

УДК 621.9.06-229

МОДЕЛИРОВАНИЕ ОТНОСИТЕЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧИХ ОРГАНОВ МЕТАЛЛООБРАБАТЫВАЮЩЕГО СТАНКА

Ю. В. Идрисова¹, Р. Г. Кудояров², С. И. Фецак³

²kats10@mail.ru

ФГБОУ ВПО «Уфимский государственный авиационный технический университет» (УГАТУ)

Поступило в редакцию 22.07.2013

Аннотация. Приведена методика составления модели колебаний инструмента и обрабатываемой детали в металлообрабатывающих станках, учитывающая погрешности изготовления и сборки приводов станков, динамические характеристики станка, процессы резания и трения.

Ключевые слова: спектры внешних возмущений; упругая система станка; процесс резания; процесс трения.

Возмущения, действующие в процессе работы приводов металлообрабатывающего оборудования, приводят к колебаниям и смещениям инструмента и заготовки в процессе обработки детали, которые вызывают изменение параметров качества обрабатываемой поверхности детали. Основными источниками относительных смещений инструмента и заготовки являются погрешности, возникающие при изготовлении деталей и сборке узлов металлообрабатывающего оборудования, процессы трения в подвижных узлах станка и процесс резания.

Прогнозирование и уменьшение уровня колебаний инструмента и обрабатываемой детали в металлообрабатывающих станках в значительной степени зависит от применяемых средств анализа их технического состояния.

Эффективность эксплуатации станочного оборудования можно существенно повысить за счет построения модели колебаний рабочих органов станка, учитывающей динамические характеристики оборудования, возможные погрешности изготовления и сборки узлов оборудования, влияние дефектов изготовления и сборки узлов на погрешности формообразования деталей и улучшения режимов их обработки и уточнение режимов обработки деталей. Особенно это актуально для многоцелевых станков, осуществляющих многокоординатную обработку деталей [4].

СТРУКТУРА МОДЕЛИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОТНОСИТЕЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧИХ ОРГАНОВ СТАНКА

Алгоритм создания модели относительных колебаний рабочих органов станка представляет собой модульную структуру, в которой каждый модуль предназначен для решения отдельных задач, к которым относятся:

- формирование спектра внешних возмущений;
- определение динамических характеристик металлообрабатывающего станка;
- определение динамических характеристик процессы резания и трения;
- формирование спектра вынужденных относительных колебаний рабочих органов станка (на холостом ходу и с учетом динамической характеристики процесса резания).

Структурная схема расчетного метода представлена на рис. 1.

Исходными данными являются:

- конструктивные параметры металлообрабатывающего станка: размеры, форма и расположение элементов станка;
- технологические параметры обработки детали: режимы резания; размеры режущей части инструмента; прочностные характеристики материала обрабатываемой детали; коэффициент усадки стружки;
- параметры работоспособности станка: класс точности станка; возможные погрешности

изготовления элементов станка; погрешности сборки узлов станка.

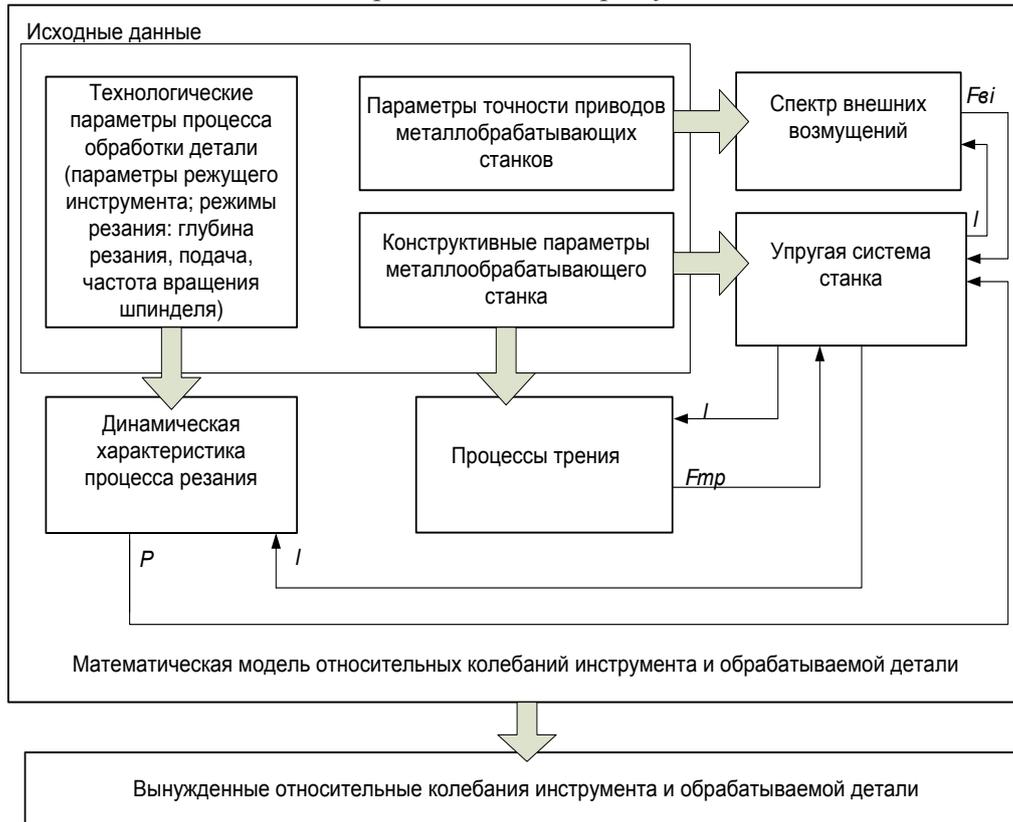


Рис. 1. Структурная схема расчетного метода определения колебаний рабочих органов станка

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ВИБРОВОЗМУЩЕНИЙ ОТ ПОГРЕШНОСТЕЙ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ПРИВодОВ МЕТАЛЛООБРАБАТЫВАЮЩИХ СТАНКОВ

В приводах станков возможны следующие погрешности изготовления и сборки их элементов и узлов:

- неуравновешенность шпинделя и деталей привода;
- погрешности изготовления и сборки опор качения, направляющих качения, передачи винт-гайка качения;
- погрешности изготовления и сборки зубчатых и ременных передач;
- погрешности изготовления и сборки элементов электродвигателей.

Указанные дефекты узлов металлообрабатывающих станков являются источниками вибровозмущений. В качестве основных параметров вибровозмущающих силовых воздействий приняты амплитуда и частота. Математические модели указанных источников колебаний целесообразно представить в виде амплитудно-

частотных спектров разложения в ряд Фурье выражений возмущающих сил.

где A – амплитуда вибровозмущающих воздействий, Н; ω – частота амплитуда вибровозмущающих воздействий, Гц; r – номер гармоники, s – вид погрешности.

ДИНАМИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПРОЦЕССА РЕЗАНИЯ

Процесс резания представляет собой элемент динамической системы станка, входным параметром которого являются относительные колебания рабочих органов станка, выходным – сила резания, действующая на упругую систему станка. Относительные колебания рабочих органов станка вызывают изменение силы резания, что приводит к снижению точности обработки.

Физические явления, характеризующие процесс стружкообразования, приводят к смещению во времени изменения силы резания по отношению к вызвавшему это изменение фактору, таким образом, процесс резания является инерционной характеристикой. Передаточная

функция процесса резания, с учетом работы В. А. Кудинова [3], может быть выражена соотношением

$$P = K_p \cdot h \cdot T_p \cdot c$$

где P – сила резания; h – глубина резания; T_p – постоянная времени стружкообразования, с; K_p – коэффициент резания зависит от силы резания и параметров резания и от вида обработки [3].

Обработка металла многолезвийным инструментом предполагает участие в обработке нескольких лезвий, при этом каждое последующее лезвие отстает от предыдущего на некоторое время. В этом случае передаточная функция процесса резания будет определяться выражением [4]

$$\tau = h/Z$$

где τ – величина запаздывания, зависящая от числа лезвий инструмента, $\tau = h/Z$, где h – глубина резания, Z – число зубьев.

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЕЕ ПАРАМЕТРОВ

При составлении динамической модели реальную систему станка заменяют расчетной схемой, т. е. системой с конечным числом степеней свободы. Расчетная схема должна быть эквивалентна реальной системе станка с определенной точностью, а так же максимально проста и сведена к минимальному количеству сосредоточенных масс.

Расчетная схема станка представляется в виде сосредоточенных масс, соединенных невесомыми упругими и диссипативными элементами с линейными характеристиками. Такое представление станка основано на том, что большинство корпусных деталей обладают большой массой и являются относительно жесткими телами, а деформации сосредоточены в основных стыках.

Учитывая вышеизложенные принципы, при формировании расчетной схемы динамической модели станка могут быть приняты следующие допущения:

- внешняя нагрузка является сосредоточенной;

- шпиндель, валы привода, станина и оснастка имеют вид упругих балок;

- детали, установленные на шпинделе и валах, представляются в виде сосредоточенных масс, жестко соединенных с балочными элементами;

- опоры качения имеют радиальную и осевую жесткость с линейными характеристиками;

- неподвижные сопряжения шпинделя с оправкой и другими деталями представляются в виде упруго-диссипативных элементов с радиальной, угловой и крутильной жесткостью;

- подвижные сопряжения представляются в виде упруго-диссипативных элементов с приведенной к поверхности направляющих радиальной, угловой и крутильной жесткостью;

- вибровозмущающие воздействия от опор и валов приводов передаются на станину через стенки корпуса приводов, которые испытывают продольные колебания;

- приводные передачи (зубчатые и ременные) рассматриваются как элементы с радиальной и крутильной жесткостью;

- зависимость между напряжениями и деформациями в материале элементов станка подчиняется закону Гука.

Построенная с учетом этих допущений расчетная схема позволит описать динамику упругой системы (УС) станка системой линейных дифференциальных уравнений второго порядка.

Баланс упругих перемещений УС многоцелевого станка позволяет представить характер деформаций основных элементов станка и провести их разбиение на массивы (границей массива служит точка приложения вибровозмущающих воздействий). При составлении математической модели используется принцип Д'Аламбера: для каждой i -й точки системы выполняется условие равновесия сил \vec{F}_i

$$0, \text{ где } F - \text{ действующая на эту точку активная сила, } N_i - \text{ реакция, наложенная на точку связи, } Q_i - \text{ сила инерции, численно равная произведению массы } m_i \text{ точки на её ускорение } w_i \text{ и направленная противоположно этому ускорению.}$$

Полученную таким образом систему дифференциальных уравнений целесообразно привести к операторной форме, используя преобразование Лапласа. Решая полученную систему уравнений методом Крамера, можно определить передаточную функцию упругой системы.

При составлении математической модели упругой системы необходимо учитывать обобщенные силы, отражающие действие рабочих процессов, происходящих в упругой системе металлообрабатывающего станка.

При исследовании движения подвижной части привода по направляющим в условиях смешанного трения достаточно иметь представление о внешних характеристиках трения, т. е. о зависимости силы трения от силы нормального давления и от скорости относительного движения трущихся поверхностей.

Необходимо учитывать три вида внешних характеристик трения, которые рассмотрены в работах Н. А. Кочинева, Н. Г. Чикурова [5] и др. К ним относятся:

- статическая характеристика трения, учитывающая граничную силу трения в момент трогания стола;
- динамическая характеристика трения в виде «падающей» зависимости силы трения от скорости относительного движения;
- характеристика жидкостного трения с возрастающей зависимостью силы трения от скорости относительного движения.

Для моделирования процессов трения при движении подвижной части привода необходимо учесть массу стола, жесткость механической части привода, упругую силу F_y и силу трения $F_{тр}$. Из-за нелинейности характеристик трения перемещение стола неоднозначно зависит от перемещения привода. Эта неоднозначность зависит от статической и динамической характеристик трения.

Статическую характеристику трения можно математически описать с помощью следующих уравнений

где F_0 – граничная сила трения в момент трогания подвижной части привода; \dot{y} – скорость перемещения.

Динамическую характеристику трения удобно аппроксимировать квадратичной зависимостью в виде уравнения

$$\begin{aligned} & \text{—} \\ & \text{—} \end{aligned}$$

где a – коэффициент, приближающий параболу к «падающей» зависимости силы трения от скорости движения стола.

Сила жидкостного трения $F_{джт}$ пропорциональна скорости \dot{y} , т. е.

где δ – коэффициент демпфирования направляющих.

Для обеспечения необходимой точности моделирования значения силу $F_{тр}$ следует вычислять при каждом шаге интегрирования системы дифференциальных уравнений.

При составлении математической модели в качестве привода подач рассмотрим стандартный регулируемый привод с ПИ-регулятором скорости и тока, наиболее часто применяемый в современных станках с ЧПУ.

Ввиду того, что нелинейные характеристики трения проявляются в области высоких нагрузок, ими в данном случае можно пренебречь.

ФОРМИРОВАНИЕ МОДЕЛИ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧИХ ОРГАНОВ СТАНКА

Система дифференциальных уравнений, описывающая относительные колебаний инструмента и заготовки для приводов станка, состоит из n уравнений, где n – количество массивов. Для i -го массива уравнение баланса действующих сил имеет вид

$$m_i \ddot{y}_i + c_i \dot{y}_i + F_{e_i} = F_{a_i}$$

где m_i – масса узла; c_i – демпфирование узла; F_{e_i} – жесткость узла; l_i – перемещение данного узла в направлении одной из осей X , Y или Z . Левая часть каждого уравнения отражает действие внутренних сил и силы инерции в i -ом узле станка, а правая часть – действие активных внешних сил F_{a_i} в i -м узле.

В зависимости от вида обработки применяются различные исполнительные движения рабочих органов станка. Это приводит к тому, что нормаль к поверхности обрабатываемой детали будет переменной относительно системы координат станка.

Необходимо также учитывать вид интерполяции при обработке сложных поверхностей. В этом случае результирующая амплитуда вектора колебаний инструмента и вектора колебаний заготовки должна быть получена с учетом перемещений приводов станка и в соответствии со структурной схемой станка.

Возмущающие воздействия в электродвигателях приводов, в винтовых механизмах приводов подач с направляющими качения и в приводе главного движения приводят к колебаниям инструмента с амплитудой H_{ji} и частотой ω_{ji} и к колебаниям детали с амплитудой H_{jd} и частотой ω_{jd} .

Колебания рабочих органов многоцелевого станка, действуя на эквивалентную упругую систему станка, приводят к изменению режимов резания. Колебания, возникающие в плоскости параллельной к обрабатываемой поверхности, вызывают изменения заданной подачи S на величину dS , при этом фактическая подача определяется суммой $S_\phi = S + dS$. Под влиянием колебаний в нормальном направлении к обрабатываемой поверхности происходит изменение глубины резания t на величину амплитуды колебаний (рис. 2).

Для определения абсолютных амплитуд колебаний n -го узла расчетной схемы станка необходимо разбить весь диапазон исследуемых частот на полосы шириной Δf . Среднеквадратичная амплитуда виброперемещения по j -й координате вектора перемещения \vec{H} в полосе частот шириной Δf будет равна:

$$H_{kj}^2, \text{ где } s - \text{число источников}$$

вибрации.

Зная величину амплитуд k -й гармоники j -й координаты в полосе частот Δf вектора виброперемещения рабочих органов станка можно найти значение амплитуды их относительных колебаний в этом же частотном диапазоне Δf . Относительные смещения рабочих органов станка рассматриваются только в плоскости, расположенной по нормали к поверхности обрабатываемой детали.

Амплитуду колебаний можно представить как среднеквадратичную сумму амплитуд k -й

гармоники j -й координаты векторов виброперемещений рабочих органов станка

$$H_{kj}^2 = \sum_{k=1}^s H_{kji}^2$$

где H_{kji}^2 и H_{kji} – амплитуды k -й гармоники j -ой координаты векторов виброперемещений рабочих органов станка соответственно.

Так же амплитуду колебаний можно представить в виде интервала амплитуд (A_{\min}, A_{\max}) , где

A_{\min} – минимальное значение амплитуды колебаний (колебания в одной фазе),

A_{\max} – максимальное значение амплитуды колебаний (колебания в противофазе).

ОЦЕНКА АДЕКВАТНОСТИ ПРЕДЛОЖЕННОГО МЕТОДА МОДЕЛИРОВАНИЯ

В соответствии с разработанной структурной схемы расчетного метода определения колебаний рабочих органов станка (рис. 1) были составлены модели приводов многоцелевых станков и проведены измерения колебаний их рабочих органов.

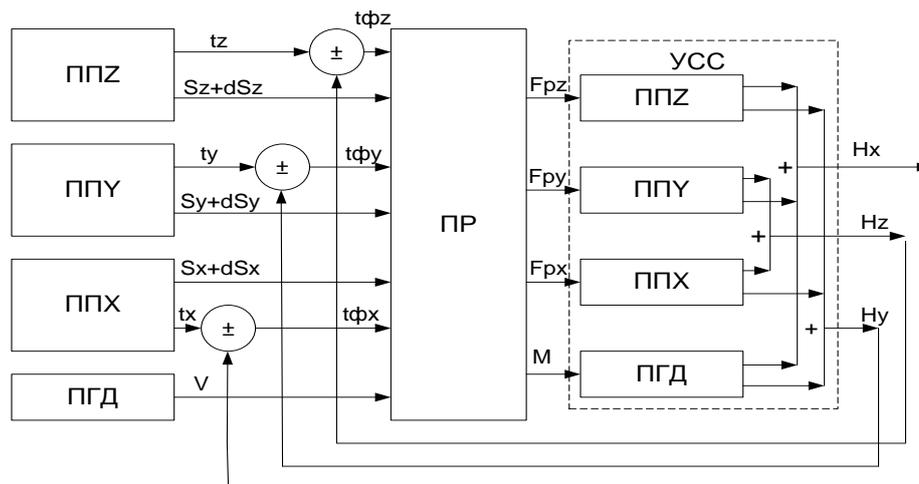


Рис. 2. Структурная схема формирования амплитуды колебаний рабочих органов станка:

ППЗ, ППУ, ППХ – привод подач по осям Z, Y и X соответственно; ПГД – привод главного движения, ПР – процесс резания; УСС – упругая система станка; t_z , t_y , t_x – заданная глубина резания по осям Z, Y и X соответственно; $t_{\phi z}$, $t_{\phi y}$, $t_{\phi x}$ – фактическая глубина резания по осям Z, Y и X соответственно; S_z , S_y , S_x – заданная подача по осям Z, Y и X, соответственно; dS_z , dS_y , dS_x – изменение подачи по осям Z, Y и X вызванное колебаниями инструмента и заготовки; H_z , H_y , H_x – амплитуда колебаний инструмента и заготовки по осям Z, Y и X; F_{pz} , F_{py} , F_{px} – сила резания по осям Z, Y и X; M – крутящий момент на валу двигателя ПГД

Экспериментальные исследования проводились с целью подтверждения выполненных разработок:

- математического описания внешних вибровозмущающих воздействий в узлах приводов подачи станков – передачи винт-гайка качения и направляющих качения;
- математической модели колебаний инструмента и обрабатываемой детали.

Ниже приведено описание использованного оборудования и измерительного устройства.



Рис. 3. Общий вид исследуемого станка

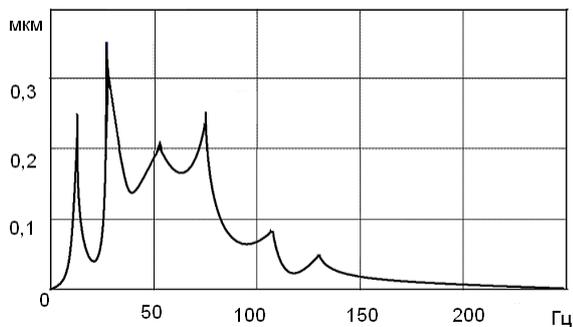


Рис. 4. Расчётная АЧХ привода поперечной подачи по оси Z

С помощью датчика вибрации, устанавливаемого на исследуемый элемент станка, снимался аналоговый сигнал, который поступал в измерительный прибор ПИ 19 (вибромметр ВМ-1), где измерялись действительное значение виброперемещения и амплитудное значение размаха виброперемещения. Затем с помощью осциллографа сигнал преобразовывался в цифровой и поступал на ЭВМ. С помощью программного обеспечения PC_Lab2000 визуализировался снимаемый сигнал в виде амплитудно-частотной характеристики.

Были измерены и получены при моделировании частотные характеристики относительных колебаний инструмента и обрабатываемой детали на холостом ходу ($S = 500$ мм/мин, $n = 2800$ мин⁻¹), которые изображены на рис. 4 и 5.

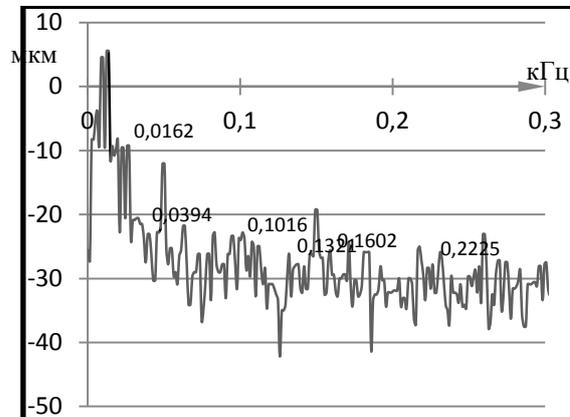


Рис. 5. Экспериментальная АЧХ привода поперечной подачи

Полученные расчетные значения собственных частот элементов и узлов привода и их сравнение с результатами экспериментальных данных представлены в табл. 1.

Таблица 1
Сравнительный анализ результатов исследования

Резонансные частоты, полученные расчетным способом, Гц	Резонансные частоты, полученные экспериментально, Гц
13,4	12
27,7	28
54,4	51
75	79
107	103
130	132

Исследование адекватности математического описания внешних вибровозмущающих воздействий в узлах приводов подачи станков – передачи винт-гайка качения и направляющих качения более подробно рассмотрены в статье [1].

Исследования показали, что расчетные данные адекватны экспериментальным результатам с максимальной относительной погрешностью 10,5 %.

ВЫВОДЫ

Моделирование относительных колебаний металлообрабатывающих станков в соответствии с предложенной методикой позволяет:

1) разрабатывать научно обоснованные технические условия на изготовление и сборку узлов многоцелевого станка на этапе проектирования;

2) рекомендовать рациональные режимы резания для обработки детали на многоцелевом станке с учетом показателей качества обрабатываемой детали, позволяющие уменьшить взаимное влияние дефектов в приводах многоцелевого станка;

3) рекомендовать параметры коррекции перемещений в системе ЧПУ станка в случае отклонений, а так же назначать оптимальные параметры интерполяции траектории сложного движения для обработки детали;

4) создавать на основе модели методы диагностики технического состояния приводов металлообрабатывающих станков без их разборки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Идрисова Ю. В., Фецак С. И. Вибродиагностика линейного привода подач многоцелевого станка, основанная на определении внешних возмущающих воздействий // Вестник РГАТА. 2011. № 2 (21). С. 120–126.

2. Козочкин М. П., Сабиров Ф. С. Оперативная диагностика при металлообработке – проблемы и задачи // Вестник МГТУ «Станкин», 2008. № 3. С. 14–18.

3. Кудинов В. А. Динамика станков. М.: Машиностроение, 1967. 359 с.

4. Санкин Ю. Н. Динамика несущих систем металлорезающих станков. М.: Машиностроение, 1986. 94 с.

5. Чикуров Н. Г., Куликов С. И. Имитационное моделирование узлов металлорезающих станков на ЭВМ: учеб. пособие. Уфа: УАИ, 1988. 72 с.

ОБ АВТОРАХ

ИДРИСОВА Юлия Валерьевна, доц. каф. мехатронных станочных систем. Дипл. инж. по автоматизации (УГАТУ, 2001). Канд. техн. наук по технол. и оборуд. мех. и физ.-техн. обработки (ОГУ, 2012). Иссл. в обл. динамики и диагностики металлообрабатывающих станков.

КУДОЯРОВ Ринат Габдулхакович, проф. каф. мехатронных станочных систем. Дипл. инж.-мех. (УАИ, 1963). Д-р техн. наук по технол. и оборуд. мех. и физ.-техн. обработки (УГАТУ, 2003). Иссл. в обл. разработки мехатронных станочных систем.

ФЕЦАК Сергей Игоревич, доц. каф. мехатронных станочных систем. Дипл. инж.-мех. (УАИ, 1985). Канд. техн. наук по технологиям и оборудованию мех. и физ.-техн. обработки (ЭНИМС, 1990). Иссл. в обл. динамики мехатронных станочных систем.

METADATA

Title: modelling of relative fluctuations of working bodies of the metalworking machine.

Authors: Yu. V. Idrisova, R. G. Kudoyarov, and S. I. Fetsak.

Affiliation: Ufa State Aviation Technical University (UGATU), Russia.

Email: kats10@mail.ru.

Language: Russian.

Source: Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 17, no. 8 (61), pp. 99-105, 2013. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

Abstract: The principles of drawing up model of fluctuations of the tool and processed detail are given in the metalworking machines, a considering error of production and assembly of drive gears of machines, dynamic characteristics of the machine, cutting and friction processes.

Key words: range of external indignations; elastic system of the machine; cutting process friction process.

References (English transliteration):

1. Y. U. Idrisov, S. I. Fetsak, "Vibrodiagnostika linear feed drive multipurpose machine, based on the definition of external perturbations," *Vestnik RGATA*, no. 2 (21), pp. 120-126, 2011.
2. M. P. Kozochkin, F. S. Sabirov, "Line diagnostics in the metal challenges," *Vestnik MSTU "STANKIN"*, no. 3, pp. 14-18, 2008.
3. V. A. Kudinov, *Dynamics of machines*. Moscow: Mashinostroenie, 1967.
4. Yu. N. Sankin, *Dynamics of metal-bearing systems* Moscow: Mashinostroenie, 1986.
5. N. G. Chikurov and S. I. Kulikov, *Simulation modeling of the nodes of metal machines on the computer: tutorial*. Ufa: AIM, 1988.

About authors:

IDRISSOVA, Julia Valeryevna, assistant professor of mechatronic machine tools dept. Dipl. Ing. Automation (USATU, 2001). Candidate. Tech. Science (OSU, 2012).

KUDOYAROV, Rinat Gabdulhakovich, professor of mechatronic machine tools dept. Dipl. Mechanical engineer (AIM, 1963). Dr. Tech. Science (USATU, 2003).

FETSAK, Sergey Igorevich, assistant professor of mechatronic machine tools technology systems dept. Dipl. Mechanical engineer (AIM, 1985). Candidate. Tech. Science (ENIMS, 1990).