

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ  
ІВАНА ПУЛЮЯ

**ЧЕТВЕРЖУК ТАРАС ІВАНОВИЧ**

**УДК 621.9.02**

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДІАГНОСТИКИ СТИКОВИХ З'ЄДНАНЬ  
ТОКАРНИХ ВЕРСТАТІВ**

05.03.01 – процеси механічної обробки,  
верстати та інструменти

**АВТОРЕФЕРАТ**

дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Тернопіль– 2015

Дисертація на правах рукопису

Робота виконана в Луцькому національному технічному університеті Міністерства освіти і науки України

**Науковий керівник:** кандидат технічних наук, професор

**Гордєєв Олександр Федорович,**

Луцький національний технічний університет,

професор кафедри комп'ютерного проектування верстатів та технологій машинобудування.

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, професор

**Стругинський Василь Борисович,**

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»,

завідувач кафедри конструювання верстатів і машин;

кандидат технічних наук, доцент

**Склярів Руслан Анатолійович,**

Тернопільський національний технічний університет

імені Івана Пулюя,

доцент кафедри конструювання верстатів, інструментів та машин.

Захист відбудеться “3” липня 2015 року об 14<sup>00</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К 58.052.03 в Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя за адресою 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56

З дисертацією можна ознайомитися в науково-технічній бібліотеці Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя за адресою 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56.

Автореферат розісланий “3” “червня 2015 р.

Учений секретар  
спеціалізованої вченої ради

А.Є. Дячун

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Статичні і динамічні характеристики несучої системи (НС) металорізального верстату (МРВ) чинять великий вплив на правильне використання різального інструменту, впровадження прогресивних методів різання металів, підвищення точності і продуктивності обробки. НС також нерозривно пов'язана з вібростійкістю технологічної пружної системи (ТПС) верстат – деталь – інструмент, яка у свою чергу впливає на термін служби деталей і вузлів верстата.

Жорсткість будь-якої машини визначається жорсткістю її деталей і контактною жорсткістю в стиках. Перша жорсткість може бути обчислена з достатнім ступенем точності за відповідними формулами опору матеріалів або теорії пружності для різних деталей, які розглядаються, як балки, пластини, плити, оболонки. В процесі експлуатації деформації цих деталей завжди пружні.

Друга жорсткість – контактна – залежить від цілого ряду чинників, деякі з яких до теперішнього часу не вдалося встановити. Характеристики контактної жорсткості змінюються в часі у міру фізичного зношення верстата або розрегулювання його елементів і визначаються великою кількістю випадкових чинників – технологічних і експлуатаційних.

Тому для гарантованої точної надійності верстатного обладнання у процесі його експлуатації важливо забезпечити ефективну і надійну безрозбірну діагностику стану елементів його несучої системи, зокрема стиків, що є актуальною задачею. Вплив стикових деформацій на динамічні характеристики верстатів найбільш ефективно визначати експериментальним методом.

Ефективним експериментальним методом визначення динамічних характеристик НС верстата є аналіз мод коливань на основі результатів вимірювань і аналізу вимушених механічних коливань.

В зв'язку з розвитком верстатобудування розробка ефективних методів діагностування постійно зростає.

### **Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами.**

Дисертаційна робота виконана на кафедрі комп'ютерного проектування верстатів та технологій машинобудування Луцького національного технічного університету відповідно до плану держбюджетної теми № 86-09 «Технологічне забезпечення якості робочих поверхонь кілець роликотидшипників на операціях безцентрового шліфування», затвердженої наказом МОН України № 1043 від 17.11.08р. (номер державної реєстрації 0109U001210).

**Мета і задачі дослідження** Метою роботи є розробка ефективних методів діагностування стану елементів несучої системи металорізального верстату, зокрема нерухомих і рухомих стиків з врахуванням процесів зношування і припрацювання.

### **Для досягнення мети в роботі поставлені наступні задачі:**

– теоретично і експериментально обґрунтувати припущення про подібність розвитку процесів зміни і коінтегрованість деформаційних властивостей стиків токарних верстатів;

– розробити методика і програмно-математичне забезпечення для експериментально-розрахункової оцінки і діагностики деформаційних властивостей стиків;

- розробити методику моделювання діагностики динамічних властивостей елементів несучої системи верстату на основі розрахунково-експериментального модального аналізу;
- побудувати матричні моделі вібраційної діагностики елементів несучої системи верстату з використання методів на основі імовірнісних ланцюгів Байеса;
- розробити моделі Фур'є-аналізу кривої биття шпindelного вузла токарного верстату і встановити зв'язки між джерелами похибок і діагностичними ознаками;
- провести експериментальні дослідження, щодо перевірки основних положень теоретичних розробок.

**Об'єкт дослідження** – несучі системи металорізальних верстатів.

**Предмет дослідження** – фізико-механічні та енергетичні процеси в елементах несучої системи верстата, зокрема у нерухомих і рухомих стиках, і їхній вплив на статичні та динамічні характеристики верстата.

**Методи дослідження** – теоретичні дослідження ґрунтуються на методах динаміки верстатів, теорії коливань, основних положення дискретної математики, методах диференціального та інтегрального числення. Експериментальні дослідження виконувалися в лабораторних умовах із використанням методик планування та проведення експерименту, сучасної вимірювальної апаратури.

**Наукова новизна одержаних результатів:**

- вперше обґрунтовано подібність розвитку процесів зміни деформованості стиків і припущення про функціональний зв'язок (коінтегрованість) між деформаційним процесом  $u$ , який вимірюється, і прихованим процесом  $\Phi$ , який треба діагностувати.
- вперше обґрунтовано, що регресори і графіки зсувів від силових чинників в стиках по координатах верстата можуть служити деформаційним паспортом вузла верстата, на основі якого можна розраховувати і прогнозувати його вплив на точність обробки;
- вперше запропоновано методику моделювання і автоматизації процесів ідентифікації деформаційних характеристик стиків металорізальних верстатів за їх характеристиками в технологічному робочому просторі верстата;
- вперше подано методику діагностування елементів несучої системи верстату на основі побудови і автоматизованого навчання мережі Байеса;
- вперше розроблено і апробовано методику діагностики динамічної податливості елементів несучої системи верстату на основі імпульсного модального аналізу.

**Практичне значення одержаних результатів.** Розроблено методику і програмне забезпечення моделювання і автоматизації процесів ідентифікації деформаційних характеристик стиків МРВ за їх характеристиками в технологічному робочому просторі (ТРП) верстата на основі подібності і коінтегрованості процесів деформованості стиків. Розроблено методику і програмне забезпечення ідентифікації динамічної податливості і параметрів коливальної несучої системи верстату на основі імпульсного модального аналізу. Результати роботи впроваджені при діагностуванні стану верстатів на АТ «СКФ Україна» (публічне) (м. Луцьк), ДП

«Автоскладальний завод №1» (м. Луцьк). Результати досліджень також використовуються в навчальному процесі на кафедрі комп'ютерного проектування верстатів та технологій машинобудування Луцького НТУ при викладанні курсів лекцій «Металообробне обладнання» і «Обладнання та транспорт механообробних цехів», а також в курсовому та дипломному проектуванні.

**Особистий внесок здобувача.** Основні результати теоретичних та експериментальних досліджень, що виносяться на захист отримані автором самостійно. Особистий внесок дисертанта в роботах, які виконанні у співавторстві [1-2, 4-16] автору належать наступні ідеї, наукові та практичні результати: 1) визначені основні вимоги щодо математичного забезпечення процесів ідентифікації деформаційних характеристик стиків МРВ [1, 2, 5, 10]; 2) розроблений принцип визначення ознак подібності і коінтегрованості процесів розвитку деформованості стиків [4, 11,12]; 3) розроблено методику діагностування елементів несучої системи верстату на основі побудови і автоматизованого навчання мережі Байеса [6]; 4) розроблено методику і програмне забезпечення ідентифікації динамічної податливості [3, 13]; 5) участь у постановці теоретичних досліджень [7-8,10, 14-16].

**Апробація результатів дисертації.** Основні результати, викладені в дисертації, доповідались і обговорювались на: науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу Луцького НТУ, Луцьк, 2011-2014 р.р.; міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні напрями та перспективи розвитку технологій обробки та обладнання у машинобудуванні», Механообробка. СевНТУ, Севастополь 2013р.; IV міжнародній науково-практичній конференції «Теоретичні та експериментальні дослідження в технологіях сучасного матеріалознавства і машинобудування». Луцький НТУ, Луцьк-Світязь, 2013р.; XX міжнародній науково-технічній конференції «Машиностроение и техносфера XXI века». ДонНТУ, Донецьк, 2013р.; III міжнародній науково-практичній конференції ТК-2014. «Прогресивні напрями розвитку технологічних комплексів». Луцький НТУ, Луцьк-Світязь, 2014р.; XIV Всеукраїнській молодіжній науково-технічній конференції «Машинобудування України очима молодих» СумДУ, Суми, 2014р. У повному обсязі робота доповідалася й отримала позитивний відгук на розширених засіданнях науково-технічних семінарів кафедри комп'ютерного проектування верстатів та технологій машинобудування Луцького національного технічного університету (2014-2015рр.).

**Публікації.** Основні результати роботи опубліковані в 16 наукових працях, з них у фахових виданнях – 12 (2 – в закордонних виданнях, 1 – одноосібна), 3 тези наукових конференцій, 1 свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір.

**Структура та обсяг роботи.** Дисертація складається з вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаних джерел (122 найменування) і трьох додатків на 49 сторінках. Загальний обсяг дисертації складає 172 сторінки основного тексту, у тому числі 83 рисунки, 24 таблиці.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність роботи та сформульовані мета і задачі дослідження, показана наукова новизна та практична цінність роботи, приведені

відомості про апробацію, публікації і структуру роботи.

**У першому розділі** розглянутий стан питання, цілі і задачі дослідження. Проведений огляд показав, що такі важливі характеристики верстатів як точність і вібростійкість істотно залежать від стану рухомих і нерухомих стиків між деталями несучої системи верстата. Непостійність точності і вібростійкості в просторі обробки вимушує занижувати режими обробки, тобто знижує ефективність верстатів. Тому велике значення має своєчасне і оперативне діагностування зношення поверхонь стиків, зміни їх жорсткості і демпфуючої здатності. Параметри і характеристики стиків змінюються в часі і схильні до великої кількості випадкових чинників – технологічних і експлуатаційних. Використовувати цей величезний резерв підвищення продуктивності намагаються багато дослідників, створюючи системи адаптивної обробки, системи діагностики і моніторингу.

Фундаментальні дослідження рухомих і нерухомих стиків несучих систем і динамічних характеристик верстатів виконані Д. Н. Решетовим, З.М. Левіною, В.С. Хом'яковом. Розрахунки вихідної точності верстата з урахуванням впливу елементів технологічної системи приведені в роботах В.В. Бушуєва, Б.М. Базрова, В.В. Камінської, Е.В. Рижова, В.Т. Портмана, Ф.С. Сабірова та ін. Великий внесок до вирішення перерахованих проблем внесли учені Н. Opitz, M. Weck, K. Teipel, W.A. Knight, S.A. Tobias, M. Polacek та ін.

Для вирішення цих завдань потрібні мобільні технічні засоби і комплекс розрахункових та експериментальних методик, що дозволяють оперативно оцінювати характеристики верстатів у всьому ТРП. Враховуючи сказане, представляється актуальним завданням створення методик діагностування верстатів, які дозволяли б отримувати залежності характеристик елементів несучої системи верстатів і стиків від чинників, що впливають на них: координат робочого простору, параметрів навантаження. Такі залежності повинні бути зручні для використання при оцінці стану верстатів, а їх отримання повинне забезпечуватися при мінімальних матеріальних і часових витратах.

**Другий розділ** присвячений обґрунтуванню припущення про подібність і коінтегрованість процесів розвитку деформованості стиків, а також використанню принципу подібності при діагностуванні деформаційних властивостей стиків. Якщо  $F(p, q_e, t_0)$  і  $F_e(p, q_e, t_1)$  – один і той же процес в різні моменти часу  $t_0$  та  $t_1$  при однаковому фіксованому параметрі  $q_e$ , то доречно говорити про подібність. Зручно для пониження розмірності задачі представляти масштабуючу функцію від параметру навантаження  $p$  поліномом  $R^n(p)$  ступеня  $n$

$$F(p, q_e, t_0) \sim F_e(p, q_e, t_1) \cdot R^n(p). \quad (1)$$

Коефіцієнти  $c_i$  ( $i = 0, 1, 2, \dots, n$ ) полінома  $R^n(p)$  в (1) визначаються методом найменших квадратів (МНК) в розробленій програмі DefStyk. При цьому мінімізується сума квадратів відхилень полінома регресії  $F(p, q_e, t_0)$  від  $\sim F_e(p, q_e, t_1) \cdot R^n(p)$ . Індекс «e» означає «еталонний процес».

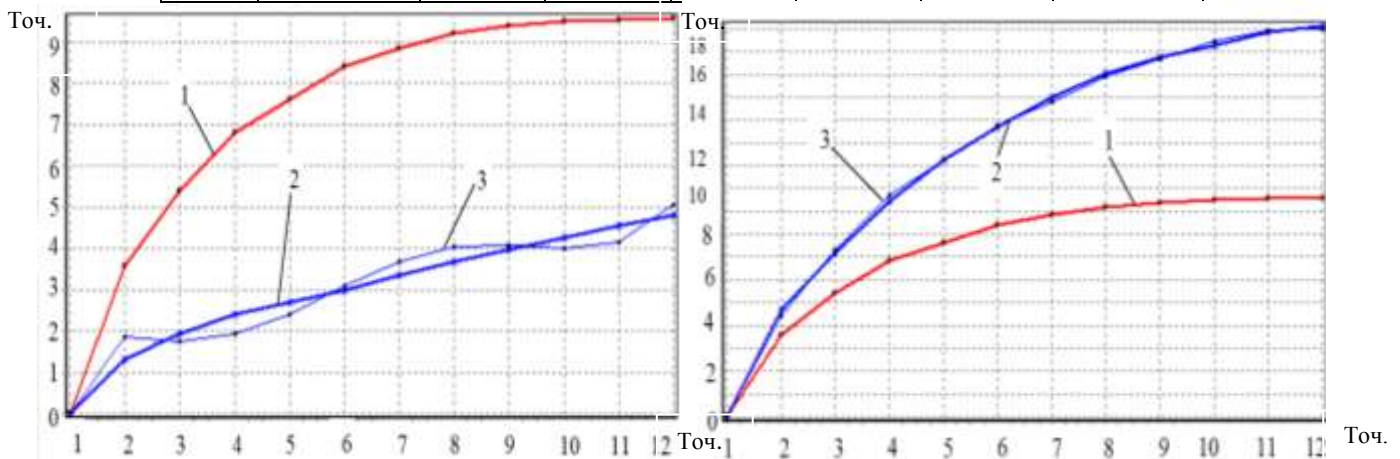
В табл. 1 і на рис 1. представлені коефіцієнти поліномів  $R^3(p)$  для  $i$ -их пружних елементів (ПЕ $i$ ) від еталонного ПЕ1 і відповідні графіки подібності за даними роботи Е.В. Рижова для кривих «навантаження – деформація» в плоскому стику деталей із сталі 45, оброблених з різною шорсткістю поверхонь залежно від подачі  $S$  інструменту. З неї видно, що еталонний процес ПЕ1 подібно розвивається

до процесів ПЕ<sub>і</sub> при зміні шорсткостей в середньому з середньоквадратичними відхиленнями  $\sigma$ . Цей параметр може служити мірою подібності. Похибкою подібності можна вважати криві, найближчі до еталонної для  $S = 0,075$  ( $\sigma=0,02$ ) мм/об. і  $S = 0,250$  ( $\sigma=0,002$ ) мм/об.

Таблиця 1

Коефіцієнти поліномів  $R^3(p)$  для ПЕ<sub>і</sub> від еталону ПЕ1

ПЕ	$S$ , мм/об	$C_0$	$C_1$	$C_2$	$C_3$	$\sigma$ , мкм	$\text{var } \sigma$
ПЕ1	0,1	1	0	0	0	0	0
ПЕ2	0,05	1,378	-0,657	0,104	-0,005	0,048	0,02945
ПЕ3	0,075	1,3	-0,505	0,077	-0,003	0,02	0,00673
ПЕ4	0,25	0,875	0,206	-0,021	0,001	0,002	0,00016
ПЕ5	0,52	-1,365	3,572	-0,538	0,026	1,226	0,02529



1 – крива еталонних відтисків; 2 – зміряна крива відтисків по точках;

3 – зміряна крива відтисків по регресії

а)

б)

Рис. 1. Графіки подібності від еталону ПЕ1 із сталі 45 ( $S = 0,100$  мм/об) для: а)  $S = 0,075$  ( $\sigma=0,02$ ) мм/об; б)  $S = 0,250$  ( $\sigma=0,002$ ) мм/об

Встановлено, що подібність процесів необхідно розглядати в середньому, а її межі визначаються допустимою середньою похибкою  $\sigma$ , або її варіацією  $\text{var } \sigma$ , яка визначається як відношення  $Y_0$  до значення зміщення  $Y_1$  в середній частині кривої при  $P=600H$ . Для даного прикладу при максимальній похибці  $\sigma_{max}=0,05$  мкм процес розвитку деформації стику можна вважати подібним від процесу ПЕ1 ( $S = 0,100$  мм/об) для шорсткостей, що визначаються діапазоном подач при обробці  $\Delta_S = 0,045 \dots 0,66$  мм/об. При 2% -ій точності за варіацією ( $\text{var } \sigma=0,02$ ) процес розвитку деформації стику можна вважати подібним від процесу ПЕ1 ( $S = 0,100$  мм/об) для

шорсткостей, що визначаються діапазоном подач при обробці  $\Delta_s = 0,06 \dots 0,46$  мм/об.

У практиці дослідження випадкових процесів широко використовується поняття коінтеграції рядів динаміки (РД), сутність якої полягає у тому, що два РД  $f(t)$  і  $F(t)$  коінтегровані (зв'язані), якщо обидва ряди мають однаковий порядок  $\pi$  інтеграції  $I(\pi)$ , де  $\pi$  – порядок взяття перших різниць від базового ряду, після якого ряд має порядок  $I(0)$ . При цьому якщо обидва РД,  $f(t)$  і  $F(t)$  мають однаковий порядок інтеграції, то вони коінтегровані, а  $F(t)$  можна виразити лінійної комбінацією ряду  $f(t)$ , або лінійною регресією

$$F(t) = a + b \cdot f(t) + \varepsilon(t), \quad (2)$$

де  $\varepsilon(t)$  – стаціонарний процес або похибка;  $t$  – параметр часу або будь-який параметр навантаження  $p$ , наприклад  $p$  – дискретний ряд навантажень, який імітує силу різання.

В нашому випадку сигнал  $f(p)$  може бути дискретним рядом деформацій пружної системи (ПС) верстату в зоні різання, а  $F(p)$  – дискретним рядом відповідних деформацій стику. Коінтеграція двох РД значно спрощує процедури і методи їх аналізу, оскільки у цьому випадку можна будувати рівняння регресії і визначати показники кореляції, використовуючи в якості початкових даних безпосередньо рівні досліджуваних рядів, враховуючи тим самим в повному об'ємі інформацію, яка міститься у початкових даних.

У табл. 2 наведені дані трьох вимірів деформацій із серії навчання і контрольний вимір  $u_4(p)-f_4(p)$  (на рис. 2:  $f_4(p)=F(t)$ ;  $\Phi(t)$  – прогнозне значення  $F(t)$ ). Для перевірки прийнятого припущення коінтегрованості була розроблена програма ConRow в середовищі Borland Delphi-7. З аналізу результату розрахунку бачимо, що при досить різноманітних вхідних сигналах  $u_i(p)$ , як у навчаючої вибірці, так і у прогнозованому процесі  $f_4(p)=F(t)$  помилки прогнозування  $F(t)$  за винятком початкової точки 1 знаходяться у межах 3%. Можна констатувати, таким чином, що розроблена методика прогнозування рядів даних забезпечує достовірний прогноз і може використовуватися при експериментальних дослідженнях зв'язаних рядів деформацій стиків верстатів. Поширюючи формулу (1) на випадок  $K$  стиків, маємо

$$F_{\Sigma}(p) = \sum_{k=1}^K F_{ek}(p) R_k^n(p), \quad (3)$$

де  $n = 1, 2, \dots = \text{const}$  для всіх  $k$ .

Таблиця 2

Результати виміру деформацій від параметру навантаження, мкм

$P, H$	$u_1(p)$	$u_2(p)$	$u_3(p)$	$u_4(p)$	$f_1(p)$	$f_2(p)$	$f_3(p)$	$f_4(p)$
70	2,9	2,9	2,6	4,0	0,1	0,1	0,1	0,2
170	7,5	8,5	6,3	9,6	2,8	2,8	2,5	3,5
270	15,3	16,6	13,7	19,6	5,6	6,3	5,3	7,2
370	20,5	22,4	18,3	26,2	8,1	8,9	7,2	10,5
470	25,3	27,7	22,8	32,8	10,3	11,3	9,3	13,7
570	30,0	32,9	27,2	38,9	12,2	13,6	11,0	15,8
670	34,9	38,3	31,8	45,5	13,8	15,2	12,4	17,8
770	40,0	43,9	36,4	51,7	14,9	16,4	13,3	19,2
870	43,6	48,1	39,6	56,7	15,6	17,0	14,3	20,3



Для обґрунтування застосування принципу подібності при діагностуванні деформаційних властивостей стиків була розроблена програма DefStyk у середовищі програмування Borland Delphi 7. Для тестування методу розглянуто моделювання кривих навантаження цих стиків (рис. 2)

Машинний експеримент на етапі тестування при подібному деформуванні діаграм навантаження полягав у тому, щоб ідентифікувати криві навантаження, штучно деформовані за умовою подібності відповідно до формули (3). Дані для пружних елементів ПЕ1 і ПЕ5 змінені в порівнянні з приведеними еталонами у попередньому моделюванні. При цьому деформованість ПЕ1 збільшується, а ПЕ5 зменшується в порівнянні з еталонними. Точність відновлення (ідентифікації) деформованих кривих «навантаження – деформація» за показами індикаторів ПЕ1...ПЕ5 ілюструється на рис. 2, з якого видно, що ступінь збігу також високий.

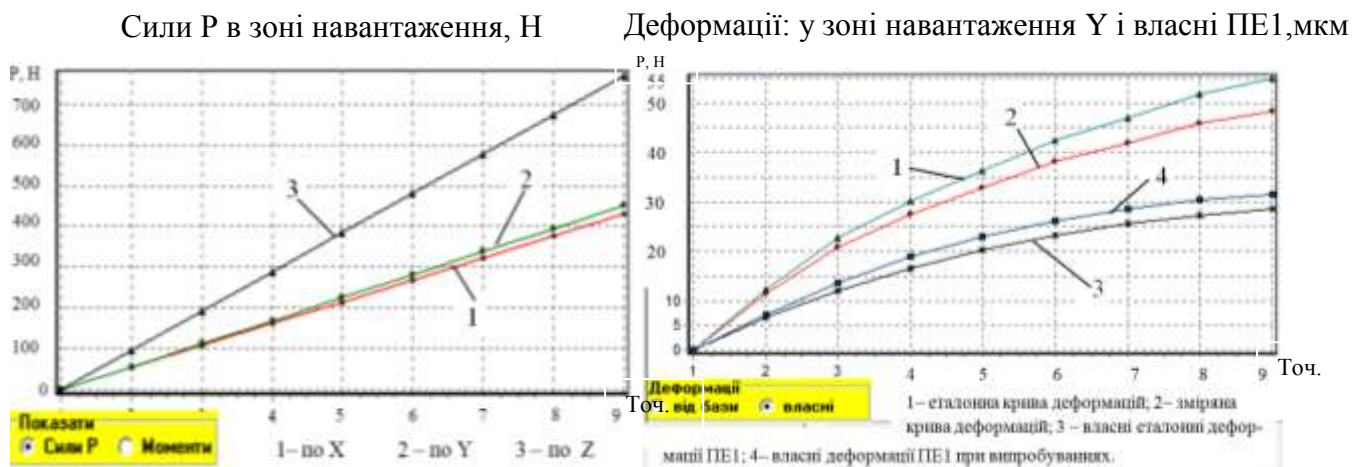


Рис. 2. Результати моделювання кривих навантаження програмою DefStyk

Запропонований метод діагностики на основі припущення про подібність зміни кривих «навантаження – деформація» дозволяє надійно ідентифікувати деформаційний стан стиків ТПС верстата.

**Третій розділ** присвячений розробці методики моделювання та ідентифікації балансу деформованості стиків МРВ за їхніми характеристиками в ТРП. Пропонована методика ґрунтується на використанні поняття фрактальності, висновках про подібність процесів деформації і принципі ітераційності процесів обчислень. Початкова діаграма відтисків поверхонь стику достатньо точно апроксимована поліномом ступеня  $k$ :

$$\hat{y}_l(p) = b_{l0} + b_{l1}p + b_{l2}p^2 + \dots + b_{lk}p^k + \delta(p), \quad (4)$$

де  $b_{lk}$  – коефіцієнт при членові  $k$ -го порядку в регресії оцінки відтисків  $\hat{y}_l(p)$  в  $l$ -му стику;  $\delta(p)$  – адитивна помилка оцінки.

Поведінка кожного  $l$ -го стику схильна до певних змін, які відбуваються або в часі (зношення, припрацювання), або по положенню (зміна схеми навантаження в процесі обробки, положення сили різання) з дискретним кроком спостережень  $\Delta_r$ ,  $r = \overline{1, R}$ . Величина цих змін властива для поверхонь кожного  $l$ -го стику, і вона може описуватися достатньо точно регресійною залежністю від параметру навантаження  $r$

$$\hat{z}_l(r) = c_l^{(0)} + c_l^{(1)}r + c_l^{(2)}r^2 + \omega(r), \quad (5)$$

де  $c_r$  – коефіцієнт регресії (або апроксимації) тренду  $\hat{z}_l(r)$  порядку 0, 1, 2 (індекс в знаменнику) по номеру поточного кроку  $r$  в рядах з  $r = \overline{1, R}$ ;  $\omega(r)$  – адитивна помилка регресії  $\hat{z}_l(r)$ .

Таким чином, оцінка  $\Delta\hat{Y}_l$  внеску стику  $S_l$  у узагальнену похибку  $Y$  з обліком (4) і (5) складає:

$$\Delta\hat{Y}_l = \eta_l \cdot \hat{z}_l(r) \cdot \hat{y}_l(p), \quad (6)$$

де  $\eta_l$  – коефіцієнт передачі похибки  $l$  го стику, який визначається з розмірного ланцюга ТПС.

При обробці партії деталей на верстаті можемо набути усередненого значення похибки  $Y(p)$  при навантаженні  $p$  і конкретному значенні  $r$ , або якщо вести спостереження по параметру  $r$  (це може бути час  $t$ , або інший), то маємо ряд  $Y(p, r)$ . При додаванні похибок від  $L$  стиків оцінка загальної похибки  $\Delta\hat{Y}$  визначиться з формули (параметр  $p$  може співпадати за змістом з  $r$ ):

$$\hat{Y}(p, r) = \sum_{l=1}^L \Delta\hat{Y}_l(p, r) = \sum_{l=1}^L \eta_l \cdot \hat{z}_l(r) \cdot \hat{y}_l(p). \quad (7)$$

Значення  $\Delta\hat{Y}_l(p, r)$  визначає внесок кожного  $l$ -го стику у загальний баланс  $Y$  похибок обробки. У такій постановці проблема набуває вигляду задачі ідентифікації  $\Delta\hat{Y}_l(p, r)$ . На основі розв'язання (7) вирішується завдання прогнозування технологічної надійності верстата і діагностики стану елементів його ТПС. З цієї точки зору процес деформації ТПС МРВ представляється як класичний кібернетичний «чорний ящик», а головним завданням дослідження є виявлення функціональних зв'язків між вхідними і початковими сигналами цього об'єкту у вигляді (рис. 3).

Сумарну похибку від дії силового чинника  $p_i$  по всіх координатах на усі  $S_l$  стики в розмірному ланцюзі ТПС можна визначити з формули:

$$Y = \sum_{i=1}^l Y_i = \sum_{i=1}^l W_i(p_{1i} + p_{2i} + \dots + p_{Li}) = \sum_{i=1}^l w_{1i}(p_{1i}) + w_{2i}(p_{2i}) + \dots + w_{Li}(p_{Li}) = \sum_{i=1}^l \sum_{l=1}^L w_{li}(p_{li}), \quad (8)$$

де  $p_{li}$  – дискретні значення силових чинників в стиках  $S_l$  від впливу чинника  $P_i$  по  $i$ -ої координаті;  $w_{li}(p_{li})$  – оператор перетворення силового чинника  $p_{li}$  в стик  $S_l$  у складову  $y_{li}$  похибки  $Y_i$ ;  $Y_i$  – складова результуючої похибки від впливу  $P_i$  по  $i$ -ій координаті;  $W_i$  – оператор перетворення сумарної дії силових чинників  $p_{li}$  в стик  $S_l$  у похибку  $Y_i$ .

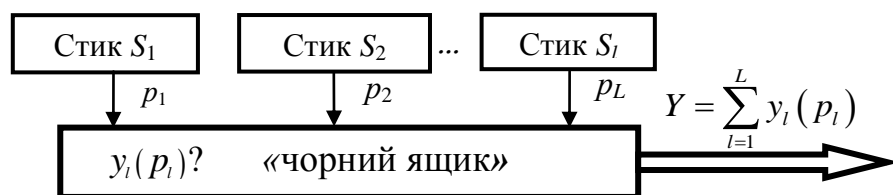


Рис. 3. Структурна схема виявлення впливу навантажень  $p_l$  у стиках верстата на сумарну похибку  $Y$

Для ідентифікації «чорного ящика» у такому вигляді була розроблена спеціальна методика, яка заснована на трьох основних припущеннях: 1) складові похибки  $y_{li}$ , які виникають в стику  $S_l$  від впливу фактора  $P$  по кожній  $i$  – їй координаті є незалежні; 2) відсутні змішані впливи окремих чинників  $p_{li}$  на  $y_{li}$ , тобто  $y_{li}(p_{li} \cdot p_{lj}) = 0, i \neq j$ ; 3) дійсний принцип суперпозиції, тобто сумарна похибка від дії силового чинника  $P$  зі всіх координат на всі стики  $S_l$  розмірного ланцюга можна визначити як просту суму з (8).

Разом з допущеннями вводяться також додаткова умова: процес є динамічним, тобто

$$p_{li} \equiv p_{li}(t); y_{li} \equiv y_{li}[\mathbf{x}(t)], l = \overline{1, L}, i = \overline{1, I} \quad (9)$$

де  $t$  – час, або інший параметр, пов'язаний з дискретним параметром  $r$ ;

Ці припущення і додаткова умова є такими, що спостерігаються в реальності і вони дозволяють побудувати математичну модель ідентифікації у вигляді системи лінійних ортогональних рівнянь. Основна ідея, яка покладена в методику, полягає в тому, що  $p_{li}(t)$  має свої особливості, тобто крива зміни  $p_{li}(t)$  має властиві їй подібність і фрактальність. Природно вважати, що подібність і фрактальність є власними, властивими тільки їй, і відобразяться спотворенням на складову похибку  $y_{li}[p_{li}(t)]$  в стику  $S_l$  з перетворенням  $w_{li}[p_{li}(t)]$ .

Математична модель процедури визначення балансу зміщень має вигляд

$$W_i = \sum_{r=1}^R \left[ \sum_{i=1}^I (c_{li}^{(0)} + c_{li}^{(1)}r + c_{li}^{(2)}r^2) \cdot y_{li}^p(p_{li}) - y_{li}(p_{li}) \right]^2 \rightarrow \min; c_{li}^{(\zeta)} \in D_i; l = \overline{1, L}. \quad (10)$$

Підбір коефіцієнтів  $c_{li}^{(\zeta)}$  проводиться за фрактальними особливостями фактичних значень  $y_{li}(p_{li})$ . У даному випадку мінімізація проводиться з використанням скалярної функції (10), а найкраще наближення визначається шляхом пошуку мінімуму цієї функції в просторі параметрів  $c_{li}^{(\zeta)} \in D_i$ . Допустима область рішень  $D_i$  для кожного  $i$  – ої координати являє собою множину точок  $\mathbf{c}_{kj}^{(\zeta)} = (c_{li}^{(0)}, c_{li}^{(1)}, c_{li}^{(2)}); l = \overline{1, L}; i = \overline{1, I}$  із  $3L$  - вимірного простору параметрів  $E^{3L}$

$$D_i = \left\{ \mathbf{c}_{li}^{(\zeta)} \in E^{3L} : C_{li}^{(\zeta)-} \leq C_{li}^{(\zeta)} \leq C_{li}^{(\zeta)+}; l = \overline{1, L}; \zeta = \overline{0, 2} \right\}, \quad (11)$$

де  $C_{li}^{(\zeta)-}, C_{li}^{(\zeta)+}$  - відповідно нижня і верхня межі варіювання  $C_{li}^{(\zeta)}$ .

Для автоматизації процесу моделювання створено програму STYK, яка дозволяє визначити взаємозв'язки та вплив факторних ознак  $p_{li}$  на результуючі показники  $y_{li}^p(p_{li}, r)$ . Програма забезпечує введення даних, їх коректування, пошук, обробку необхідної інформації для моделювання деформацій стиків, графічне відображення та протоколювання вихідних даних.

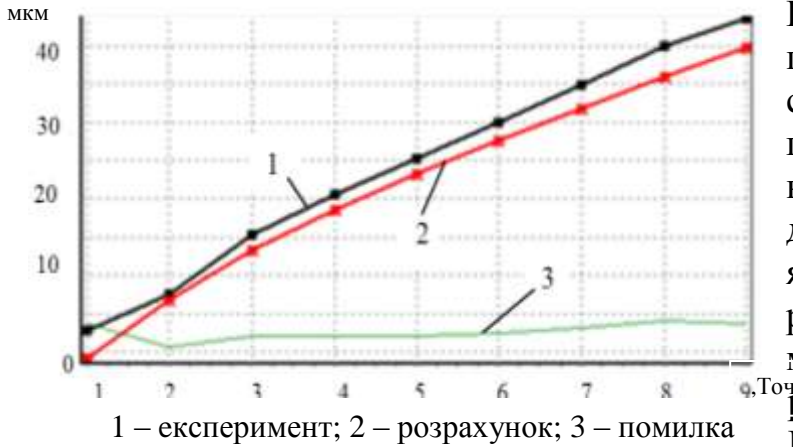


Рис. 4. Результати моделювання при сумарній похибці  $Y = Y + \Delta Y$

На рис. 4 показані результати з протоколу моделювання при сумарній похибці  $Y = Y + \Delta Y$ . Цей графік можна інтерпретувати як величину зношення стику при нових даних про загальну похибку розміру, яку можна вимірити через деякий час роботи верстата. Зношення у стику моделювалося нормальним розподілом з параметрами  $N(3; 0,5)$ . При цьому середнє зношення у стику склало 2,63 мкм (порівняно з вузлом без зношення 0,087 мкм).

В практиці динамічних розрахунків несучих систем верстатів прийнято відокремлювати 3-4 перших ортогональних форм коливань, що приводить до ортогональної системи рівнянь динаміки. Зазначені параметри можуть визначатися із експериментальної кривої биття контрольної оправки шляхом їхнього підбору з матричного рівняння за методом найменших квадратів.

$$\text{diag } |\mathbf{A}| \{\ddot{\mathbf{x}}\} + \text{diag } |\mathbf{B}| \{\dot{\mathbf{x}}\} + \text{diag } |\mathbf{C}| \{\mathbf{x}\} = |\mathbf{F}(t)|, \quad (12)$$

де  $|\mathbf{A}|, |\mathbf{B}|, |\mathbf{C}|$  – діагональні квадратні матриці відповідно інерції, дисипації і жорсткості розмірності 4x4 (для чотирьохмасової системи);  $\{\mathbf{x}\}^T = (x_1, x_2, x_3, x_4)$  – транспонований вектор модальних переміщень;  $1(t)$  – одинична функція;  $\mathbf{F}(t)^T = [T_1[1 - \exp(-\alpha_1 t)]; T_2[1 - \exp(-\alpha t)]; T_3[1 - \exp(-\alpha t)]]$  – вектор інерційних впливів;  $T_j$  – амплітудні значення силових впливів на  $j$ -ту парціальну коливальну систему, вважається не відомим і визначається експериментально-розрахунковим аналізом;  $1 - \exp(-\alpha_j t)$  – експонентна залежність з показником  $\alpha_j = \alpha$ , що апроксимує затухання у реальному імпульсі.

Для визначення параметрів коливального процесу по кожній координаті необхідно знайти 3 параметри:  $\beta_i, W_i, \omega_i$ . Для перевірки працездатності розробленої методики був проведений машинний експеримент, в якому складові ортогональних мод коливань моделювалися згідно табл. 3 з накладанням на кожен із мод нормального шуму  $N(0; 0,05)$ . Критерієм визначення модальних параметрів слугує мінімум суми квадратів відхилень розрахункових і експериментальних значень по усіх точках ординат графіків  $\Delta_{ji}^2$

$$\min_{\beta_j, \omega_j, W_j} \sum_{j=1}^J \sum_{i=1}^I \Delta_{ji}^2; j = \overline{1,4}; i = \overline{1,101} \quad (13)$$

Результати роботи програми ідентифікації ModExp наведені у табл. 3. Зміщена оцінка середньоквадратичної похибки апроксимації  $\sigma = 0,0073$  мкм, двобічний 95% інтервал по залишках 0,0025 мкм. Збіг експериментальної та розрахункової кривих коливального процесу є дуже високим.

Модальні і відновлені (розрахункові) параметри коливальної системи

Модальні параметри	Мода $j$ коливань			
	1	2	3	4
$\omega_i, \text{c}^{-1}$	385/340	430/440	1100/1100	996/1000
$\beta_i, \text{c}^{-1}$	123,4/105	86,0/75,0	54,4/50,0	30,2/25,0
$W_i, \text{мкм}$	1,1/0,95	0,45/0,44	0,4/0,47	0,06/0,12

**Четвертий розділ** присвячений розробці методу безрозбірної вібродіагностики на прикладі шпindelної групи верстата мод. 16M05A. Похибка форми у поперечному перерізі деталі виражається в параметрах некруглості і шорсткості. Причинами цих відхилень від ідеальної круглості є відносні вібрації шпинделя з заготівкою та інструмента (різця) із супортною групою. Для контролю відхилень форми у поперечному перерізі виконувалися заміри відхилень на верстаті мікрометром

Діагностичними ознаками (рис. 5) є відхилення форми від ідеальної круглості у поперечному перерізі деталі. При цьому внутрішніми джерелами похибок шпindelної і супортної груп є (особливості назв елементів пов'язані з вимогами програми VnetMaster: дефект сепараторів, нерівність доріжок кочення підшипників і нерівномірність тіл кочення 1 – 3; незбалансованість шпинделя 4 з патроном і заготівкою і неспіввісність його установочних баз. Зовнішні джерела: привод шпинделя і супорт з інструментом. Число точок  $n$  на оберт при вимірах дорівнювало  $n=12$ , тобто  $\Delta\varphi=\pi/6=30^\circ$ . Крок дорівнює величині подачі на 1 оберт,  $\Delta S = S_{об}$ . Для того, щоб отримати стаціонарний і статистично значимий ряд число обертів обиралося  $m = 10$ . Таким чином загальне число точок вимірів  $N = m \cdot n = 120$ .

Попередньо виконується вимір валика, що обточений на точному верстаті. Цей запис є еталонним зразком, відносно якого буде виконуватися діагностика шпindelної групи. Для діагностики зручно використовувати не криву відхилень, її інтегровану характеристику – дискретний спектр Фур'є, який дозволяє прийняти діагностичні ознаки (симптоми) 1-7. Перевищення значень розмахів слугує для діагностування відповідних елементів системи.

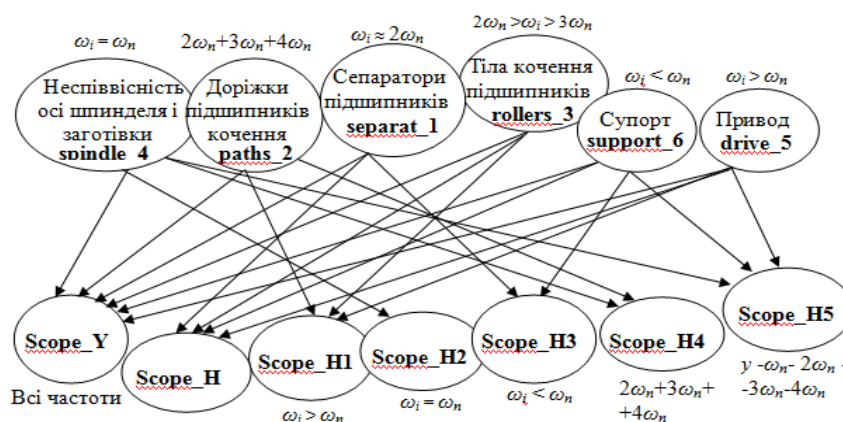


Рис. 5. Схема зв'язків по частотах можливих джерел (діагнозів) з діагностичними ознаками (симптомами)

Крім визначення коефіцієнтів розкладання в ряд Фур'є передбачене обчислення ординат  $y_1, y_2, y_3, y_{1+3}$  кривих биття і розмахів  $H_1, H_2, H_3, H_{1+3}$  биття цих кривих. Криві биття  $y_1, y_2, y_3, y_{1+3}$  являють собою суми гармонік розкладання кривої биття в ряд Фур'є. Перша складова биття являє собою суму всіх гармонік з частотами  $\omega < \omega_n$ , кількісна характеристика цієї складової – розмах  $H_1$  – узагальнена характеристика впливу похибок тіл кочення на точність обертання шпинделя. Друга складова – гармоніка з частотою  $\omega = \omega_n$ , кількісна характеристика – розмах  $H_2$  являє собою подвоєний приведенний ексцентриситет. Третя складова – сума всіх гармонік, частоти яких  $\omega > \omega_n$ , кількісна характеристика – розмах  $H_3$  – узагальнена характеристика впливу похибок форми доріжок кочення на точність обертання шпинделя, оскільки в цій області частоти зміщення осі обертання шпинделя обумовлені переважно обертанням внутрішнього кільця підшипника. Відновлена крива биття осі обертання шпинделя являє собою суму всіх гармонік спектра биття шпинделя, частоти яких  $\omega \neq \omega_n$ , її ординати  $y_1 + y_2 = y - y_2$  – кількісна характеристика розмаху  $H$  являє собою узагальнену характеристику точності обертання шпинделя.

Для конкретного об'єкту діагностики використовуються мережі Байєса (МБ). Для цього у складі програми CORREL був розроблений спеціальний модуль NetB.pas.

Матрицю навчання мережі зазвичай отримують з низки спостережень за об'єктом діагностики в процесі його роботи. При цьому фіксуються стани симптомів і відповідні їм діагнози. Але це потребує довготривалих спостережень, трудомістких процесів розбирання і збирання вузлів шпиндельної групи. Мережу можна буде все ж таки навчити ціною значних зусиль, але до того часу коли верстат фізично, або морально застаріє. До того ж процеси розбирання і збирання порушують вихідний стан об'єкту діагностики, тобто втрачається таке поняття як ексклюзивність чи неповторність об'єкту. В даній роботі пропонується навчання МБ шляхом математичного моделювання дефектів. На першому етапі записується крива биття точного вузла або нового верстата, чи верстата відновленого після його обслуговування (рис. 6). Дискретний спектр Фур'є цього коливального процесу вважається еталонним. Потім з врахуванням встановлених зв'язків на еталонну криву биття накладаються збурення по амплітудах відповідно відокремлених розмахів з імітацією шуму експерименту.

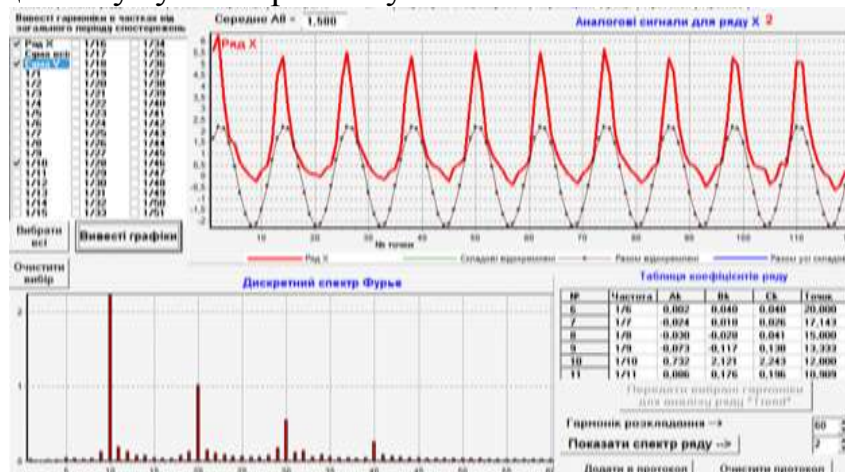


Рис. 6. Експериментальний ряд  $y_k$  биття і розмах  $H_2$  (подвоєний приведенний ексцентриситет) коливань з частотою  $\omega_n$  одного оберту і його Фур'є – розкладання.

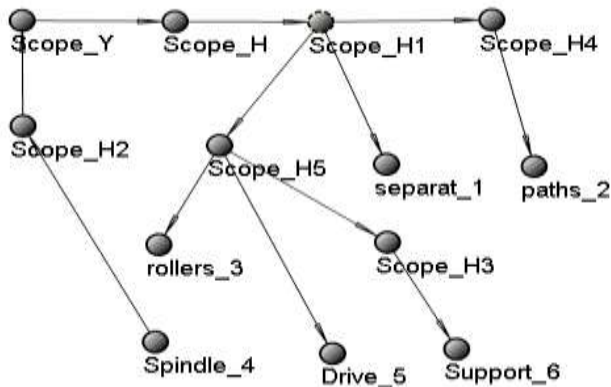


Рис. 7. Оптимальна структура БМ діагностування шпиндельної групи верстата

Генерація мережі можлива у трьох варіантах: 1) покрокове для обраного діапазону розмахів, а число циклів генерацій встановлено 1; 2) цикл для обраного діапазону розмахів, а кількість циклів генерацій встановлено більше 1; 3) автоматична генерація таблиці по всіх діапазонах розмахів з встановленим числом циклів для кожного діапазону, а число циклів генерацій встановити будь яке. Для тестової генерації таблиці навчання було обрано режими: «Автоматична генерація», число циклів генерацій 10. По генерованій таблиці

програмою VNetMaster була побудована оптимальна структура БМ (рис. 7).

Як можна бачити з попереднього аналізу, зв'язок по частотах можливих джерел похибок з діагностичними ознаками в цій БМ не однозначний. Тобто причинно-наслідкові зв'язки в цій структурі є як прямі від симптому до діагнозу, так і зворотні. Мають місце також зв'язки між симптомами (розмахами). Це не суперечить структурі взаємодій, які наведені на рис. 7. За побудованою структурою БМ було проведено діагностування для 3 випадків проявлення діагностичних ознак (симптомів). Проведений аналіз результатів дозволяє враховувати отримані результати достовірними.

**П'ятий розділ** присвячений експериментальній перевірці адекватності основних положень теоретичних розробок. Базою для експериментальних досліджень був обраний верстат мод. 16Б05П. При дослідженнях використовувалися три лабораторні установки: 1) для визначення модальних параметрів коливальної несучої системи верстата; 2) для виміру статичних навантажувальних характеристик; 3) для вібродіагностики.

На рис. 8 наведені експериментальний і відновлений програмою Signal графіки загасаючих радіальних коливань контрольної оправки шпинделя при її імпульсному навантаженні.

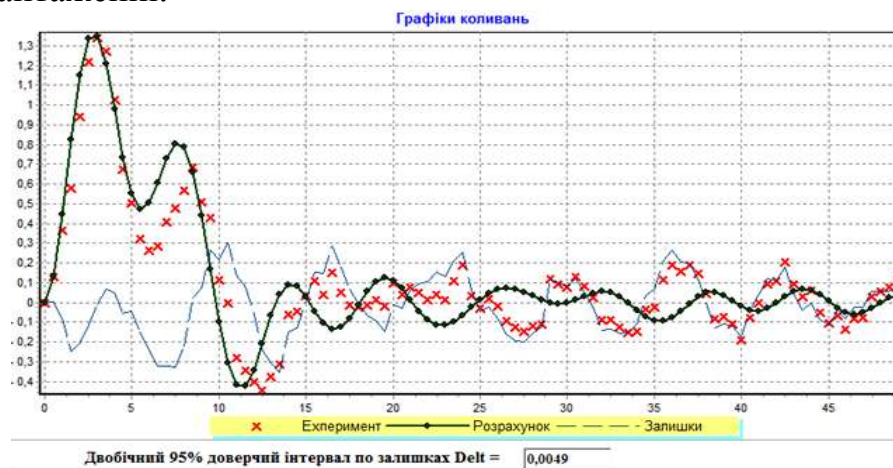
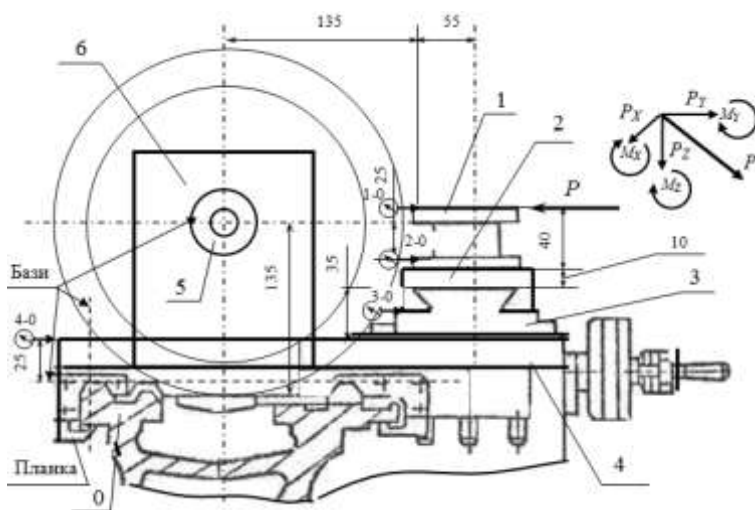


Рис. 8. Експериментальна та розрахункова (відновлена) криві коливального процесу

Час загасання коливань оцінюється величиною  $T_3 \approx 30$  мс. Аналіз результатів дозволяє зробити наступні висновки: 1) зміщена оцінка середньоквадратичної похибки апроксимації  $\sigma = 0,0073$  мкм, двобічний 95% інтервал по залишках – 0,0025 мкм. Тобто точність ідентифікації можна вважати задовільною. 2) перші дві моди з параметрами  $(\beta_i; W_i; f_i)$ : I (136,8; 1,3; 55) і II (81,95; 0,6; 81) можна віднести до мод вимушених коливань жорсткого шпинделя в опорах тому що їм притаманні найбільші значення  $\beta_i$ . 3) мода III (66,9; 0,6; 172) за набором параметрів може бути віднесена до коливальної форми податливого шпинделя. 4) моду IV (26,8; 0,1; 192) з малим значенням параметру  $W_4$  можна кваліфікувати як шум експерименту. 5) сума перших трьох мод коливань в порівнянні з експериментальною кривою підтверджує попередні висновки.

Експериментальна перевірка подібності і коінтегрованості процесів розвитку деформованості стиків



виконувалися на установці для виміру навантажувальних характеристик з обробкою результатів вимірів програмами DefStyk і ConRow. Схему навантаження і точки виміру зміщень елементів ТПС верстата показано на рис. 9.

Рис. 9. Схема навантаження і вимірів зміщень:  $P$  – навантаження; 1 – поворотний супорт; 2 – повздовжні санчата; 3 – поперечні санчата; 4 – повздовжній супорт; 5 – шпиндель; 6 – передня бабка; «Бази» – вимірювальні бази по координатах для мікрометрів

Експериментальна перевірка подібності розвитку деформацій проводилася при послідовному ослабленні натягу рейки на направляючих станини (рис. 10) на величину  $1/4$  оберту гвинтів на усій довжині прилягання. При цьому позначені покази індикаторів від бази «напрямні станини» поворотного супорту і 4-0 –

поперечного супорту. В дужках позначено ослаблення натягу гвинтів на величину оберту: (1) –  $1/4$ ; (2) –  $2/4$ ; (3) –  $3/4$ . Завдання полягало в програмній ідентифікації кривих 4-0( $i$ ) за свідченнями індикатора 4-0 з подальшим їх порівнянням із зміряними значеннями. Для порівняння приведені також свідчення індикаторів 1-2, 2-3 і 3-4 без ослаблення натягу рейки. Порівняння регресій  $R^1(p)$  з  $R^3(p)$  по величинах  $\sigma$  дозволяє відзначити статистично помітні значення  $\sigma$  для кривих 4-0( $i$ ) і для кривих 1-2, 2-3 і 3-4. При цьому відмінність значень  $\sigma$  зменшується при збільшенні порядку  $n$  поліномів подібності  $R^n(p)$ . При збільшенні порядку  $n$  до 3-х і вище за значення  $\sigma$  стають статистично не помітні. Отже, розрізняваність кривих деформації збільшується із зменшенням порядку  $n$  поліномів подібності  $R^n(p)$ . Цей же висновок можна зробити і відносно показника var. На рис. 10 наведено для порівняння графіки подібності кривих показів індикаторів 4-0(3) і 1-2 від еталону 4-0 при  $R^1(p)$ , розраховані по програмі DefStyk. Візуально бачимо, що експериментальна і відновлена криві 4-0(3) практично співпадають, тобто крива 4-



0(3) подібна еталону 4-0, в той час, як ті ж криві 1-2 суттєво розрізняються. Крива 1-2 подібна еталону 4-0.

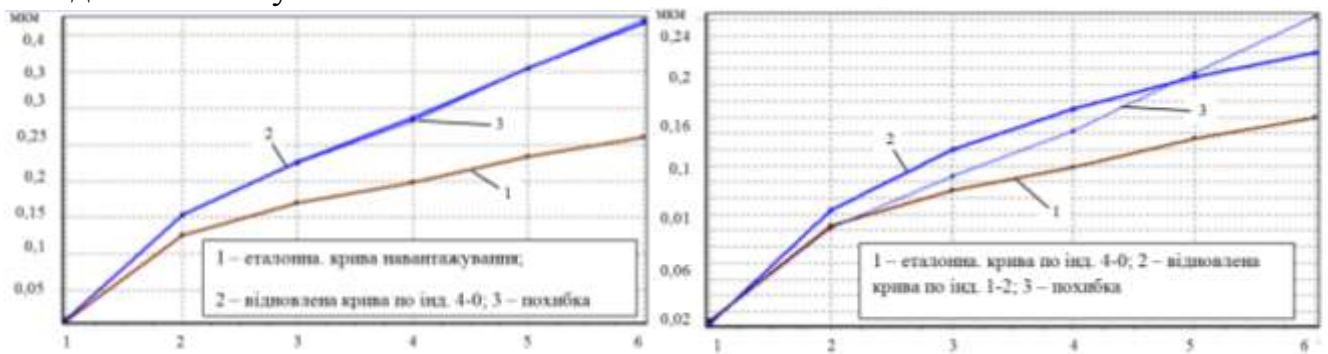


Рис. 10. Графіки подібності кривих показів індикаторів 4-0(3) та 1-2 (2) розраховані по програмі DefStyk

Експериментальна перевірка подібності і коінтегрованості процесів розвитку деформованості стиків виконувалася згідно розробленої методики за допомогою програми ConRow. Завдання полягло в програмній ідентифікації кривих 4-0(i) за свідченнями індикаторів 1-0(i) з подальшим їх порівнянням із зміряними значеннями 4-0(i). За еталонну береться пара кривих 1-0 і 4-0. При цьому ідентифікується крива 4-0(3) по зміряній кривій 1-0(3), а решта кривих, еталонних і з індексами (1), (2) є навчаючою вибіркою.

На рис. 11 представлений протокол роботи програми ConRow, з якого видно, що помилка ідентифікації кривої  $\Phi(t)$  порівняно із зміряними значеннями кривої 4-0(3) не перевищує 3,9%.

Ряд	1	2	3	4	5	6
1	0,025	0,383	0,561	0,694	0,827	0,995
2	0,028	0,412	0,600	0,758	0,900	1,101
3	0,011	0,126	0,170	0,198	0,233	0,260
4	0,011	0,148	0,205	0,254	0,305	0,360

Ряд	1	2	3	4	5	6
1	0,030	0,403	0,590	0,738	0,875	1,053
2	0,028	0,418	0,622	0,789	0,952	1,156
3	0,009	0,141	0,192	0,231	0,274	0,316
4	0,010	0,154	0,226	0,286	0,354	0,416

Точка	1	2	3	4	5	6
F(t)	0,01	0,15	0,23	0,29	0,35	0,42
$\Phi(t)$	0,01	0,16	0,22	0,28	0,33	0,40
Пох.,%	0,00	-3,90	2,65	2,10	6,78	3,85
h(t)	1,01	1,06	1,07	1,09	1,10	1,11

Траекторії впливів  $f_j(t)$  і  $u(t)$  - останній ряд для прогнозу  
 Траекторії відгуків  $F_j(t)$  і  $\Phi(t)$  - останній ряд для прогнозу  
 Вагові коефіцієнти для прогнозу  $\Phi(t)$

Модель згладжування  $\Phi[u(t)] = -0,001 + 1,060 \cdot u(t) + 0,137 \cdot u(t)^2$ ; СК похибка  $S_f = 0,003$   
 Модель згладжування  $h[u(t)] = 0,900 + 1,423 \cdot u(t) - 2,454 \cdot u(t)^2$ ; СК похибка  $S_h = 0,009$   
 Модель  $F[u(t)]$  CR(2):  $F(i+1) = 1,377 + 4,142u(i) - 7,447u(i-1)$ ; середнє залишків = 0,102; ряд залишків ВИПАДКОВИЙ  
 Модель  $h[u(t)]$  CR(2):  $h(i+1) = 4,680 + 11,389u(i) - 23,200u(i-1)$ ; середнє залишків = 0,271; ряд залишків ВИПАДКОВИЙ

Рис. 11. Протокол роботи програми ConRow

Регресійні моделі 2-го порядку згладжування кривої  $\Phi[u(t)]$  і вагової функції  $h[u(t)]$  відновлені з середньоквадратними відхиленнями відповідно 0,003 і 0,009. Відповідні коінтеграційні авторегресійні моделі CR(2) функцій  $\Phi[u(t)]$  і  $h[u(t)]$  мають випадковий характер залишків, що дозволяє судити про адекватність цих моделей. Лагова кореляція з максимальною довжиною лага 4 між кривими  $u(t)$  і  $\Phi(t)$ , тобто між кривими 1-0(i) і 4-0(i), вище за критичні значення і практично для всіх лагів близька до 1, що говорить про надзвичайно високу точність ідентифікації

(прогнозування). Основні коінтеграційні статистики на рівні значущості  $q=0,05$  також свідчать про коінтеграційний зв'язок кривих 1-0(i) і 4-0(i).

## ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі одержали вирішення задачі, спрямовані на підвищення техніко-економічних показників металорізальних верстатів шляхом вдосконалення безрозбірної діагностики стану елементів їх несучої системи. При цьому отримані наукові та практичні результати:

1. Теоретично і експериментально встановлено припущення про подібність і коінтегрованість розвитку процесів зміни деформаційних властивостей стиків токарних верстатів. Доведено, що зміна властивостей деформованості стиків по кривим «навантаження – деформація» відносно параметра  $p$  відбувається за процесом  $F(p) \sim F_e(p) R^n(p)$  пропорційно – еталонної кривої  $F_e$  і масштабуючої функції  $R^n(p)$  – поліному ступеня  $n$ . При цьому розходження кривих «навантаження – деформація» збільшується зі зменшенням порядку  $n$  поліномів подібності  $R^n(p)$ .

2. Науково обґрунтовано припущення про функціональний зв'язок (коінтеграцію) між деформаційним процесом  $u$ , який вимірюється, і прихованим процесом  $\Phi$ , який треба діагностувати. Розроблено методику і програмно-математичне забезпечення для експериментально-розрахункової оцінки і діагностики деформаційних властивостей стиків. Доведено, що характеристики «навантаження – деформація» послідовно зв'язаних елементів несучої системи коінтегровані при їх зміні у часі.

3. На основі моделювання діагностики динамічних властивостей елементів несучої системи верстату за результатами розрахунково-експериментального модального аналізу обґрунтовано, що регресори і графіки зсувів від силових чинників в стикі по координатах верстата служать деформаційним паспортом вузла верстата, на основі якого можна розраховувати і прогнозувати його вплив на точність обробки.

4. На основі розгляду Фур'є – аналізу кривої биття шпindelного вузла встановлено діагностичні ознаки похибок форми при повздовжньому точінні і зв'язки по частотах між джерелами похибок і діагностичними ознаками.

5. Вперше розроблено і апробовано матричні моделі вібраційної діагностики елементів несучої системи верстату з використанням методів на основі імовірнісних ланцюгів. Встановлені модальні і відновлені (розрахункові) параметри коливальної системи верстата, які при 4-ох модах коливань становить для коефіцієнт затухання  $\beta_i(\text{с}^{-1})$  від 123,4/105 до 30,2/25,0 і точності обробки  $W_i$  (мкм) від 1,1/0,95 до 0,06/0,12 при середньоквадратичній похибці апроксимації в межах  $\sigma = 0,0073/0,0075$ .

6. На основі експериментальних досліджень динамічної податливості елементів НС верстата за розробленою методикою встановлено високу точність ідентифікації власних частот коливань, статичної жорсткості і демпфування елементів несучої системи. Відмінність між теоретичними і експериментальними розрахунками становить 6-8%.

7. Результати досліджень впроваджені при модернізації верстатів на АТ «СКФ Україна» (публічне) (м. Луцьк), ДП «Автоскладальний завод №1» (м. Луцьк).

Результати досліджень також використовуються в навчальному процесі на кафедрі комп'ютерного проектування верстатів та технологій машинобудування Луцького НТУ при викладанні курсів лекцій «Металообробне обладнання» і «Обладнання та транспорт механообробних цехів», а також в курсовому та дипломному проектуванні.

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Четвержук Т. І. Теоретичне визначення контактних деформацій і жорсткості стиків металорізальних верстатів/ О. Ф. Гордєєв, Т. І. Четвержук // Наукові нотатки: міжвуз. зб.наук. праць. – Луцьк, 2012. – Вип. 38. – С. 45-49. *(Автором визначені вимоги щодо математичного забезпечення процесів ідентифікації деформаційних характеристик стиків)*
2. Четвержук Т. І. Методика визначення точнісної надійності вузлів верстата / О. Ф. Гордєєв, Т. І. Четвержук // Збірник наукових праць «Перспективні технології та прилади», – Луцьк, 2014 – Вип. 1 – С. 21-27. *(Автору належить розроблення методики і програмного забезпечення визначення точнісної надійності вузлів верстата)*
3. Четвержук Т. І. Розрахунково-експериментальна ідентифікація модальних параметрів елементів пружної системи верстата / Т. І. Четвержук // Тези доповідей XIV Всеукраїнської молодіжної науково-технічної конференції Машинобудування України очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво, 27-31 жовтня 2014 р.: Тези допов. – Суми: Вид-во СумДУ, 2014. – С. 104-106.
4. Четвержук Т. І. Самоподібність процесів розвитку деформованості стиків при часовій релаксації і зношенні поверхонь / О.Ф. Гордєєв, Т. І. Четвержук // Вісник Херсонського НТУ – Херсон, 2014. – Вип. 50. – С. 51-56. *(Автором розроблений принцип визначення ознак подібності процесів розвитку деформованості стиків )*
5. Четвержук Т. И. Иидентификация и моделирование деформационных свойств стыков металлорежущих станков / А. Ф. Гордєєв, П. А. Захаров, Т. И. Четвержук // Журнал «Сборка в машиностроении и приборостроении». – Москва, 2012. – Вып. 11. – С. 10-16. *(Автором визначені основні вимоги щодо математичного забезпечення процесів ідентифікації деформаційних характеристик стиків МРВ)*
6. Четвержук Т. І. Вібродіагностика верстата з використанням мереж Байєса / О. Ф. Гордєєв, Р. М. Полінкевич, Н. Т. Зубовецька, Т. І. Четвержук // Наукові нотатки: міжвуз. зб.наук. праць. – Луцьк, 2013. – Вип. 40. – С. 62-70. *(Автору належать теоретичні дослідження для побудови і автоматизованого навчання мережі Байєса)*
7. Четвержук Т. І. Характеристики і моделювання стиків несучої системи верстата / О. Ф. Гордєєв, Р. М. Полінкевич, Т. І. Четвержук, Р. П. Голодюк // Науковий журнал «Технологічні комплекси». – Луцьк, 2014. – Вип. №1(9) – С. 174-179. *(Автором проведено моделювання стиків несучої системи верстата)*
8. Четвержук Т. І. Структурні схеми гідромеханічних ланцюгів верстатів / О. Ф. Гордєєв, Р. М. Полінкевич, Т. І. Четвержук // Вісник Севастопольського національного технічного університету. – Севастополь, 2012. – Вип. 128. – С.45-48.

*(Автору належить постановка завдань теоретичних досліджень)*

9. Четвержук Т. І Демпфуюча здатність стиків металорізальних верстатів/ О. Ф. Гордєєв, Р. М. Полінкевич, Т. І Четвержук// Наукові нотатки: міжвуз. зб. наук. праць. – Луцьк, 2013. – Вип. 42. – С. 50-55. *(Автору належить теоретичне визначення впливу демпфуючої здатності стиків на динамічні характеристики верстату)*

10. Четвержук Т. И. Экспериментальное определение тепловой переходной характеристики гидростатического подшипника / А. Ф. Гордєєв, П. А. Захаров, Т. И. Четвержук // Научный вестник ТОГУ. – Хабаровск, 2013. – Вып. 2(29) – С. 117-122. *(Автором проведено частину експериментальних досліджень)*

11. Четвержук Т. І. Безрозбірна діагностика стиків металорізальних верстатів на основі самоподібності деформацій / О. Ф. Гордєєв, Т. І. Четвержук // Міжнародний збірник наукових праць «Прогресивні технології і системи машинобудування». – Донецьк, 2014. – Вип. №1(47). – С. 99-105. *(Автору належить проведення діагностики стиків металорізальних верстатів за розробленим принципом визначення ознак подібності деформованості стиків)*

12. Четвержук Т. І. Визначення зміщень елементів пружної системи верстата / О. Ф. Гордєєв, Т. І. Четвержук, Р. Філенко // Тези доповідей Міжнародної науково-технічної конференції «Сучасні напрями та перспективи розвитку технологій обробки та обладнання у машинобудуванні» Механообробка, Севастополь, 20–24 травня 2013 р.: Тези допов. – Севастополь: СевНТУ, 2013. – С. 49-50. *(Автором розроблена математична модель зміщень елементів пружної системи верстата)*

13. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 57892 Україна. Комп'ютерна програма дослідження і прогнозування розвитку коінтегрованих рядів динаміки («ConRow») / Т. І. Четвержук, О. Ф. Гордєєв; заявл. 21.02.2014; зареєстр. 26.12.2014. *(Автору належить написання комп'ютерної програми «ConRow»)*

14. Четвержук Т. І. Вплив деформації стиків на точність обробки на металорізальних верстатах / О. Ф. Гордєєв, Т. І. Четвержук // Машиностроение и техносфера XXI века. – Донецьк, 2013. – Т. 1, – С. 153-157 *(Автору належить участь у постановці теоретичних досліджень по встановленню функціональних залежностей деформації стиків на точність обробки)*

15. Четвержук Т. І. Вплив стиків несучої системи верстата на точність і продуктивність обробки / О. Ф. Гордєєв, Т. І. Четвержук // Матеріали III-ої міжнародної науково-практичної конференції ТК-2014 «Прогресивні напрями розвитку технологічних комплексів». Збірник наукових праць. – 2014. – Луцьк: ЛНТУ, 2014. – С 20-22. *(Автору належить аналіз та постановка теоретичного дослідження впливу стиків несучої системи верстата на продуктивність оброблення)*

16. Четвержук Т. І. Вплив якості поверхневого шару на експлуатаційні характеристики деталей і вузлів верстатів / Т. І. Четвержук // Наукові нотатки: міжвуз. зб.наук. праць. – Луцьк, 2013. – Вип. 43. – С. 241-244.

## **АНОТАЦІЯ**

Четвержук Т. І. Підвищення ефективності діагностики стикових з'єднань токарних верстатів. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.03.01 – процеси механічної обробки, верстати та інструменти. – Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Тернопіль, 2015.

Робота присвячена розробці ефективних методів діагностування стану елементів несучої системи металорізального верстату, зокрема нерухомих і рухомих стиків з урахуванням процесів зношування і припрацювання.

Встановлено, що деформаційні характеристики «навантаження – деформації» (НД) у стиках елементів несучих систем (НС) верстатів розвиваються у часі подібно, а характеристики (НД) одного й того ж стику змінюються коінтегровано. Це дає можливість ідентифікувати стан елементів НС на основі методів розпізнавання і тим самим підвищити ефективність діагностики верстатів.

Розроблено метод експериментально-розрахункової ідентифікації динамічної податливості і модальних параметрів елементів НС верстата за імпульсною характеристикою в зоні навантаження.

Розроблено методику вібродіагностики з використанням мережі Байєса (БМ), при якій побудова і навчання БМ виконується методом математичного моделювання.

Експериментальна перевірка основних теоретичних положень виконувалася на токарному верстаті мод. 16М05А.

Ключові слова: стик, несуча система, навантаження, деформація, вібродіагностика, динамічна податливість.

## АННОТАЦІЯ

Четвержук Т. И. Повышение эффективности диагностики стыковых соединений токарных станков. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.03.01 – процессы механической обработки, станки и инструменты. – Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя, Тернополь, 2015.

Работа посвящена разработке эффективных методов диагностики состояния элементов несущей системы металлорежущего станка, в частности неподвижных и подвижных соединений с учетом процессов износа и приработки.

Установлено, что деформационные характеристики «нагрузка – деформации» («НД») в стыках элементов несущих систем (НС) станков развиваются во времени подобно, а характеристики («НД») одного и того же стыка меняются коинтегрировано. Это дает возможность идентифицировать состояние элементов НС на основе методов распознавания и тем самым повысить эффективность безразборной диагностики станков.

Разработан метод экспериментально-расчетной идентификации динамической податливости параметров элементов НС станка с импульсной характеристикой в зоне нагрузки.

На основании моделирования диагностики динамических свойств элементов несущей системы станка по результатам расчетно-экспериментального модального

анализа обосновано, что регрессоры и графики смещений от силовых факторов в стыке по координатам станка служат деформационным паспортом узла станка, на основе которого можно рассчитывать и прогнозировать его влияние на точность обработки.

Предложенная методика моделированием баланса смещений дает возможность диагностировать износ узла и другие процессы малой скорости без его разборки.

Реализованы принципы машинного моделирования позволяет уменьшить общие расходы и время на обеспечение технологической надежности станка в процессе его эксплуатации.

Разработана методика вибродиагностики с использованием сети Байеса (СБ), при которой построение и обучение СБ выполняется методом математического моделирования.

Экспериментальная проверка основных теоретических положений выполнялась на токарном станке мод. 16М05А.

Ключевые слова: стык, несущая система, нагрузка, деформация, вибродиагностика, динамическая податливость.

## ANNOTATION

Chetverzhuk T.I. Increasing of efficiency diagnostics of joints of lathes. Manuscript.

Thesis for a scientific degree of candidate of engineering sciences on a specialty 05.03.01 – processes of machining, machine tools and tools. – Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University, Ternopil, 2015.

The work deals with the development of effective methods of diagnosing the state of the elements of the support system of the machine tool, in particular fixed and mobile connections with allowance for wear and running.

It is set that deformation descriptions, «loading – deformation» («LD») in the joints of elements of the bearings systems (BS) of machine-tools develop in time evolve over time like, and descriptions of «LD» of the same joint change is cointegrated. It enables to identify the state of elements of BS on the basis of methods of recognition and volume to promote efficiency of without demountable diagnostics of machine-tools.

A method is developed experimentally – to calculation authentication of dynamic pliability and modal parameters of elements of BS of machine-tool to on by impulsive description in the area of ladening.

The method of vibrodiagnostics is developed with the use of network of Bayes (NB), in which a construction and teaching of NB is executed the method of mathematical design.

Experimental verification of substantive theoretical provisions was performed on the lathe 16M05A.

Keywords: joint, bearing system, loading, deformation, vibrodiagnostics, dynamic pliability.