

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

3. Тарасов Л.В. Лазери і їх застосування. / Тарасов Л.В. Навчальний посібник для ПТУ. М.: Радіо і зв'язок, 1983.
4. Основи охорони праці. / В. В. Березуцький, Т. С. Бондаренко, Г. Г. Валенко та ін. - За заг. ред. В. В. Березуцького. Навч. посіб. – 2-ге вид., перероб. і доп. – Х.: Факт, 2007. – 480 с.
5. Геврик Є. О. Охорона праці: Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. / Геврик Є. О. - К.: Ельга, Ніка-Центр, 2003. - 280 с.
6. Москальова В. М. Основи охорони праці. Підручник. / Москальова В. М./ - К.: Професіонал, 2005.- 666 с.

УДК 621.906

Гордєєв О.Ф., Четвержук Т.І.

Луцький національний технічний університет

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ТОЧІСНОЇ НАДІЙНОСТІ ВУЗЛІВ ВЕРСТАТА

Стики в верстатних системах визначають до 80% точнісну надійність верстата. В роботі викладені підходи щодо оцінки стиків на якісні показники верстатної системи(ВС). Запропонована математична модель ідентифікації впливу стиків на похибку обробки. Розроблено програмне забезпечення STYK, яке дозволяє визначати диференційний вплив всіх стиків на точність обробки.

Розглянута методика моделювання та автоматизації процесів ідентифікації деформаційних характеристик стиків металорізальних верстатів за їх характеристикам в технологічному робочому просторі. Реалізований принцип дозволяє зменшити загальні витрати і час на забезпечення технологічної надійності верстата в процесі його експлуатації. Запропонована методика визначення балансу зміщень елементів пружної системи забезпечує зручну і надійну ідентифікацію деформаційних властивостей стиків вузлів верстата.

Ключові слова: надійність, жорсткість, похибка, стик, моделювання, ідентифікація, деформації, баланс.

Стыки в станочных системах определяют до 80 % точностную надежность станка. В работе изложены подходы к оценке стыков на качественные показатели станочной системы (СС). Предложенная математическая модель идентификации влияния стыков на погрешность обработки. Разработано программное обеспечение STYK, которое позволяет определять дифференциальное влияние всех стыков на точность обработки.

Рассмотренная методика моделирования и автоматизации процессов идентификации деформационных характеристик стыков металлорежущих станков, по их характеристикам в технологическом рабочем пространстве. Реализованный принцип позволяет уменьшить общие затраты и время на обеспечение технологической надежности станка в процессе его эксплуатации. Предложенная методика определения баланса смещений элементов упругой системы обеспечивает удобную и надежную идентификацию деформационных свойств стыков узлов станка.

Ключевые слова: надежность, жесткость, погрешность, стык, моделирование, идентификация, деформации, баланс.

The joints in machine tool system determine the accuracy to 80 % reliability of the machine. The article approaches in evaluating joints on quality indicators Machining System (MS). A mathematical model to identify the influence of joints on error processing. The software STYK, which allows to determine the differential impact of all joints for precision machining.

The technique of modeling and automated identification of deformation behavior of joints of machine tools for its technological characteristics of the workspace. Realized principle can reduce overall costs and time to ensure the technological reliability of the machine during its operation. The proposed method of determining the balance shifts elements elastic system provides a convenient and reliable identification of the deformation properties of joints nodes machine.

Keywords: reliability, rigidity, accuracy, joint, modeling, identification, strain, balance.

Постановка проблеми. Розглянемо проблему на прикладі визначення погрішності розміру деталі при обробці різцем з револьверного супорта на токарно-револьверному автоматі мод. 1Б118. Для аналізу використаємо результати дослідження технологічної надійності токарно-револьверних

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

автоматів мод. 1Б118 Мелітопольського верстатобудівного заводу, які наведені в роботі А.С. Пронікова.

Оскільки більшість робіт, що виконуються на автоматах, проводяться інструментом з револьверного супорта, то необхідно знати величину віджимання каретки револьверного супорта в різних напрямках.

На жорсткість револьверних супортів нових верстатів впливають зазори в місцях сполучення направляючих і каретки, жорсткість деталей (клин і підтримуючі планки), що легко деформуються, чистота і точність обробки зв'язаних деталей і якість складальних робіт.

При перевірці револьверних супортів на 25 верстатах було встановлено розсіяння жорсткості. При перевірці сумарної жорсткості вузлів автомата (шпиндель—суппорт) по ГОСТ 1178—65 виходить значення жорсткості для декількох вузлів одночасно, а не кожного окремо, що утрудняє підвищити жорсткість окремого вузла. Крім того, комплексна перевірка виключає цанговий затиск, що робить великий вплив на жорсткість вузла шпинделя.

Основний зміст дослідження. Жорсткість автоматів в роботі визначалася по методиці точіння ступінчастого валу (виробничий метод). Для визначення жорсткості верстатів виробничим методом застосовується жорстке облямовування, деформаціями якого нехтують. Тому оброблювану деталь використовують для визначення жорсткості технологічної системи. При дослідженні жорсткості автоматів віджимання деталі враховані, а жорстке облямовування замінене оброблюваним прутком діаметром 18 мм. Силу різання і жорсткість при виробничому методі визначають по емпіричних рівняннях. Цей метод забезпечує можливість достатньо точно визначати сили різання, а динамічну жорсткість j_d системи в радіальному напрямі можна визначити з рівняння

$$J_{\partial} = \frac{P}{\Delta} = \frac{2(P_{y2} - P_{y1})}{D_2 - D_1} \quad (1)$$

де Δ - деформація вузла; P_{y2} — сила різання при глибині різання $t_2 = 2,1$ мм; P_{y1} — сила різання при глибині різання $t_1 = 0,1$ мм; D_2 — фактичний діаметр валу після проточування при глибині різання $t_2 = 0,1$ мм; D_1 — фактичний діаметр валу після проточування при глибині різання $t_1 = 2,1$ мм.

Збільшення радіальної сили різання при зміні глибини різання від $t_1 = 0,1$ мм до $t_2 = 2,1$ мм веде до збільшення віджимань всіх ланок технологічної системи, у тому числі і тарованого облямовування з різцем, а отже, і збільшенню діаметру D_2 оброблюваної сходинки. Динамічна жорсткість верстата в роботі нижче сумарною (шпиндель—револьверний супорт) статичною і складає $j_d = 2,60$ Н/мкм при $j_{ст} = 4,12$ Н/мкм.

Зв'язок статичної і динамічної жорсткості може бути виражена через коефіцієнт динамічності K :

$$K = j_{cm} / j_{\partial} \quad (2)$$

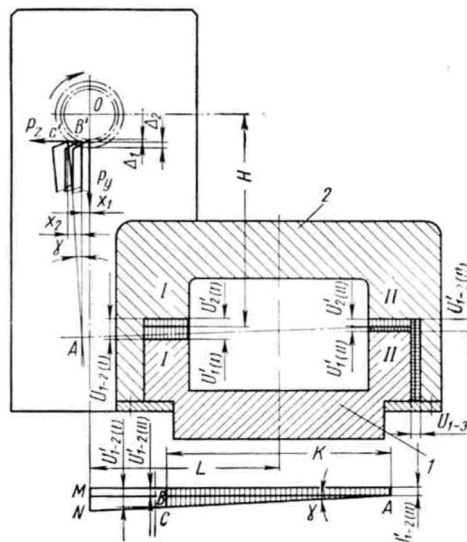


Рис. 1. Схема визначення погрішності розміру деталі при обробці різцем з револьверного супорта: 1 — станина верстата; 2 — каретка револьверного супорта; I — передні горизонтальні направляючі станини і каретки; II — задні горизонтальні направляючі станини і каретки.

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

Динамічні віджимання системи більше статичних, тому коефіцієнт динамічності $K > 1$. Залежно від режиму різання геометрії і способу кріплення деталі коефіцієнт динамічності може змінюватися від 1,25 до 1,9. При дослідженні жорсткості шпинделя встановлено, що радіальна жорсткість шпинделя з урахуванням підшипників і цангового затиску знаходиться в межах $j_{ш} = 7,0$ Н/мкм. Радіальна і осьова жорсткість безпосередньо шпинделя відповідно складають 3,0—4,0 і 7,15—7,5 Н/мкм. Радіальна жорсткість вузла шпинделя унаслідок наявності цангового затиску змінюється у великих межах за один оборот (від 1,4 до 2,5 разу) і складає 1,25 — 1,85 Н/мкм.

Дослідження показали, що на втрату точності верстатів від зношення при експлуатації залишається 20—25% допуску. При експлуатації автоматів резерв точності дуже малий і буде скоро витрачений і автомат почне давати відмови по точності. Це дозволило зробити висновок про те, що для підвищення точності нових автоматів і тривалого її збереження при експлуатації необхідно в першу чергу підвищити точність виготовлення автоматів з посилюванням приймальних норм точності на 30—35%, а існуючу методику перевірки сумарної статичної жорсткості вузлів верстата згідно Гост 1178—65 слід доповнити повузловою перевіркою з посилюванням допустимих віджимань.

Таким чином, бачимо:

1) похибка обробки визначається ланцюгом із чотирьох послідовно з'єднаних сполучень: а) горизонтальні направляючі станини - каретка корпусу револьверного супорта, б) револьверний супорт — опори револьверної головки, в) втулка фіксатора револьверної головки - фіксатор; г) шпindelний вузол (ШВ);

2) похибка обробки визначається для трьох параметрів в статичному режимі: діаметрального розміру, погрішностей форми у повздовжньому і поперечному перерізах, але в залежності від мети випробувань кількість їх може збільшуватися;

3) похибки обробки змінюються з часом із-за зносу сполучених поверхонь стиків і змінюються від умов різання (сили, вібрації тощо);

4) похибки стиків та їх деформації по різному впливають на усі види похибок обробки, як за величиною, так і за характером цього впливу.

Аналіз результатів розглянутого дослідження дозволяє констатувати наступне:

1) регламентована проста стандартна перевірка сумарної жорсткості вузлів верстата дозволяє отримати значення сумарних похибок і жорсткості для декількох вузлів одночасно, але вона утрудняє визначення внеску кожного окремого вузла у загальний баланс, тобто «слабких місць» ТПС;

2) для підвищення точності нових верстатів і тривалого її збереження при експлуатації необхідно в першу чергу підвищити точність їх виготовлення з посилюванням приймальних норм точності на 30—35%, а існуючу методику перевірки сумарної статичної жорсткості вузлів верстата згідно Гост 1178—65 слід доповнити повузловою перевіркою з посилюванням допустимих віджимань;

3) пружні деформації елементів ТПС та знос спряжень досить задовільно визначаються за допомогою існуючих методик їх аналітичного розрахунку;

4) прогнозування точнісної надійності в процесі експлуатації верстатів вимагає регулярного проведення трудомістких і дорогих експериментальних випробувань, що знижує їх ефективність.

Це визначає напрямок вдосконалення загальної методики досліджень, який можна позначити наступним:

методика повинна бути зручною і не трудомісткою;

методика повинна дозволяти визначення внеску кожного окремого стику ТПС у загальний баланс погрішностей;

методика повинна мінімізувати витрати на проведення експериментальних випробувань;

методика повинна бути ефективною і гарантувати необхідний рівень достовірності і точності прогнозування технологічної надійності верстата в процесі його експлуатації.

Обґрунтування припущень і методики: Методика, яка пропонується, ґрунтується на теорії особливостей (В.І. Арнольд) і теорії фракталів (Б. Мандельброт і А.Д. Морозов). Розглянемо такий приклад.

Нехай маємо L стиків Sl , $l = \overline{1, L}$, які знаходяться у розмірному ланцюзі впливу на кінцеву узагальнену сумарну похибка Y (розмір, похибка форми, шорсткість поверхні, тощо) і які характеризуються діаграмами віджимань $y_l(p_i)$, $l = \overline{1, L}$; $i = \overline{1, I}$, де p_i – дискретні рівні навантажень з постійним кроком $\Delta p_i = \text{const}$ прирощення навантаження таким що $p_{i+1} = p_i + \Delta p$. Тут

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

мається на увазі, що навантаження є узагальненими і можуть мати різноманітну природу (сила різання, температурний тиск, амплітуда вібрацій тощо). До того ж вони приведені до точки технологічної системи верстата (ТСВ), в якій визначається кінцева похибка Y , а навантаження, що прикладені до 1 – го стику, перераховуються за передатнім числом розмірного ланцюгу, як це показано на рис. 1.

Початкова діаграма віджимань після макроприроблення поверхонь стику може бути достатньо точно апроксимованою регресією поліномом ступеню k :

$$\hat{y}_l(p) = b_{l0} + b_{l1}p + b_{l2}p^2 + \dots + b_{lk}p^k \delta(p), \quad (3)$$

де b_{lk} – коефіцієнт при члені k -го порядку в регресії оцінки віджимань $\hat{y}_l(p)$ в 1 – му стику; $\delta(p)$ – адитивна помилка регресії $\hat{y}_l(p)$.

Поведінка кожного 1 – го стику схильна до певних змін, які відбуваються або у часі (знос, прироблення, тощо), або по положенню (зміна схеми навантаження в процесі обробки, положення сили різання, тощо) із дискретним кроком спостережень Δt , $r = \overline{1, R}$. Величина цих змін власне притаманна для поверхонь кожного 1 – го стику, і вона може описуватися теоретичною, або регресійною залежністю вигляду:

$$\hat{z}_l(r) = c_l^{(0)} + c_l^{(1)}r + c_l^{(2)}r^2 + \omega(r), \quad (4)$$

де $c_l^{(j)}$ – коефіцієнт регресії (або апроксимації) тренду $\hat{z}_l(r)$ порядку 0, 1, 2 (індекс у знаменнику) за номером поточного кроку r у рядах динаміки, $r = \overline{1, R}$; $\omega(r)$ – адитивна помилка регресії $\hat{z}_l(r)$.

Таким чином, оцінка $\Delta \hat{Y}_l$ внеску стику Sl в узагальнену похибку Y із врахуванням (1) і (2) становить:

$$\Delta \hat{Y}_l = \eta_l \cdot \hat{z}_l(r) \cdot \hat{y}_l(p), \quad (5)$$

де η_l – коефіцієнт передавання похибки 1 – го стику, який визначається із розмірного ланцюга.

При адитивному додаванні погрішностей від 1 стиків оцінка загальної погрішності $\Delta \hat{Y}$ визначиться із формули:

$$\hat{Y}(p, r) = \sum_{l=1}^L \Delta \hat{Y}_l(p, r) = \sum_{l=1}^L \eta_l \cdot \hat{z}_l(r) \cdot \hat{y}_l(p). \quad (6)$$

При обробці на верстаті партії деталей можемо отримати усереднене спостережене значення погрішності $Y(p)$ при навантаженні p і конкретному значенні r , або, якщо ввести спостереження у часі t , то маємо часовий ряд $Y(p, r)$.

Постає питання, яким чином із (6) отримати значення $\Delta \hat{Y}_l(p, r)$, тобто визначити внесок кожного 1–го стику у загальний баланс Y похибки обробки? У такій постановці завдання набуває вигляду задачі ідентифікації $\Delta \hat{Y}_l(p, r)$. На основі її розв'язування можна ставити завдання як прогнозування технологічної надійності верстата, так і діагностики стану його стиків.

З цього погляду, процес деформацій ПС МРВ, якій досліджується уявляється як класична «чорна скринька», а головною задачею дослідження є виявлення функціональних зв'язків між вхідними і вихідними сигналами цього об'єкту у вигляді (рис. 2).

У загальному випадку навантаження p_l можуть діяти по різних координатах, впливаючи на той самий параметр точності Y . Так, при обробці різцем з револьверного супорта на стик горизонтальних направляючої станини і каретки діють 6 загальних силових фактора: три складових сили різання і три моменти від сил різання по координатах.

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

Позначимо координату впливу силового фактору індексом «і». Тоді сумарну похибка від дії силового фактору Р по усіх координатах на усі S_l стики розмірного ланцюгу можна визначити із формулі:

$$Y = \sum_{i=1}^I Y_i = \sum_{i=1}^I W_i(p_{1i} + p_{2i} + \dots + p_{Li}) = \sum_{i=1}^I w_{1i}(p_{1i}) + w_{2i}(p_{2i}) + \dots + w_{Li}(p_{Li}) = \sum_{i=1}^I \sum_{l=1}^L w_{li}(p_{li}), \quad (7)$$

де p_{li} - силові фактори в стиках S_l від впливу Р по і – ої координаті; w_{li} - складова похибки у стикі S_l від впливу Р по і – ої координаті; Y_i - складова результуючої похибки від впливу Р по і – ої координаті; Y - сумарна похибка від впливу Р по усіх координатах; w_{li}(p_{li}) - оператор перетворення силового фактору p_{li} у стикі S_l в складову y_{li} похибки Y_i.

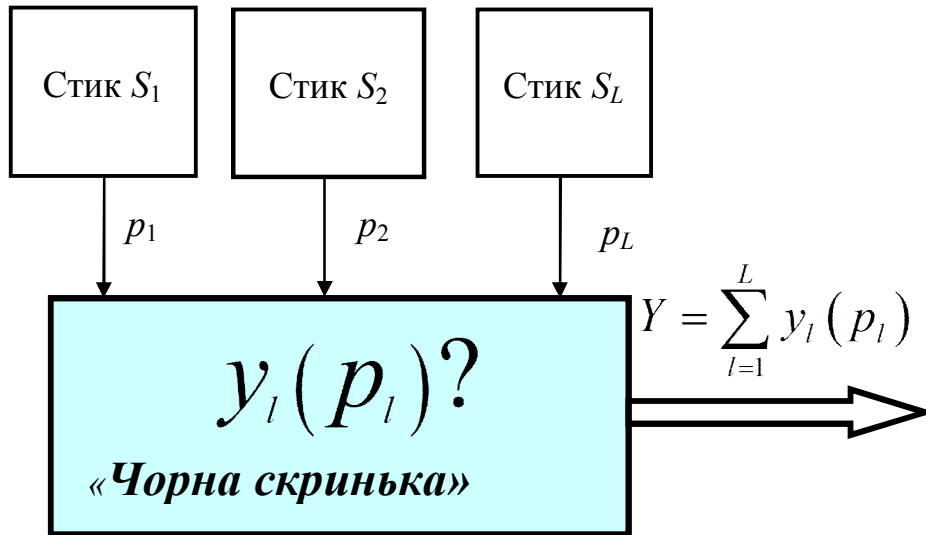


Рис. 2. Початкова структурна схема розв'язування задачі виявлення впливу навантажень p_l у стиках верстата на сумарну похибка Y

З метою зменшення інформаційної ентропії «чорної скриньки» проводиться декомпозиція загальної задачі за параметрами та за структурою. На відміну від вихідної структури (рис. 2), в якій вихідний сигнал у містить змішаний вплив вхідних сигналів p₁, p₂, ..., p_L, на наступному етапі сигнали у поділяються, але кожен з сигналів y_l, l = $\overline{1, L}$ також містить змішаний вплив вхідних сигналів p₁, p₂, ..., p_L. Тобто Y_i формується сума складових погрешностей y_{li} усіх стиків S_l від впливу Р по кожній і – ої координаті.

Після декомпозиції початкової задачі із врахуванням багатокоординатності впливу Р структурна схема на рис. 2 прийме вигляд рис 3.

Для ідентифікації «чорної скриньки» у тому вигляді, який наданий на рис. 2 було розроблено спеціальну методику, яка заснована на трьох основних припущеннях:

1) складова похибки y_{li}, які виникають в S_l від впливу Р по кожній і – ої координаті є незалежними;

2) відсутні змішанні впливи окремих факторів 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 фактору Р по усіх координатах на усі S_l стики розмірного ланцюгу можна визначити як просту суму з (5).

Разом з допущеннями вводяться також додаткові умови:

процес, що вивчається, є динамічним, тобто

$$p_{li} \equiv p_{li}(t); y_{li} \equiv y_{li}[\mathbf{x}(t)], l = \overline{1, L}, i = \overline{1, I} \quad (8)$$

де t – час, або параметр, якій пов'язаний із дискретним параметром г; процес не є марковським, тобто має так звані властивості післядії.

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

Ці припущення і додаткові умови є такими, що спостерігаються у реальності, і вони дозволяють побудувати математичну модель ідентифікації у вигляді системи лінійних ортогональних рівнянь.

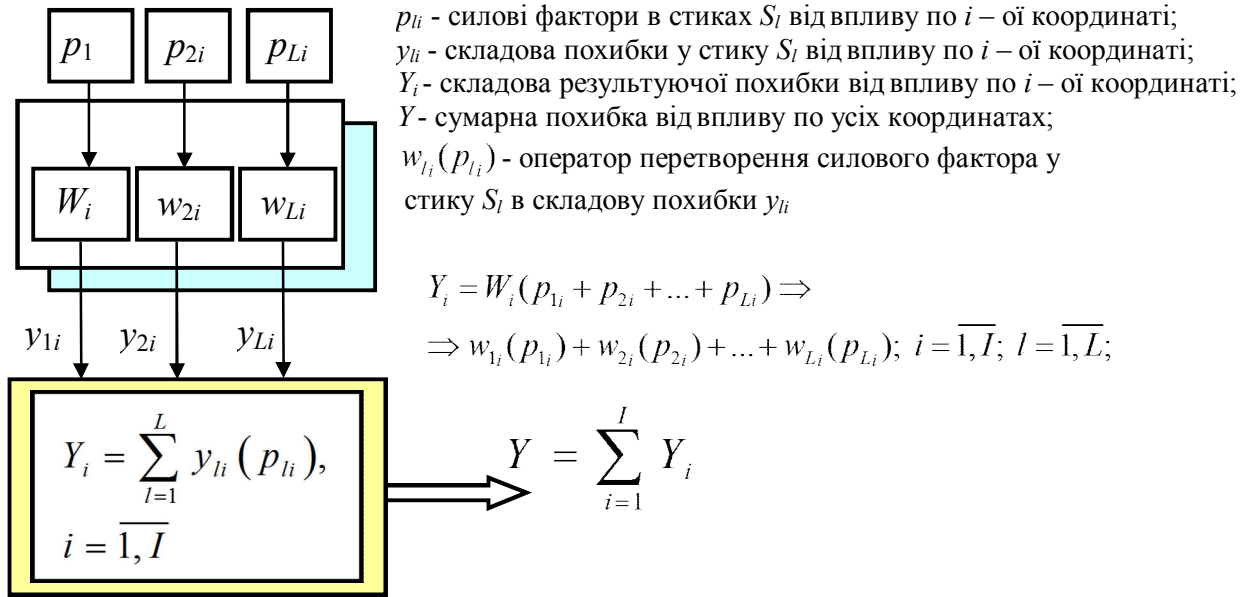


Рис. 3. декомпозиція структурної схеми розв'язування задачі виявлення впливу навантажень P_{li} у стиках верстата на сумарну похибка Y .

Основна ідея, яка покладена у методику, є у тому, $p_{li}(t)$ має власні особливості, тобто крива зміни $p_{li}(t)$ має якби мовити власну фрактальність. Природно вважати, що ця фрактальність відобразиться із власним, притаманним тільки їй, спотворенням на складову похибку $y_{li}[p_{li}(t)]$ у стикі S_l за перетвореннями $w_{li}[p_{li}(t)]$. Залишається тільки підібрати згідно прийнятим припущенням і додатковим умовам найбільш вдали перетворення $w_{li}[p_{li}(t)]$ для формули (6).

Математична модель процедури визначення балансу зміщень. У процесі моделювання за базисну математичну модель була прийнята загальна формула обчислення сумарної похибки у вигляді:

$$\hat{Y} = \sum_{l=1}^L \sum_{i=1}^I \left(c_{li}^{(0)} + c_{li}^{(1)} r + c_{li}^{(2)} r^2 \right) \cdot y_{li}^p(p_{li}), \quad (9)$$

де $c_{li}^{(\zeta)}, \zeta = 0, 1, 2$ - коефіцієнти тренду (по r) залежних змінних порядку l за номером точки r у ряду динаміки, $r = \overline{1, R}$; $y_{li}^p(p_{li})$ - розрахункові залежні змінні, складові похибки у стикі S_l від впливу по i - ої координаті; p_{li} - факторні (незалежні) змінні - силові фактори в стиках S_l від впливу по i - ої координаті.

Залежні змінні $y_{li}^p(p_{li})$ отримуються із нелінійної регресії x_j на y_k аналізом спостережених даних у вигляді поліноміальної моделі k - го порядку.

Відповідно до структурної схеми декомпозиції (див. рис. 3) ідентифікація математичної моделі виконується поетапно для кожної i - ої координати навантаження P_i . Ціль її - визначення модальних параметрів

$c_{li}^{(\zeta)}$, які враховують тренд регресії $y_{li}^p(p_{li})$ вигляду (9) шляхом мінімізації суми

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

квадратів відхилень $y_{li}^p(p_{li})$ від його спостереженого значення $y_{li}(p_{li})$ за період $1, 2, \dots, R$, що аналізується за критерієм МНК:

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

Підбір коефіцієнтів $c_{li}^{(\zeta)}$ проводиться за фрактальними особливостями фактичних значень $y_{li}(p_{li})$. У даному випадку мінімізація проводиться з використанням скалярної функції (7), а найкраще наближення визначається шляхом пошуку мінімуму цієї функції в просторі параметрів $c_{li}^{(\zeta)} \in D_{li}$.

Допустима область рішень D_i для кожного i – ої координати являє собою множину точок $\overline{c_{kj}^{(\zeta)}} = \left(c_{li}^{(0)}, c_{li}^{(1)}, c_{li}^{(2)}; l = \overline{1, L} \right); i = \overline{1, I}$ із $3L$ - вимірного простору параметрів E^{3L} .

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

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

Таким чином задача зводиться до багатопараметричної задачі умовної мінімізації з досить складною поверхнею пошуку, для якої не можна застосувати жодного аналітичного методу розв'язування. Тому для ідентифікації параметрів моделі використовується обчислювальна процедура, що одержала назву методу комплексів (метод Бокса), яку довелося модифікувати з умовами особливості даної задачі.

Висновки:

викладені методичні підходи до оцінки впливу стиків на якісні показники технологічної системи;

розроблено математичну модель ідентифікації впливу окремих стиків на похибка верстата при конкретному технологічному процесі;

розроблено та обґрунтовано доцільність використання програмного забезпечення Styk, яке дозволяє визначати диференційний вплив усіх стиків на точність обробки, та на основі результатів моделювання прогнозувати технологічну надійність, діагностувати стан стиків, та пропонувати заходи щодо вдосконалення властивостей пружної системи верстата.

Інформаційні джерела

1. Демкин Н.Б. Контактное шероховатых поверхностей. М.: Изд-во «Наука», 1962. – 246 с.
2. Кудинов В.А. Динамика станков. М.: машиностроение, 1967 – 360 с.
3. Рыжов Э.В. Контактная жесткость деталей машин. М.: Машиностроение, 1966. – 163с.
4. Пуш А. В. Шпиндельные узлы. Качество и надежность. М.: Машиностроение, 1992 – 288 с.

УДК 681.31:621.941.236

В.Ю. Денисюк

Луцький національний технічний університет

МОДЕЛЮВАННЯ ЗВ'ЯЗКІВ ПАРАМЕТРІВ МІКРОРЕЛЬЄФУ ПОВЕРХНІ З ТЕХНОЛОГІЧНИМИ ЧИННИКАМИ ФОРМОУТВОРЮЮЧИХ ТОКАРНО-АВТОМАТНИХ ОПЕРАЦІЙ

Наведено методику моделювання процедур формоутворення поверхонь для забезпечення характеристик якості деталей, що дозволяє вирішувати серію прикладних задач з розробки і оптимізації технології точіння заготовок типу тіл обертання на токарно-автоматних операціях.