

Impact Factor:

ISRA (India) = 6.317
 ISI (Dubai, UAE) = 1.582
 GIF (Australia) = 0.564
 JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
 ПИИИ (Russia) = 3.939
 ESJI (KZ) = 8.771
 SJIF (Morocco) = 7.184

ICV (Poland) = 6.630
 PIF (India) = 1.940
 IBI (India) = 4.260
 OAJI (USA) = 0.350

SOI: [1.1/TAS](#) DOI: [10.15863/TAS](#)

International Scientific Journal
Theoretical & Applied Science

p-ISSN: 2308-4944 (print) e-ISSN: 2409-0085 (online)

Year: 2023 Issue: 05 Volume: 121

Published: 20.05.2023 <http://T-Science.org>

Issue

Article



Ilkhom Pulatovich Egamberdiev

Navoi state mining and technological university
 Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of “Engineering Technology”

Ulugbek Yunusovich Ochilov

Navoi state mining and technological university
 Assistant of the Department of Mechanical Engineering Technology

Lutfiya Salokhiddin kizi Irnaeva

Navoi state mining and technological university
 Master's Student of the Department of Mechanical Engineering Technology

SIMULATION OF THE CONNECTION BETWEEN MACHINE COMPONENTS USING THE DISTRIBUTED PARAMETERS METHOD

Abstract: to increase productivity in processing processes, it is important to achieve high material removal rates while maintaining stable cutting modes, which largely depends on the dynamic properties of the machine design. Receptor Coupling Subsystem Analysis (RCSA) is a combined analytical and experimental method used to determine the stability of a machine under various tool configurations. This method uses experimental measurements of the mobility of the holder-spindle assembly in combination with an analytical tool model to predict the dynamics of various combinations of the tool and the holder-spindle. This article proposes an alternative approach using the concept of a tool on an elastic support to predict the dynamics of the machine in various tool configurations. The proposed model includes an elastic support provided by the holder-spindle assembly, which is measured using vibration tests. The model also includes a distributed elastic interface layer between the spindle holder and the tool shank to represent the characteristics of the connection interface. This allows us to present in more detail the flexibility and damping of the joint surface, which play a crucial role in the dynamics of the machine. Experiments have been carried out to demonstrate the effectiveness of the proposed model in predicting the dynamics of milling operations, and it is shown that the model accurately predicts the effect of dynamic damping of the spindle when adjusting the tool.

Key words: machine tool, modeling, analysis.

Language: Russian

Citation: Egamberdiev, I. P., Ochilov, U. Yu., & Irnaeva, L. S. (2023). Simulation of the connection between machine components using the distributed parameters method. *ISJ Theoretical & Applied Science*, 05 (121), 177-183.

Soi: <http://s-o-i.org/1.1/TAS-05-121-33> **Doi:** <https://dx.doi.org/10.15863/TAS.2023.05.121.33>

Scopus ASCC: 2200.

МОДЕЛИРОВАНИЕ СВЯЗИ МЕЖДУ КОМПОНЕНТАМИ СТАНКА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕТОДА РАСПРЕДЕЛЕННЫХ ПАРАМЕТРОВ

Аннотация: для повышения производительности в процессах обработки важно достигать высоких скоростей съема материала при сохранении стабильных режимов резания, что в значительной степени зависит от динамических свойств конструкции станка. Анализ подсистем сопряжения рецепторов (RCSA) — это комбинированный аналитическо-экспериментальный метод, используемый для определения устойчивости машины при различных конфигурациях инструмента. В этом методе используются экспериментальные измерения подвижности узла держатель-шпиндель в сочетании с аналитической

Impact Factor:

ISRA (India) = 6.317
ISI (Dubai, UAE) = 1.582
GIF (Australia) = 0.564
JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
ПИИЦ (Russia) = 3.939
ESJI (KZ) = 8.771
SJIF (Morocco) = 7.184

ICV (Poland) = 6.630
PIF (India) = 1.940
IBI (India) = 4.260
OAJI (USA) = 0.350

моделью инструмента для прогнозирования динамики различных комбинаций инструмента и держателя шпинделя. В данной статье предлагается альтернативный подход, использующий концепцию инструмента на упругой опоре для прогнозирования динамики станка в различных конфигурациях инструмента. Предлагаемая модель включает в себя упругую опору, обеспечиваемую узлом держатель-шпиндель, которая измеряется с помощью испытаний на вибрацию. Модель также включает распределенный упругий интерфейсный слой между держателем-шпинделем и хвостовиком инструмента для представления характеристик интерфейса соединения. Это позволяет более подробно представить гибкость и демпфирование поверхности соединения, которые играют решающую роль в динамике машины. Проведены эксперименты, чтобы продемонстрировать эффективность предложенной модели в прогнозировании динамики фрезерных операций, и показано, что модель точно прогнозирует эффект динамического демпфирования шпинделя при настройке инструмента.

Ключевые слова: станок, моделирование, анализ.

Введение

Высокоскоростной обработке может помешать регенеративная вибрация станка, которая создает нестабильную вибрацию инструмента из-за обратной связи между последовательными проходами и может привести к плохой точности размеров и повреждению инструмента или заготовки. Чтобы подавить регенеративную вибрацию, необходимо выбрать правильную глубину резания для каждой скорости резания, но для этого требуется знание частотных характеристик станка для определения стабильных условий резания [1]. Экспериментальные измерения подвижности обычно используются исследователями для получения частотных характеристик конструкции станка, но этот процесс может стать дорогим и трудоемким, когда требуются измерения для каждой отдельной комбинации конфигураций держателя шпинделя и инструмента [2]. Следовательно, необходимы прогностические модели, которые могут определять динамику различных конфигураций инструмента/шпинделя/держателя без необходимости повторных измерений вибрации. Для тонких инструментов, в которых преобладают режимы инструмента, обычно используются модели гибкого инструмента и жесткой оправки, в то время как для инструментов со значительной поперечной жесткостью динамика процесса обработки сильно зависит от поведения шпинделя. Шмитц и др. использовали анализ подсистем сопряжения рецепторов (RCSA) для прогнозирования частотных характеристик наконечника инструмента, рассматривая узел инструмент-держатель-шпиндель как две отдельные подструктуры и объединяя экспериментально измеренные частотные характеристики держателя-шпинделя с частотными характеристиками инструмента, полученными из аналитической модели [3-6]. Этот подход позволяет прогнозировать изменения частотных характеристик наконечника инструмента из-за любых изменений в конфигурации инструмента и устраняет необходимость в повторных измерениях

частотной характеристики при настройке инструмента [7-10].

Метод анализа подсистем сопряжения рецепторов (RCSA) используется для прогнозирования динамики различных конфигураций инструмента/шпинделя/держателя без необходимости повторения измерений вибрации. Однако метод RCSA требует реакции конструкций на всех степенях свободы интерфейса соединения, включая вращательные деформации и моменты, которые трудно измерить. Несколько исследователей предложили альтернативные методы для решения этой проблемы, в том числе алгоритмы определения реакции на вращение интерфейса соединения инструмента и держателя с использованием двух смежных экспериментов с поступательной вибрацией, эквивалентной модели сосредоточенного соединения и включая вращательную гибкость шпинделя. Многоточечное соединение также использовалось для получения более точных моделей жесткости и демпфирования поверхности соединения [11-13]. Недавно был предложен аналитический метод с использованием теории пучка Тимошенко для расчета отклика вершины инструмента в заданной комбинации с использованием RCSA, который использовался для изучения влияния отдельных параметров подшипника и контакта на отклик наконечника инструмента, а также влияния шпинделя, держателя, и параметры инструмента по стабильности вибрации [13-17].

В статье предлагается модель динамики инструмента в процессе механической обработки. В модели рассматривается инструмент, опирающийся на упругую опору шпинделя-держателя, которая представляет собой демпфированно-упругое основание, способное имитировать доминирующие поступательные и вращательные деформации шпинделя. Интерфейс соединения между инструментом и держателем моделируется с помощью упругого интерфейсного слоя, который учитывает изменение контактной жесткости из-за смены инструмента и распределения контактного давления на интерфейсе. Параметры жесткости и

Impact Factor:

ISRA (India) = 6.317
ISI (Dubai, UAE) = 1.582
GIF (Australia) = 0.564
JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
ПИИЦ (Russia) = 3.939
ESJI (KZ) = 8.771
SJIF (Morocco) = 7.184

ICV (Poland) = 6.630
PIF (India) = 1.940
IBI (India) = 4.260
OAJI (USA) = 0.350

демпфирования интерфейса соединения инструмент-держатель определяются с помощью ударного испытания узла инструмент-держатель-шпиндель, и разрабатывается аналитическое решение для динамического отклика узла. В статье представлены экспериментальные процедуры для измерения частотных характеристик держателя и шпинделя и расчета динамической жесткости опоры, а также определены характеристики интерфейса инструмент-держатель путем сравнения измеренных и рассчитанных кривых восприимчивости на вершине инструмента. Затем представленная модель используется для прогнозирования динамики фрезерования и определения оптимальной длины инструмента для стабильного режима резания. Практика настройки инструмента выполняется с использованием представленной модели, и ее прогнозы подтверждаются экспериментально измеренными откликами.

Разработка модели

Цель разработки динамической модели для операций обработки достигается за счет использования теории непрерывной балки для представления инструмента, который моделируется как частично опирающийся на упругую опору. Эта опора имитирует динамические эффекты шпинделя/держателя. Инструмент моделируется с помощью ступенчатой балки с двумя секциями, вставленной частью хвостовика и выступающей частью. Более сложные геометрические формы могут быть представлены с помощью балочной модели с переменным сечением или конечно-элементной модели. Соединение между вставленной частью хвостовика инструмента и держателем представлено упругим слоем нулевой толщины. Динамика вставленной части хвостовика инструмента моделируется как балка Эйлера-Бернулли, опирающаяся на упругую опору, а ее поведение описывается определяющим уравнением.

$$EI_1 \frac{\partial^4 U_1(x, t)}{\partial x^4} + m_1 \frac{\partial^2 U_1(x, t)}{\partial t^2} = K(x)[v(x, t) - U_1(x, t)], \quad 0 \leq x \leq L_1 \quad (1)$$

где $U_1(x, t)$ – боковое смещение вставного хвостовика инструмента, $v(x, t)$ — поперечное смещение резцедержателя, E — модуль Юнга материала инструмента, L_1, I_1 ; m_1 — соответственно длина, секундный момент инерции и масса на единицу длины вставляемого хвостовика инструмента, $K(x)$ — коэффициент жесткости упругого интерфейсного слоя. Жесткость слоя в месте соединения держателя инструмента может варьироваться и зависит от таких факторов, как давление между двумя

частями, материал контактных поверхностей и качество обработки поверхности. При механической обработке проскальзывание между деталями отсутствует, а коэффициент жесткости остается постоянным. Предыдущие исследования установили нормальное распределение давления с помощью численного моделирования, и жесткость упругого слоя пропорциональна этому давлению. Таким образом, распределение жесткости выбирается на основе типа соединения, а параметры жесткости могут быть определены экспериментальным путем. Эти коэффициенты имеют комплексное значение для учета рассеяния энергии, зависящего от смещения, на границе раздела стыков.

$$K(x) = k(x)(1 + i\eta), \quad (2)$$

где $k(x)$ и η — жесткость поверхности соединения и коэффициент конструктивного демпфирования. Выбранный механизм демпфирования согласуется с физическими характеристиками соединения и приводит к более точной модели демпфирования по сравнению с широко используемой моделью вязкого демпфирования, используемой в других динамических моделях станков.

Динамика выступающей части инструмента также определяется с использованием теории балки Эйлера – Бернулли:

$$EI_2 \frac{\partial^4 U_2(x, t)}{\partial x^4} + m_2 \frac{\partial^2 U_2(x, t)}{\partial t^2} = 0, \quad L_1 \leq x \leq L, \quad (3)$$

где $U_2(x, t)$; tP — поперечное смещение выступающей части инструмента, а $L - L_1, I_2, m_2$ — длина, секундный момент инерции и масса на единицу длины выступающих частей инструмента. Предлагаемая модель, описанная в уравнениях. (1) и (3) определяет динамику инструмента при различных конфигурациях и нагрузках.

Чтобы проанализировать динамику инструмента, необходимо определить функцию частотной характеристики кончика инструмента, которую можно получить, измерив реакцию инструмента на единичное гармоническое возбуждение, приложенное в том же месте. Когда к кончику инструмента прикладывается возбуждение единичной гармоникой, граничные условия диктуют наличие единичной гармонической силы сдвига и нулевого момента на наконечнике. Это может быть выражено в виде уравнения.

$$-EI_2 \frac{\partial^3 U_2(L, t)}{\partial x^3} = e^{i\omega t}, \quad (4a)$$

$$\frac{\partial^2 U_2(L, t)}{\partial x^2} = 0. \quad (4b)$$

Граничными условиями на другом конце инструмента являются нулевые поперечная сила и момент, т. е.:

Impact Factor:

ISRA (India) = 6.317
 ISI (Dubai, UAE) = 1.582
 GIF (Australia) = 0.564
 JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
 ПИИЦ (Russia) = 3.939
 ESJI (KZ) = 8.771
 SJIF (Morocco) = 7.184

ICV (Poland) = 6.630
 PIF (India) = 1.940
 IBI (India) = 4.260
 OAJI (USA) = 0.350

$$\frac{\partial^2 U_1(0, t)}{\partial x^2} = 0, \quad (4c)$$

$$\frac{\partial^3 U_1(0, t)}{\partial x^3} = 0. \quad (4d)$$

Инструмент представляет собой ступенчатую балку, состоящую из двух секций. Чтобы обеспечить совместимость между двумя секциями на границе раздела, решения должны удовлетворять непрерывности перемещений, наклонов, моментов и поперечных сил. Это выражается в следующих условиях, которые должны быть соблюдены:

$$U_1(L_1, t) - U_2(L_1, t) = 0, \quad (5a)$$

$$\frac{\partial U_1(L_1, t)}{\partial x} - \frac{\partial U_2(L_1, t)}{\partial x} = 0, \quad (5b)$$

$$EI_1 \frac{\partial^2 U_1(L_1, t)}{\partial x^2} - EI_2 \frac{\partial^2 U_2(L_1, t)}{\partial x^2} = 0, \quad (5c)$$

$$EI_1 \frac{\partial^3 U_1(L_1, t)}{\partial x^3} - EI_2 \frac{\partial^3 U_2(L_1, t)}{\partial x^3} = 0. \quad (5d)$$

Установившиеся решения для описанной линейной системы, выраженные с помощью уравнений в частных производных. (1), (3) имеют следующий вид:

$$U_1(x, t) = \Phi(x)e^{i\omega t}, \quad (6)$$

$$U_2(x, t) = \Psi(x)e^{i\omega t}, \quad (7)$$

где формы деформации инструмента $\Phi(x)$ и $\Psi(x)$ являются комплексными функциями из-за непропорционального демпфирующего характера системы. Эти деформированные формы получаются при выполнении граничных условий (4) и требований совместимости (5).

Движение узла держатель-шпиндель в области, куда вставляется хвостовик, $v(x, t)$, служит функцией силы в основном уравнении (1). При воздействии единичного гармонического возбуждения его можно выразить через поступательные перемещения двух соседних точек на опоре инструмента с расстоянием между ними d .

$$v(t) = \left[v_2 + \left(\frac{L_1 - x}{d} \right) (v_1 - v_2) \right] e^{i\omega t}, 0 < x < L_1, \quad (8)$$

Данное утверждение объясняет, что v_1 и v_2 представляют собой степень искажения в двух конкретных точках на опоре инструмента, когда на кончик инструмента воздействует одиночное гармоническое возбуждение. Эти амплитуды деформации, которые зависят от частоты, показывают, как точки 1 и 2 реагируют на кончик инструмента. Альтернативно, v_1 и v_2 могут быть выражены относительно эффективных сил, действующих на точки 1 и 2, которые исходят от хвостовика вставляемого инструмента.

$$\begin{Bmatrix} v_1 \\ v_2 \end{Bmatrix} = [G] \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{Bmatrix}. \quad (9)$$

Упомянутые выше соотношения силы и смещения включают симметричную матрицу 2×2 , обозначенную как $[G]$. Эта матрица зависит от частоты и содержит значения $G_{ij}(\omega)$, где i и j равны 1 и 2. Эти значения представляют прямую и кросс-частотную функции отклика, измеренные в точках 1 и 2. Действующие силы, приложенные к держателю обозначаются как f_1 и f_2 , которые возничают в результате движения части хвостовика инструмента. Распределенная сила $K(x)(\Phi(x) - v(x))$, приложенная к держателю, заменяется сосредоточенными силами f_i (где i равно 1 и 2), которые производят эквивалентные сдвиговые и изгибающие воздействия на опору.

$$f_2 = \int_0^{L_1} \left(1 - \frac{L_1 - x}{d} \right) K(x) (\Phi(x) - v(x)) dx,$$

$$f_1 = \int_0^{L_1} \left(\frac{L_1 - x}{d} \right) K(x) (\Phi(x) - v(x)) dx, \quad (10)$$

связь между v_1 и v_2 , движение части хвостовика $\Phi(x)$, вставленного в инструмент, определяется с помощью уравнений. (9)–(10), то есть:

$$\begin{Bmatrix} v_1 \\ v_2 \end{Bmatrix} = (I_{2 \times 2} + [G][J])^{-1} [G] \begin{Bmatrix} \int_0^{L_1} \left(\frac{L_1 - x}{d} \right) K(x) \Phi(x) dx \\ \int_0^{L_1} \left(1 - \frac{L_1 - x}{d} \right) K(x) \Phi(x) dx \end{Bmatrix} \quad (11)$$

Выражение степенного ряда используется для моделирования реакции хвостовика вставленного инструмента, который рассматривается как балка на упругом основании с различной жесткостью опоры. Для этого используется полиномиальная форма введения функции жесткости пограничного слоя.

$$K(x) = \sum_{p=0}^P a_p x^{p-1}, \quad (14)$$

Порядок степенного ряда N определяется аналитическим путём на основе желаемого уровня точности и равен 1 или выше. Коэффициенты a_n ,

где n равно 1, 2, ..., N , комплексные. Однако будет продемонстрировано, что только четыре из этих коэффициентов являются независимыми, а остальные коэффициенты могут быть выражены как функции этих четырех независимых параметров. Подставив решение степенного ряда в основное уравнение (1), можно определить отношения между коэффициентами вставленной части хвостовика.

Идентификация экспериментальной модели

Impact Factor:

ISRA (India) = 6.317
ISI (Dubai, UAE) = 1.582
GIF (Australia) = 0.564
JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
РИИЦ (Russia) = 3.939
ESJI (KZ) = 8.771
SJIF (Morocco) = 7.184

ICV (Poland) = 6.630
PIF (India) = 1.940
IBI (India) = 4.260
OAJI (USA) = 0.350

Экспериментальная установка, использованная для получения матрицы динамической гибкости опоры $[G(\omega)]$ и определения жесткости и демпфирующих свойств упругого слоя $K(x)$. Для измерения динамической гибкости опоры вертикального трехосного фрезерного станка, на держателе выбираются две точки измерения и записываются функции отклика прямой и поперечной подвижности. Система возбуждается с помощью молотка с инструментами (B&K8202), а отклики регистрируются с помощью одноосного пьезоэлектрического акселерометра (B&K4393). Измерения во временной области собираются и затем преобразуются в частотную область с помощью двухканального анализатора сигналов.

Для определения коэффициентов полинома сопряжения проводится отдельный эксперимент на сборке инструмент/держатель/шпиндель. Сверхдлинная концевая фреза из быстрорежущей стали DIN 1889/1 с особыми геометрическими свойствами монтируется с помощью цангового держателя, а на наконечник инструмента крепится легкий акселерометр. Прямые измерения подвижности проводятся с использованием испытания на удар для получения частотной характеристики кончика инструмента, которая

затем используется для определения параметров интерфейса соединения, в частности, полиномиальных коэффициентов слоя интерфейса упругого соединения. Модель интерфейса соединения идентифицируется в два этапа, начиная с модели нулевого порядка для аппроксимации функции жесткости интерфейса соединения до повышения порядка функции для достижения лучшей корреляции с наблюдаемым поведением станка. Измеренные кривые восприимчивости показаны на рис. 1.

Однородная совместная модель интерфейса

Жесткость поверхности соединения изначально предполагается однородной и описывается полиномиальной функцией нулевого порядка. Эта функция легко идентифицируется и служит отправной точкой для идентификации функций жесткости с полиномиальными коэффициентами более высокого порядка. Прямая подвижность на кончике инструмента рассчитывается с использованием измеренных кривых частотной характеристики опоры и начальной оценки параметра жесткости узла.

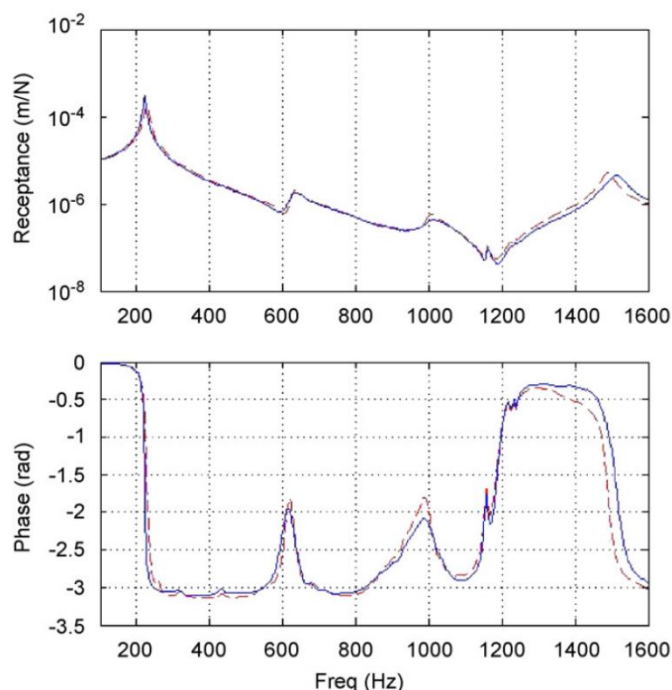


Рис.1. Измеренные АЧХ на опорных точках.

Частотная характеристика кончика инструмента получается с использованием процедуры, описанной в разделе 2, а порядок полинома, представляющего введенную деформацию хвостовика, выбран равным 15 на основании того факта, что дальнейшее его

увеличение не влияет на реакцию инструмента. Затем формируется целевая функция для сравнения измеренного значения $G_m(\omega)$ с оцененными частотными характеристиками наконечника инструмента $G_c(\omega)$.

Impact Factor:

ISRA (India) = 6.317
ISI (Dubai, UAE) = 1.582
GIF (Australia) = 0.564
JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
РИИЦ (Russia) = 3.939
ESJI (KZ) = 8.771
SJIF (Morocco) = 7.184

ICV (Poland) = 6.630
PIF (India) = 1.940
IBI (India) = 4.260
OAJI (USA) = 0.350

Был построен трехмерный график целевой функции в зависимости от реальной и мнимой частей коэффициентов жесткости и демпфирования стыкового слоя и обнаружили, что ошибка была минимизирована, когда параметры контакта в стыке были заданы как $k =$

$3,5 \times 10^{10}$ Н/м² и $\eta = 0,4$. Эти параметры использовались в качестве отправной точки в процедурах оптимизации для получения коэффициентов полинома распределения жесткости более высокого порядка.

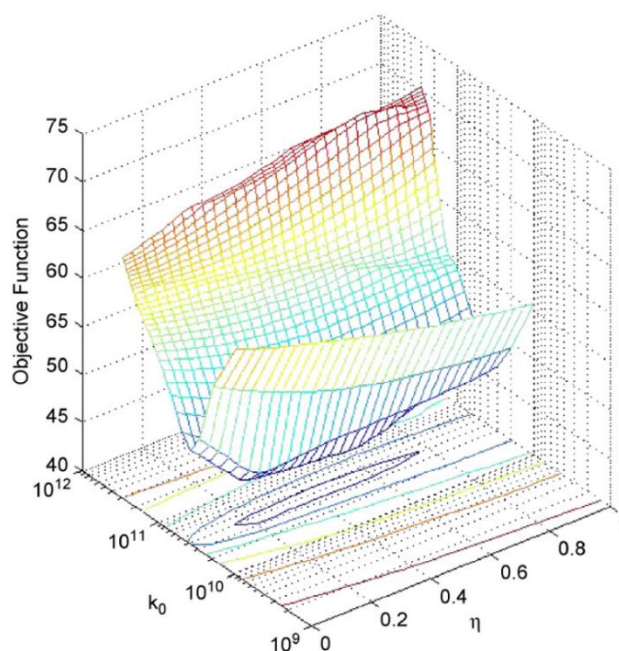


Рис.2. Трехмерный график целевой функции.

Вывод

В заключение в этой статье предлагается новый подход к моделированию динамики высокоскоростной обработки путем объединения измеренной динамической гибкости узла держатель-шпиндель с аналитической моделью инструмента. Предлагаемая модель учитывает распределенный интерфейсный слой между инструментом и держателем с переменной жесткостью и демпфированием, зависящим от смещения, для учета характеристик конструктивного демпфирования. Параметры пограничного слоя определяются с

использованием экспериментальных результатов, а точность модели демонстрируется на примере динамики фрезерования. Предлагаемая модель способна прогнозировать динамику машины при различных конфигурациях инструмента и может использоваться для прогнозирования условий работы, выходящих за рамки рассмотренных в данном исследовании. В целом, предложенная модель является эффективным инструментом для точного прогнозирования динамики обработки и может применяться в различных комбинациях инструментов без необходимости повторных измерений.

References:

1. Altintas, Y., & Budak, E. (1995). Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 44: 357-362.
2. Fu, H.J., Devor, R. E., & Kappor, S.G. (1984). A Mechanistic Model for the Prediction of the Force System in Face Milling Operations, *ASME Journal of Engineering for Industry*, 106:81-85.
3. Engin, S., & Altintas, Y. (2001). Mechanics and Dynamics of General Milling Cutters. Part II: Inserted Cutters, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 41: 2213-2231.

Impact Factor:

ISRA (India) = 6.317
ISI (Dubai, UAE) = 1.582
GIF (Australia) = 0.564
JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
ПИИИ (Russia) = 3.939
ESJI (KZ) = 8.771
SJIF (Morocco) = 7.184

ICV (Poland) = 6.630
PIF (India) = 1.940
IBI (India) = 4.260
OAJI (USA) = 0.350

4. Altintas, Y., Kilic, Z., & Kaymakci, M. (2012). Unified Cutting Force Model for Turning, Boring, Drilling and Milling Operations, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 54-55: 34-45.
5. Kim, S.J., Lee, H.-U., & Cho, D. (2006). Feed Rate Scheduling for Indexable End Milling Process Based on an Improved Cutting Force Model, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 46:1589-1597.
6. Liu, Z. Q., Cao, C. M., Du, J., & Shi, Z. Y. (2012). *Effect of Cutting Speed on Surface Integrity in High-Speed Machining Nickel-Based Superalloy Inconel 718*. 697, 208-212.
7. Altintas, Yu. (2000). *Manufacturing Automation Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design*, Cambridge University Press.
8. Gradisek, K., Kalveram, J., & Weinert, M. (2013). Mechanistic Identification of Specific Force Coefficients for a General End Mill. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 44: 401-414.
9. Ozturk, E., Taylor, C. M., Turner, S., & Devey, M. (2011). Modelling and Development of a High Performance Milling Process with Monolithic Cutting Tools, *AIP Conf.* 1353:663-668.
10. Schmitz, T. L., & Smith, K. S. (2008). *Machining Dynamics: Frequency Response to Improved Productivity*. Springer.
11. Saabye, N., & Petersson, H. (1992). *Introduction to the Finite Element Method*. Prentice Hall International.
12. Gawronski, W.K. (1998). *Dynamics and control of structures: a modal approach*. Springer, New York.
13. Egamberdiev, I.P. (2018). Spectral analysis of the oscillatory process of support assemblies on drilling machines. *International Journal of Advanced Research in Science, Engineering and Technology, National Institute of Science Communication and Information Resources-India*, 2018, Vol. 5, Issue 5, pp. 5958-5962.
14. Egamberdiev, I.P., Atakulov, L., Muminov, R.O., & Ashurov, Kh.Kh. (2020). Research of Vibration Processes of Bearing Units of Mining Equipment. *International Journal of Advanced Trends in Computer Science and Engineering*. – Volume 9, No.5, September - October 2020, pp.7789-7793. Scopus Base, DOI: 10.30534/ijatcse/2020/125952020
15. Muminov, R.O., Egamberdiev, I.P., Ashurov, Kh.Kh., & Makhmudova, M.F. (2021). Experimental Studies of the SBSH-250MNA-32 Mining Drilling Rig. *International Journal of Advanced Research in Science, Engineering and Technology* Vol. 8, Issue 11, November 2021. Copyright to IJARSET 18637-18644. (05.00.00; №8). www.ijarset.com
16. Yaxshiyev, Sh.N., Ashurov, Kh.Kh., & Mamadiyarov, A.J. (2020). Dynamics of Spindle Assembly of Metal-Cutting Machine. *International Journal of Engineering and Advanced Technology (IJEAT)* ISSN: 2249 - 8958, Volume-9 Issue-3, February 2020. 3121-3125.
17. Jegamberdiev, I.P., Mirzaev, A.U., Zoirov, Sh.Sh., & Jahshiev, Sh.N. (2020). Razrabotka metoda monitoringa tehničkog sostojanija opornyh uzlov gornogo oborudovanija. *Ilm-fan va innovacion rivozhlanish*, Toshkent, 2020, №1, pp. 114-119.