

Максимальные напряжения (рис.2) на начальных стадиях процесса комбинированного выдавливания наблюдаются в углах контакта заготовки с матрицей и пуансоном, распределяясь к дну и стакану формируемой детали. Конечная полая коническая деталь имеет равномерное распределение напряжения по всему сечению, обеспечивая хорошие механические свойства. Максимальные напряжения составили 159 МПа для схемы с углом наклона пуансона 8° . В верхней части полученной детали наблюдается утяжина из-за воздействий сил трения, однако стакан и дно имеют качественную поверхность.

ВЫВОДЫ

Проведено КЭ-моделирование процесса выдавливания полой конической детали при помощи программного продукта DeForm 3D. Определено повышение энергосиловых параметров процесса от увеличения угла наклона пуансона. Рассмотрено изменение напряжения сечения полой конической детали. На конечной стадии процесса происходит равномерное распределение напряжения по дну и стакану детали.

ЛИТЕРАТУРА

1. Алиев И.С. Интенсификация технологических процессов выдавливания полых деталей / И.С. Алиев, В.П. Еремин // Совершенствование процессов и машин обработки давлением : сб-к научн. Трудов. – К.: УМК ВО. – 1988. – С. 9-18.

ОЦІНКА ДИНАМІЧНОЇ ЯКОСТІ ОБЛАДНАННЯ З РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ ЗМІННОЇ ЖОРСТКОСТІ

Ю.М. Кузнецов, Ю.М. Бардачов, Д.О. Дмитрієв .
Національний технічний університет України «КПІ»
Херсонський національний технічний університет

Успіх створення будь-якого нового технологічного обладнання ґрунтується на всебічній оцінці очікуваних технічних показників, зокрема, для верстатного обладнання основними характеристиками є динамічні властивості. Однак для такої оцінки необхідно враховувати динамічну складову сили різання, що змінює власне значення і напрям у часі, жорсткість технологічної системи в конкретній точці робочого простору, інерційні властивості та демпфування [1, 3]. Багатокоординатне металообробне обладнання з механізмами паралельної структури (МПС), побудоване із застосуванням замкнених шарнірно-стрижневих кінематичних ланцюгів як просторових ферм змінної форми має змінну жорсткість робочого органу (РО) [2, 4]. Тому постає проблема визначення динамічної якості компонувань верстатів з МПС в залежності від складності технологічних рухів і переходів та необхідних стратегій обробки, що обумовлені геометрією оброблюваних поверхонь узгоджених з конструкцією МПС і його розташуванням в компоновці верстату.

В даній роботі запропоновано підхід побудови динамічного відгуку за набором заданих складних технологічних умов обробки різанням і спрямованого проектування компоновок обладнання з МПС. Дана методика використовує в якості вхідних даних результати попередніх вимірювань статичних показників однієї компоновки-прототипа (макету обладнання) з подальшим теоретичним визначенням областей рішень і варіацією усіх динамічних змінних для створення інших нових компоновок обладнання із заданими вібраційними властивостями (рис. 1, а). Запрограмовано математичну модель динамічної системи [4] обладнання нових компоновок і створено програмний модуль «Tools App» з власним інтерфейсом [5]. Програма виконує функції по розрахунку величин складових зусилля за технологічними режимами обробки, величини переміщення робочого органу (рис. 1, б) та визначення динамічних характеристик за ортогональними осями, визначення

величини загального переміщення РО у просторі враховуючи крутильні коливання (рис. 1, в). Передбачено можливість знаходження часу стабілізації системи при дії змінного навантаження (рис. 1, г). Програма надає можливість дослідження динамічних похибок при обробці деталей складної форми, де з'являються періодичні ударні навантаження, тобто деталі з виступами, пазами, та полігональні. У програмі «Tools App» значення складових зусилля різання по координатних осях задається у якості аналітичних залежностей.

Основою підходу є аналіз динамічних образів компоновок обладнання з МПС по заданим комбінованим технологічним допоміжним і робочим переходам, що збуджують механічні коливання із керованою зміною швидкості, прискорення і сил та моментів, що навантажують РО, за якими складається база даних динамічних показників. За даними моделювання визначаються імовірні маси ланок РО, демпфуючі властивості окремих вузлів і конструкції в цілому. Надалі обирають необхідну компоновку верстату і розміри РО, при необхідності може бути виконано перевірку методом кінцевих елементів у сучасних "важких" САЕ системах або проведені експериментальні вимірювання аналізаторами спектра вібрацій.

За допомогою «ToolsApp» визначено вібропереміщення, віброшвидкість, віброприскорення, власні частоти і числові значення коефіцієнтів демпфування та динамічні особливості обладнання з МПС за умов роботи з циклічними вібраційними навантаженнями.

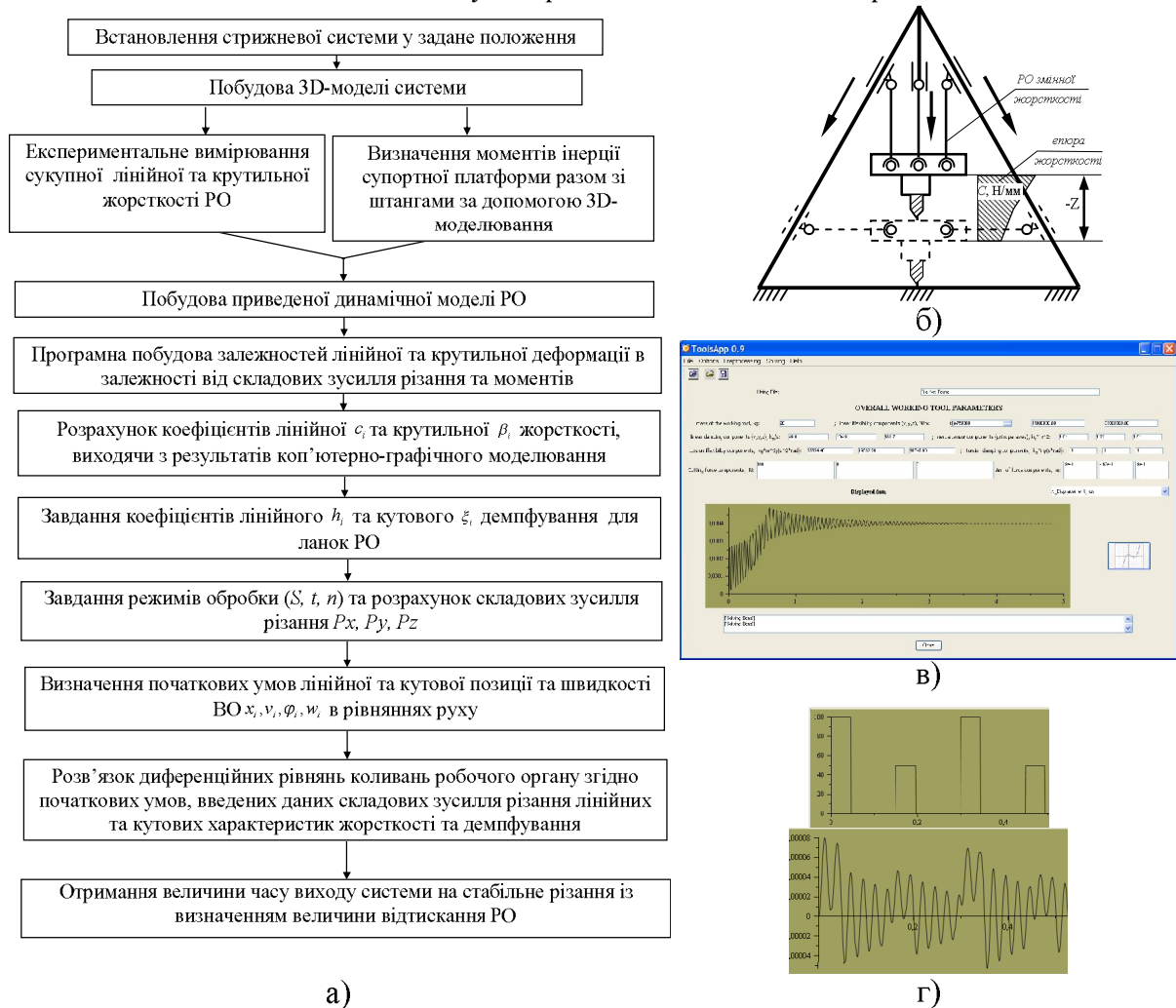


Рис. 1 - Приклад динамічної оцінки РО змінної жорсткості: а) - послідовність визначення динамічних параметрів РО; б) – схема і циклограма переміщення РО; в) – результат моделювання (часова реалізація коливального процесу при русі РО по координаті Z); г) – коливання РО при імпульсному навантаженні РО

Описані процедури суттєво скорочують час проектування нового обладнання з МПС за рахунок інтерактивного моделювання динамічних властивостей на рівні способу обробки без завдання конструктивних особливостей верстату.

ЛІТЕРАТУРА

1. Внуков Ю.Н., Кучугуров М.В., Дядя С.И., Зинченко Р.Н., Гончар Е.А. Способ и устройство для исследования регенеративных автоколебаний при точении (<http://www.zntu.edu.ua/publikaciyi-kafedri-3>)
2. Кузнецов Ю.Н. Токарный суппорт – гексаглайд: жесткость и динамика. /Ю.Н. Кузнецов, Д.А. Дмитриев, М.И. Подольский.// Труды международной научной конференции. Габрово, 2012, том 2, стр 69-74.
3. Струтинський В. Б. Динамічні процеси в металорізальних верстатах: монографія/ В. Б. Струтинський, В. М. Дрозденко// – Київ : Основа-Принт, 2010. – 440 с.
4. Русанов С.А., Кузнецов Ю.М., Подольский М.І., Дмитрієв Д.О. Методика визначення динамічних характеристик верстата з стрижневою супортною системою/ С.А. Русанов , Ю.М. Кузнецов, М.І. Подольский, Д.О. Дмитрієв // Вісник ХНТУ: Херсон. - № 3(50), 2014. – С.442-451.
5. Русанов С.А., Дмитрієв Д.О., Подольский М.І., Кузнецов Ю.М. Свідоцтво № 57913 від 29.12.2014 "Компютерна програма "ToolsApp"

МОДЕЛЮВАННЯ ВПЛИВУ СИЛОВИХ ФАКТОРІВ НА ПОХИБКУ ФОРМИ КІЛЬЦЕВИХ ДЕТАЛЕЙ ПРИ РОЗТОЧУВАННІ АДАПТИВНИМ БАГАТОЛЕЗОВИМ ОСНАЩЕННЯМ.

Луців І.В., Волошин В.Н., Буховець В.М.,
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Вступ. Розмірна обробка кільцевих деталей на технологічних операціях точіння, шліфування і інших пов'язана з прогином оброблюваних поверхонь під дією сил різання і закріплення з подальшим формуванням пов'язаних з цим похибок обробки. Головною проблемою при цьому є недостатня жорсткість заготовки і в цілому технологічної системи. У таких випадках деформації деталі внаслідок закріплення у багатьох випадках співрозмірні з допуском на механічну обробку. Тому досягнення заданих параметрів точності форми обробленої поверхні кільцевих заготовок стає складним технологічним та виробничим завданням. Досягнення мінімізації похибки обробки можливе лише при правильно вибраних методах і засоби технологічної підготовки виробництва. Вони повинні сприяти мінімізації основних похибок, які можуть виникнути на різних стадіях реалізації технологічного процесу.

Актуальність дослідження. Багатолезове розточування кільцевих заготовок, на відміну від однолезової обробки, є одним із ефективних методів зменшення макро- і мікропохибок обробки та неприпустимих коливань, які виникають при різанні [1], [2]. Проте, точність форми при обробці кільцевих заготовок в значній мірі визначатиметься параметрами системи затиску для їх базування і закріплення. Нерівномірна жорсткість затискного пристрою, що має дискретне розташування затискних елементів по контуру затиску, спричиняє зміну складових радіальних відтискань, що негативно впливає на точність форми оброблюваної поверхні. Для зменшення впливу сили затиску та досягнення необхідного допуску круглості існують стандартні шляхи вирішення цієї проблеми: розподіл затискного зусилля за рахунок збільшення числа точок його прикладання; розподіл затискного зусилля за рахунок збільшення площі контакту; регулювання затискного зусилля. Але всі ці шляхи вимагають визначення оптимального числа затискних елементів і сили