00. Абакумов А. М., Тараненко В.А., Тараненко Г. В. Бюл. № 14, 1999. 17. Патент РФ RU № 2162770 С2 Задняя бабка токарного станка. МКИ В23В 23/00 /Абакумов А. М., Тараненко В.А., Тараненко Г. В. Бюлл. № 4, 2001.

С дано в редакцию 24.01.08