

Л.В. Голобородько, інж.
С.С. Ємельяненко, к.т.н., асист.
В.О. Залога, д.т.н., проф.
Д.В. Криворучко, д.т.н., доц.
Сумський державний університет

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ ПОДАТЛИВОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СИСТЕМИ ПРИ ФРЕЗЕРУВАННІ

Запропоновано методику експериментального визначення динамічної податливості технологічної системи (ТС) в операторній формі. Методика передбачає вимірювання величини переміщення елементів ТС під дією імпульсної сили, що створюється в ній. Застосування спеціального пристосування та створення імпульсної сили в результаті зрізання штифта малого поперечного перерізу дозволяє визначити динамічну податливість ТС в будь-якому її положенні в реальних умовах оброблення. Практичне застосування методики розглянуто на прикладі ТС верстата 6P13Ф3.

Вступ. Можливості інструментальних матеріалів працювати при високих швидкостях різання дали поштовх створення високошвидкісних верстатів. Наприклад, в сучасних вертикальних обробних центрах максимальна частота обертання традиційно складає 8000–12000 об./хв., а в деяких моделях досягає 20000–30000 об./хв. і більше. Такі можливості сучасних верстатів змінюють підхід до технології обробки, змінюючи концепцію «знімаємо повільно, але великий припуск» новою концепцією «знімаємо швидко, але малий припуск». У цих умовах показники процесу обробки (якість поверхні, ресурс інструменту та ін.), а, іноді, і взагалі можливість виконання процесу, визначають коливання (вібрації) технологічної системи (ТС). У зв'язку з цим, оцінка рівня коливальних процесів при різанні і забезпечення сталості ТС є завданням актуальним і своєчасним. Динамічна податливість ТС (її деформації під дією зовнішніх сил) є індивідуальною характеристикою для кожного верстата. Навіть різні верстати однієї і тієї ж моделі, виготовлені одним виробником, проявляють себе по-різному в однакових умовах різання (рис. 1). У зв'язку з цим є необхідною експериментальна методика швидкого визначення динамічної податливості конкретного верстата, наприклад, фрезерного, в заданих умовах з урахуванням властивостей ТС (верстата, пристосування та інструменту).

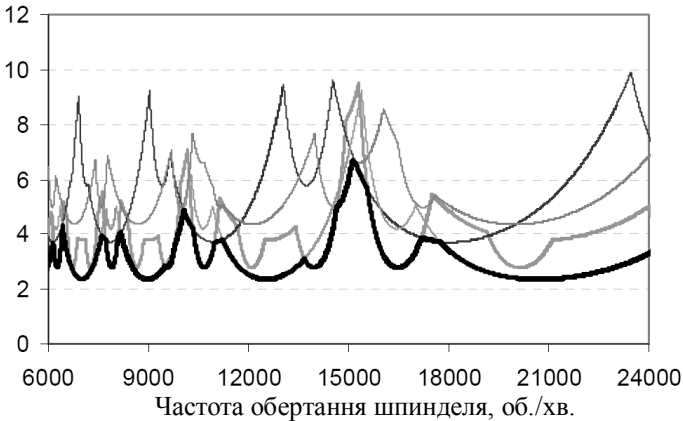


Рис. 1. Діаграми сталості 4 верстатів однієї марки одного й того ж виробника [1]

Для двовимірного процесу кінцевого фрезерування динамічну податливість ТС G зручно виразити передавальною функцією $W_2(s)$ в матричній формі [2, 3]:

$$W_2(s) = [G(s)], \quad W_2(s) = \frac{\{\Delta\delta\}}{\{\Delta P\}}, \quad (1)$$

$$G(s) = \begin{pmatrix} G_{xx}(s) & 0 \\ 0 & G_{yy}(s) \end{pmatrix},$$

де $W_2(s)$ – передавальна функція ТС; причому $W_2(s) = [G(s)]$, де $[G(s)]$ – динамічна податливість ТС в матричній формі; $\Delta\delta$ – функція переміщення ТС під дією сили; ΔP – функція сили, яка викликає переміщення ТС; $G_{xx}(s)$, $G_{yy}(s)$ – функції динамічної податливості ТС відповідно у напрямках X та Y (рис. 2).

Для визначення функції динамічної піддатливості ТС найчастіше використовують два основні методи: метод збудження імпульсним впливом і метод ударного збудження. В даному випадку, у зв'язку зі специфікою ТС фрезерного верстата, використаний останній метод, оскільки він дозволяє оперативно проводити вимірювання в потрібних місцях і за умов експлуатації об'єкта без прикріплення датчиків безпосередньо до об'єкта. При цьому він дозволяє просто переносити збудження від точки до точки і має мінімальний вплив з боку

збудника на конструкцію, що випробовується, при відносно невеликій вартості апаратури [4, 5].

Для визначення матриці $G(s)$ необхідно здійснити вплив фрезою на заготовку уздовж осей верстата X і Y з імпульсною силою і отримати закон переміщення заготовки відносно фрези. Для виділення кожної компоненти матриці $G(s)$ силовий вплив необхідно направляти окремо в кожному із зазначених напрямків осей верстата роздільно.

Дослідження проводилися на базі вертикально фрезерного верстата моделі 6P13Ф3 (рис. 3). Пристосування складається з основи 7, жорстко закріпленої на столі верстата 8 болтами 5. На основі за допомогою різі закріплений штифт 2 із прямокутним перерізом. На основі встановлений кронштейн 4. Він виготовлений для мінімізації маси і зменшення похибки вимірювання з текстоліту. На кронштейні закріплений індуктивний датчик переміщень 1, що служить для вимірювання відносних переміщень у технологічній системі уздовж відповідної осі верстата. Датчик з кронштейном закріплюється на основі таким чином, щоб його робоча плоска поверхня 10 була паралельна осям штифта і шпинделя. На корпусі фрези виконаний шліфований поясок 6 з радіальним биттям відносно конуса фрези не більше 1 мкм. Для обробки використовували цільну однозубу кінцеву фрезу 9 з швидкорізальної сталі Р6М5, встановлену в шпинделі верстата за допомогою конічної оправки.

Перед початком проведення експерименту зуб фрези 3 розташовується від торцевої поверхні штифта 2 на відстані 0,1 мм. Датчик 1 встановлюється таким чином, щоб його робоча поверхня 10 була розташована симетрично відносно вісі фрези. Обертаючись навколо своєї вісі з частотою n , фреза переміщується на 1 мм вздовж вісі X (рис.2) у напрямку штифта з хвилинною подачею $S_{хв}$. При цьому зуб фрези зрізує штифт, впливаючи тим самим на ТС з силою різання, яка або розраховується аналітичним методом, або вимірюється заздалегідь за допомогою динамометра. При цьому за допомогою датчика 1 фіксується величину зазору A вздовж вісі Y верстата між робочою поверхнею 10 датчика і шліфованим пояском 6 фрези 9, яка і є вимірюваним у даний момент часу переміщенням (відхиленням) $\delta_y(s)$ елементів ТС під дією сили різання. Зміна зазору реєструється на ЕОМ за допомогою АЦП. Вимірювання зазору уздовж вісі X верстата і визначення $\delta_x(s)$ здійснюється аналогічно. При цьому основа 7 відносно столу 8 повертається на 90° .

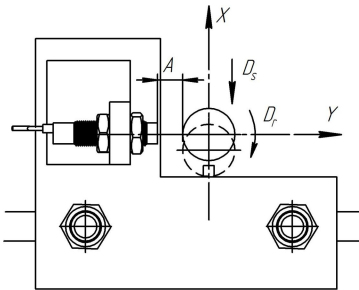


Рис. 2. Розрахункова схема для визначення переміщення фрези щодо заготовки

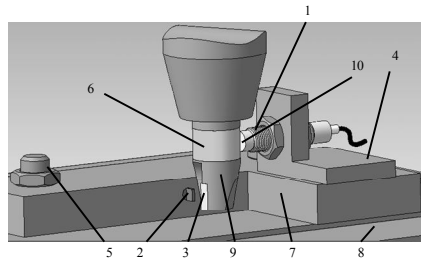
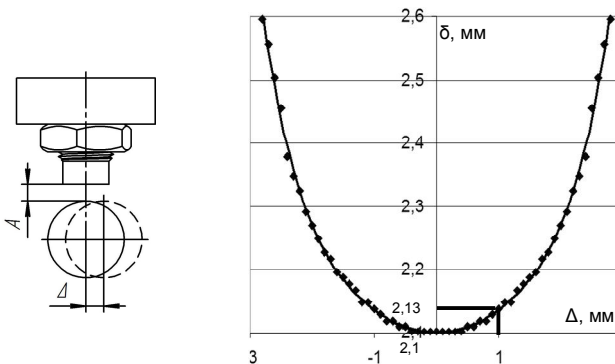


Рис. 3. Схема пристосування для визначення динамічної податливості ТС

При обробці нежорсткої заготовки важливо врахувати і її податливість. Для цього зрізаний штифт 2 і кронштейн 4 із датчиком 1 закріплюються безпосередньо на заготовці, встановлюваній на столі 8 верстату.

Для вимірювання зазору можуть бути використані лазерні, індуктивні і струмовихрові датчики. Максимальна частота опитування датчика повинна перевищувати максимальну важливу для досліджень частоту коливань ТС. Для верстата 6P16Ф3 ця частота становить близько 1000 Гц [6]. Чутливість датчика повинна бути не менше 0,01 мм і діапазон вимірювання не менше 2 мм. У даній роботі використовувався індуктивний датчик моделі XS1 M18AB120 фірми-виробника IFM Electronic (Франція). Його діапазон вимірювання становить 0,5–5 мм, допустима частота опитування 1,5 кГц, чутливість 0,01 мм, вага датчика 120 г.



а)

б)

Рис. 4. Експериментальне визначення характеристик датчика:
 а – схема визначення поперечної чутливості;
 б – поперечна чутливість датчика

У процесі експерименту треба, щоб вісі датчика 2 (рис. 3) і шліфованого пояска 6 на фрезі 9 співпадали. При зміщенні цих осей на величину Δ (рис. 4, а) може виникнути похибка сигналу датчика (поперечна чутливість) при вимірюванні величини зазору A . Для оцінки цієї похибки експериментально було отримано графік зміни зазору A на величину δ від зміщення осей корпусу фрези і датчика (рис. 4, б). Наприклад, поперечна чутливість датчика при зміщенні цих осей на 1 мм склала всього 0,03 мм.

Сила, діюча на ТС при зрізанні штифта 2 (рис. 3), розраховувалася за виразом (2) відповідно до 4 теорії міцності [7]:

$$P_z = \frac{\sigma_e \cdot b \cdot h}{\sqrt{3}}, \quad (2)$$

де b і h – відповідно, ширина і висота каліброваного штифта, мм; σ_e – межа міцності матеріалу штифта, Н/мм².

Відомо, що енергія реального імпульсу сили τ в момент зрізання штифта одним зубом фрези зосереджена в кінцевому діапазоні частот змін сили $f_{\text{сили}}$, величина якого обернено пропорційна тривалості імпульсу. Тому діапазон вимірюваних датчиком частот $f_{\text{вим}}$ не повинен виходити за межі частотного діапазону змін сили $f_{\text{сили}}$, тобто необхідно дотримуватись співвідношення $f_{\text{сили}} \geq f_{\text{вим}}$ [4, 5]. Таким чином, «головний пелюсток» спектра одиночного імпульсу сили з метою збільшення співвідношення «сигнал / шум» повинен перекривати діапазон вимірюваних датчиком частот (рис. 5). Таким чином, час дії імпульсу сили має бути обернено пропорційним діапазону $f_{\text{вим}}$. Виходячи з цієї вимоги, можна вибрати частоту обертання фрези:

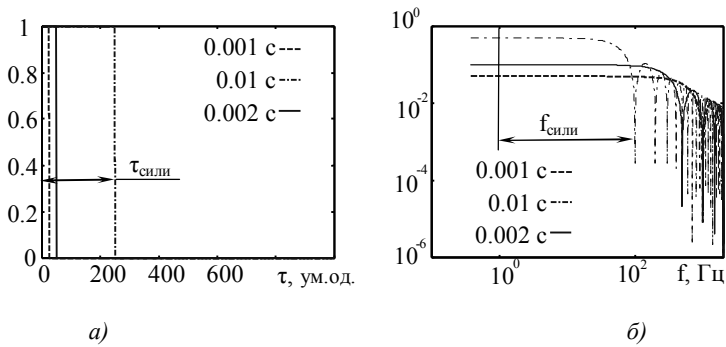
$$n \geq \frac{60 \cdot b \cdot f_{\text{вим}}}{\pi \cdot D}, \quad (3)$$

де D – діаметр фрези, мм.

Хвилинна подача $S_{xв}$ (мм/хв.):

$$S_{xв} = S_z \cdot n, \quad (4)$$

де $S_z = (1.5 - 2) \cdot b$ – подача на зуб (мм/зуб).



а) б)
 Рис. 5. Вплив часу дії одиночного імпульсу сили $\tau_{\text{сили}}$ на величину першого «головного пелюстка» частотного спектра сили $f_{\text{сили}}$:
 а – імпульси сили, б – частотні спектри сили

Відомо, що для підвищення співвідношення «сигнал/шум» частота сигнал у f_{δ} , що реєструється, повинна бути більшою від двох частот одиночного імпульсу сили ($2f_{\text{сили}} < f_{\delta}$) [4, 5].

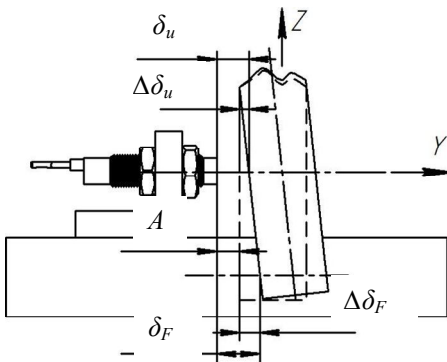


Рис. 6. Розрахункова схема для визначення коефіцієнта відхилення фрези щодо заготовки вздовж осі Y

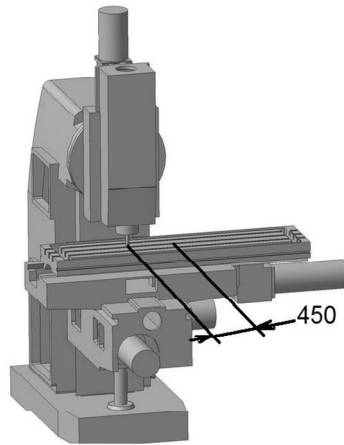


Рис. 7. Точка визначення динамічної податливості ТС (дрібні деталі, наприклад, ходовий гвинт лецат, умовно не показані)

Вимірювання зазору між інструментом і заготовкою в дослідях проводилося в точці, яка не співпадає з точкою прикладання сили фрезою (рис. 6). Для врахування цього відхилення фрези щодо заготовки в площині ймовірної дії ударної сили використовували поправочний коефіцієнт, який можна визначити за експериментально отриманим виразом:

$$\Delta\delta_F(\tau) = 1.792 \cdot \Delta\delta_u(\tau) \quad (5)$$

Для виключення високочастотних шумів до зареєстрованого сигналу застосовувався цифровий фільтр нижніх частот від 0 до $f_{\text{вим}}$. Після обробки даних отримували сигнал переміщення фрези щодо заготовки уздовж вісі верстата в часі (рис. 8д). Його амплітудно-частотний спектр представлений на рисунку 8а.

Компоненти матриці динамічної піддатливості (1) визначалися як відношення спектра переміщення до спектру сили [8]:

$$G(s) = \frac{\Delta\delta_F(s)}{|\Delta P'(s)|^2} \quad (6)$$

Дійсна і уявна частини отриманої динамічної податливості представлені на рисунку 8, з. Для її використання зручно виконати апроксимацію аналітичною залежністю, наведеною у [2]. Наприклад, для динамічної піддатливості в напрямку вісі X , ця залежність набуває вигляду:

$$G_{xx}(s) = \sum_{i=1}^k \frac{\alpha_x + \beta_x \cdot s}{s^2 + 2 \cdot \zeta_x \cdot \omega_x \cdot s + \omega_x^2}, \quad (7)$$

де k – кількість апроксимованих максимумів; α_x – прискорюваність вздовж вісі X (м/(Н·с²)); β_x – рухливість ТС вздовж вісі X (м/(Н·с)); ζ_x – коефіцієнт демпфірування ТС вздовж вісі X ; ω_x – частота власних коливань ТС вздовж вісі X (рад/с).

Для вертикально-фрезерного верстата моделі 6Р13Ф3 при положенні основних вузлів, показаних на рисунку 8, параметри динамічної податливості ТС представлені в таблиці 1. Для вимірювання використовувався штифт зі сталі 45 з $\sigma_0 = 640$ МПа з прямокутним перерізом: ширина $b = 1$ мм, висота $h = 2,8$ мм. Подача на зуб складала $S_z = 1,5$ мм/зуб і, згідно з виразом (3), частота обертання, складала $n = 2000$ об./хв. Сила різання, яка виникає при зрізанні штифта, згідно з (2), складала 1100 Н.

*Параметри динамічної податливості ТС вздовж осі X
вертикально-фрезерного верстата моделі 6P13Ф3, оправки,
кінцевої фрези ($D = 30$ мм, $l = 80$ мм, $l/D = 2,5$) положення столу
і шпindelної бабки (рис. 7)*

№ апроксимованого максимуму	Частота власних коливань ω , Гц	Прискорюваність α , мм/(Нс ²)	Рухливість β , мм/(Н·с)	Коефіцієнт демпфірування ζ	Податливість, мм/Н
1	238.7	0.04	0.00267	0.107	$4.46 \cdot 10^{-5}$
2	947.7	0.67	0.00283	0.03	$4.38 \cdot 10^{-5}$
2	2000	7	0.00063	0.03	$2.30 \cdot 10^{-5}$
4	3206.7	7.7	0.014	0.015	$1.18 \cdot 10^{-4}$

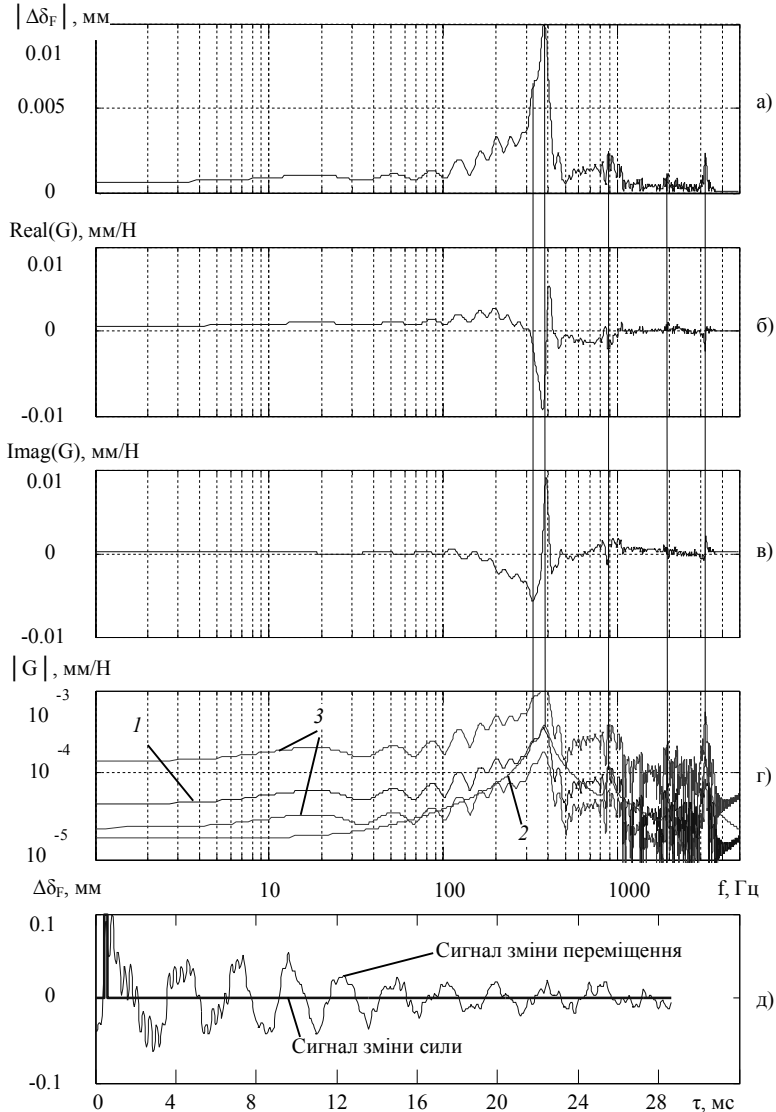


Рис. 8. Амплітудний спектр переміщення ТС (а), амплітудний спектр дійсної (б) і уявної (в) частин, а також модуля (з) динамічної податливості ТС; сигнал переміщення ТС і сили (д); 1 – функція динамічної податливості ТС; 2 – апроксимована функція динамічної податливості ТС; 3 – межі довірчого інтервалу χ^2 -розподілу ($\sigma = 5\%$, $k = 3$)

Висновки:

1. Розроблено методику для експериментального визначення функції динамічної податливості ТС за допомогою вимірювання величини переміщення елементів ТС під дією імпульсної сили. Сила створювалася в результаті зрізання штифта зубом фрези, що обертається; реакція (переміщення) ТС у вигляді зміщення інструменту щодо заготовки реєструвалась індуктивним датчиком зазору.

2. Вперше запропонована методика, яка дозволяє визначити функцію динамічної податливості ТС для замкнутої технологічної системи в будь-якому її положенні в реальних умовах різання.

3. Використовуючи розроблену методику була визначена і апроксимована аналітичним виразом функція динамічної податливості ТС вертикально-фрезерного верстата 6P13Ф3 та отримані параметри динамічної податливості ТС вздовж вісі X вертикально-фрезерного верстата моделі 6P13Ф3, оправки, кінцевої фрези ($D = 30$ мм, $l = 80$ мм, $l/D = 2,5$), положення столу і шпindelної бабки.

Примітка. Дана стаття виконана в рамках виконання гранту Президента України для підтримки наукових досліджень молодих учених на 2011 рік – проект № GP/F32/084 " Дослідження динаміки процесу кінцевого фрезерування важкооброблюваних матеріалів шляхом його моделювання методом скінчених елементів в замкнутій технологічній системі ".

ЛІТЕРАТУРА:

1. *Akcaş R., Memis E.K, Ozlu E., Budak E.* Increasing Productivity in High Speed Milling of Airframe Components Using Chatter Stability Diagrams”, 2nd International CIRP Conference on Process Machine Interactions (PMI2010), June 10-11, Vancouver, Canada.
2. *Залога В.А., Криворучко Д.В., Емельяненко С.С.* Прогнозирование динамического состояния инструмента при концевом фрезеровании // Современные технологии в машиностроении : Сборник научных статей. – Х. : НТУ «ХПИ», 2006. – Т. 2. – С. 146–156.
3. *Залога В.А., Криворучко Д.В., Емельяненко С.С., Голдун Д.Г.* К вопросу определения передаточной функции процесса резания при фрезеровании // Вестник СумГУ. – Суми : СумДУ, 2007. – С. 80–92.
4. ГОСТ 7626-5. Вибрация и удар экспериментальное определение механической подвижности. Измерения, использующие ударное возбуждение возбудителем не прикрепленным к

- конструкції. ; Введ. 01.01.2001. – Мн. : ИПК издательство стандартов, 2000. – 16 с.
5. *Halvorsen W.G., Brown D.L.* Impulse technique for structural frequency response testing // Reprinted from Sound and Vibration. – 1977. – 21 с.
 6. *Жарков И.Г.* Вибрации при обработке лезвийным инструментом. – Л. : Машиностроение, 1986. – 184 с.
 7. *Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В.* Справочник по сопротивлению материалов / под ред. *Г.С. Писаренко*. – 2-е изд., доп. – К. : Наукова думка, 1988. – 736 с.
 8. *Сергиенко А.Б.* Цифровая обработка сигналов : учебник для вузов. – 2 изд. – М. : Питер, 2007. – 751 с.

ГОЛОБОРОДЬКО Любо́в Вікторівна – інженер Сумського державного університету.

Наукові інтереси:

– математичне моделювання процесів різання.

СМЕЛЬЯНЕНКО Сергій Сергійович – кандидат технічних наук, асистент Сумського державного університету.

Наукові інтереси:

– динаміка фрезерування.

ЗАЛОГА Вільям Олександрович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри Сумського державного університету.

Наукові інтереси:

– моделювання робочих процесів високих технологій.

КРИВОРУЧКО Дмитро Володимирович – доктор технічних наук, доцент Сумського державного університету.

Наукові інтереси:

– математичне моделювання механіки твердого тіла;

– моделювання процесів різання матеріалів.

Подано 16.08.2011

