

КИНЕМАТИКА ШЛИФОВАЛЬНЫХ РОБОТОВ-СТАНКОВ
НА ОСНОВЕ МЕХАНИЗМОВ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ

Аймен Сабах (каф. ТМ и М, ОНПУ, г. Одесса, Украина)

Введение. Процессы обработки на трудных и уникальных металлорежущих станках характеризуются значительными колебаниями параметров заготовок, изменением свойств несущей системы станков, геометрии резания и т.п. Благодаря широким технологическим возможностям при обработке деталей сложной формы и геометрии механизмы с параллельной структурой (МПС) позволяют обрабатывать сложные поверхности с высокими показателями точности [1].

Постановка задачи. Критериальными условиями при проектировании роботов-станков являются моделирование функциональных движений МПС для обеспечения необходимых траекторий режущего инструмента с заданными кинематическими параметрами и возможность отработки одной и той же траектории за различные промежутки времени. Необходимо разработать методику и алгоритм определения кинематических параметров звеньев платформы при отработывании циклического процесса шлифования конической поверхности.

Математическая модель геометрии движений МПС. Представителем МПС таких роботов-станков есть гексапод на основе платформы Стюарта, который выполнен на базе мехатронных модулей поступательного перемещения (рис. 1) [2].

Координаты точек A_i неподвижной основы в базисе $OXYZ$ и точек B_i платформы в подвижном координатном базисе $SX_2Y_2Z_2$, связанном с платформой, во время движения платформы не меняются

$$\begin{pmatrix} {}^0A_{1,6} & {}^0A_{2,3} & {}^0A_{4,5} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} r_A & -r_A \cos 60^\circ & -r_A \cos 60^\circ \\ 0 & r_A \cos 30^\circ & -r_A \cos 30^\circ \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad (1)$$

$$\begin{pmatrix} {}^SB_{1,2} & {}^SB_{3,4} & {}^SB_{5,6} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} r_B \cos 60^\circ & -r_B & -r_B \cos 60^\circ \\ r_B \cos 30^\circ & 0 & -r_B \cos 30^\circ \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}. \quad (2)$$

При нулевых значениях обобщенных координат соответствующие оси систем $SX_2Y_2Z_2$ и $S_0X_0Y_0Z_0$ совпадают. Координаты точек B_i платформы в неподвижном базисе

$${}^0B = D_{O,S_0} \cdot D_{S_0,S} \cdot {}^SB = D_{O,S} \cdot {}^SB; \quad D_{O,S_0} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & x_{S_0} \\ 0 & 1 & 0 & y_{S_0} \\ 0 & 0 & 1 & z_{S_0} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}, \quad (3)$$

$$D_{S_0,S} = \begin{pmatrix} \frac{R}{0} & \frac{R}{0} & \frac{R}{0} & \frac{t_S}{1} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}; \quad R = \begin{pmatrix} c_6 & -s_6 & 0 \\ s_6 & c_6 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & c_B & -s_B \\ 0 & s_B & c_B \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} c_\Gamma & 0 & s_\Gamma \\ 0 & 1 & 0 \\ -s_\Gamma & 0 & c_\Gamma \end{pmatrix}, \quad t_S = \begin{pmatrix} t_x \\ t_y \\ t_z \end{pmatrix}, \quad (4)$$

где D_{O,S_0} – матрица перехода от системы координат $OXYZ$ к системе $S_0X_0Y_0Z_0$ (начальное положение платформы); $x_{S_0}, y_{S_0}, z_{S_0}$ – координаты центра S_0 в неподвижной системе $OXYZ$; $D_{S_0,S}$ – матрица перехода от системы $S_0X_0Y_0Z_0$ к системы $SX_2Y_2Z_2$; R – матрица суммарного поворота; t_S – матрица параллельного переноса от неподвижного базиса $S_0X_0Y_0Z_0$ к подвижному базису $SX_1Y_1Z_1$; для удобства запись обозначена $c_\alpha = \cos \alpha, s_\alpha = \sin \alpha, c_\beta = \cos \beta, s_\beta = \sin \beta, c_\gamma = \cos \gamma, s_\gamma = \sin \gamma$. Приняты следующие параметры: $r_{AB}=1,0$ м; $r_S=0,5$ м; $r_C=0,3$ м; $x_0=0$; $y_0=0$; $z_0=0,5$ м.

Параметрические уравнения поступательного движения платформы вместе с т. S за один проход инструмента по кругу радиусом r_S (рис. 2, а, б) имеют вид

$$t_x = r_S \cos \alpha, \quad t_y = r_S \sin \alpha, \quad t_z = H - \left(i \cdot \frac{r_2 - r_1}{n} \right), \quad r_S = r_1 + \Delta S \cdot i, \quad i = 1, \dots, n, \quad (5)$$

где H – высота усеченного конуса; r_1, r_2 – радиусы круга соответственно верхней и средней основ усеченного конуса; ΔS – подача инструмента за один проход; n – количество проходов; α – угол поворота платформы вокруг вертикальной оси SZ .

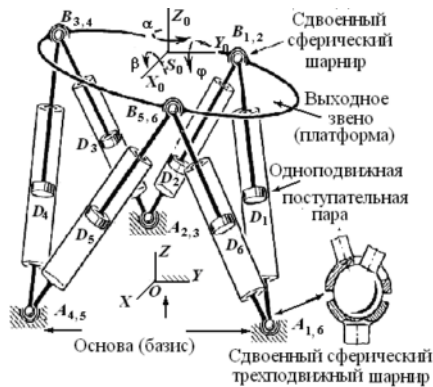


Рис. 1. Структурная схема гексапода

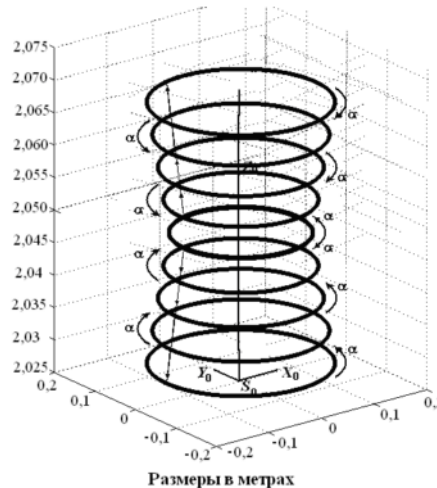


Рис. 2. Траектория движения кромки режущего инструмента т. C (а) и ее геометрические параметры (б)

Радиус траектории т. C инструмента равняется $R_C = r_S + r_C$. Для того, чтобы режущая кромка инструмента радиусом r_C во время шлифования оставалась перпендикулярной касательной к поверхности обработки, необходимо платформу дискретно вращать на угол α к совмещению систем координат $SX_1Y_1Z_1$ и $SX_2Y_2Z_2$. Технологическим условием завершения цикла обработки есть полная остановка инструмента после шлифования поверхности каждого прохода:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_0 = -180^\circ, \quad \dot{\alpha}(\alpha_0 = -180^\circ) = 0, \quad \ddot{\alpha}(\alpha_0 = -180^\circ) = 0, \\ \alpha_K = 180^\circ, \quad \dot{\alpha}(\alpha_0 = 180^\circ) = 0, \quad \ddot{\alpha}(\alpha_0 = 180^\circ) = 0 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Для построения тактовых кинематических диаграмм движения платформы функции параметров поворота платформы приняты в виде полинома [2]

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= \alpha_0 + \gamma_1 s + \gamma_2 \frac{s^2}{2} + \gamma_3 \frac{s^3}{6}; \dot{\alpha} = \gamma_1 + \gamma_2 \gamma_0 s + \gamma_3 \gamma_0 \frac{s^2}{2}; \ddot{\alpha} = \gamma_2 \gamma_0^2 + \gamma_3 \gamma_0^2 s; \ddot{\alpha} = \ddot{\alpha}_0 = \gamma_3 \gamma_0^2 = \text{const} \end{aligned} \right\},$$

где $s = \gamma_0 t$ – обобщенный параметр формирования множества траекторий; t – параметр времени; $\gamma_0, \gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$ – коэффициенты, обеспечивающие выполнение условий (6) и плавность переходных процессов на участках разгона и торможения.

Значения параметров: $\gamma_0 = 1 \text{ c}^{-1}$; $\alpha_0 = -\pi$; $\gamma_1 \cdot \gamma_0 = \dot{\alpha}_{\text{ном}} = 0,1 \text{ c}^{-1}$ – номинальная угловая скорость обращения платформы; $\gamma_2 \cdot \gamma_0^2 = \ddot{\alpha}_{\text{ном}} = 0,15 \text{ c}^{-2}$ – номинальное угловое ускорение; $\gamma_3 \cdot \gamma_0^2 = \ddot{\alpha}_0 = 0,15 \text{ c}^{-3}$ – градиент ускорений. Время отработки цикла обработки при шлифовании конической поверхности при этом составляет $t_k = 63,5 \text{ с}$, продолжительность периодов разгона и торможения $t_p = 0,7 \text{ с}$, продолжительность рывка $t_r = 0,1 \text{ с}$. Меняя значение коэффициента γ_0 обобщенного параметра s , получают за обработанным алгоритмом другое время отработки той же траектории уже с другими кинематическими параметрами.

Расстояния между центрами шарниров A_i и B_i и изменения длин L_i звеньев определяются с учетом (1), (2), (3) и (4) по формулам

$$A_i B_i = \sqrt{({}^0 B_{ix} - {}^0 A_{ix})^2 + ({}^0 B_{iy} - {}^0 A_{iy})^2 + ({}^0 B_{iz} - {}^0 A_{iz})^2}, \quad L_i = A_i B_i - L_{0i}, \quad i = 1, \dots, 6, \quad (7)$$

где L_{0i} – начальные длины звеньев.

По результатам расчетов согласно уравнениям (7) построено соответствующие диаграммы изменения длин звеньев платформы во времени (рис. 3).

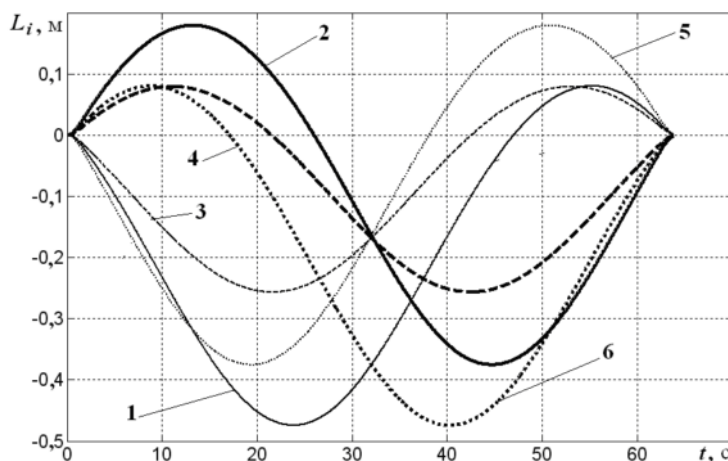


Рис. 3. Диаграммы изменения длин звеньев платформы: номер кривой соответствует номеру привода определенного звена

Результаты работы дают возможность провести исследования динамических параметров в процессе выполнения различных технологических обработок поверхностей сложного построения.

Выводы. 1. Разработан метод моделирования траектории движения промышленной платформы на основе заданных кинематических циклограмм с учетом градиента ускорений за обобщенным параметром s . **2.** Предложена методика и обработан алгоритм определения кинематических параметров звеньев платформы при отработывании циклического процесса шлифования конической поверхности.

Список литературы: 1. Кузнецов Ю.М. Компоновки верстатів з механізмами паралельної структури / Ю.М. Кузнецов, Д.О. Дмитрієв, Г.Ю. Діневич. – Херсон: ПП Вишемирський В.С., 2009. – 456 с. 2. Yaglinsky V.P. Kinematics of robots with parallel structure / V.P. Yaglinsky, S. Rost, D.M. Chlyzov // MOTROL, MOTORIZATION AND POWER INDUSTRY IN AGRICULTURE, Volume 10A. – Lublin, 2008. — P. 118 – 124.

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ВЯЗКОПЛАСТИЧНОСТИ МЕТАЛЛОПОЛИМЕРНОГО СЛОЯ НА ПОВЕРХНОСТИ ДЕТАЛИ ТРИБОСИСТЕМЫ

Бутенко В.И., Ростенко А.Г. (кафедра механики ТТИ ЮФУ, г. Таганрог, Россия)

Анализ результатов выполненных экспериментальных исследований сцепляемости металлополимерных слоев на поверхностях деталей трибосистем показал [1], что для каждой системы "металл-полимер" существует определенный диапазон температур Θ , для которого справедливо соотношение:

$$\Pi(t, \theta) = \Pi(t'), \quad (1)$$

где $t' = \frac{t}{a(\theta)}$ - приведенное время, а $a(\theta)$ — экспериментально определяемая функция температуры [2 – 4].

В работе [5] показано, что в случае, когда температура Θ меняется во времени, в функции ползучести (1) приведенное время t' следует определять по формуле

$$t' = \int_0^t \frac{dt}{a(\theta)}. \quad (2)$$

Используя функцию ползучести (1), соотношение (2) и известные зависимости между деформациями e_{ij} , временем t и температурой Θ [6], можно получить следующие термовязкоупругие характеристики полимерного слоя на поверхности детали трибосистемы:

$$e_{ij}(t') = \int_0^t \Pi(t - \Delta t') ds_{ij}(\Delta t');$$

$$\xi(t) = \frac{1}{K_0(\theta)} \sigma(t) + 3\alpha(\theta)(\theta - \theta_0). \quad (3)$$

В зависимостях (3) величина $\Delta t'$ определяется через Δt аналогично формуле (2):

$$\Delta t' = \int_0^{\Delta t} \frac{dt}{\alpha(\theta)}. \quad (4)$$

Экспериментальные исследования показали, что определяемые функции $\alpha(\theta)$ таковы, что между временными параметрами t' и t в силу формулы (3) имеется взаимнооднозначное соотношение. Поэтому температуру $\theta(t)$ в зоне контакта деталей трибосистем, имеющих поверхностный металлополимерный слой, можно считать известной функцией приведенного времени, т.е: $t' : \theta = \theta(t)$. Если теперь рассматривать искомые функции e_{ij}, s_{ij}, ξ и σ как функции приведенного времени t' , то соотношения (3) можно представить следующим образом:

$$e_{ij}(t') = \int_0^{t'} \Pi(t' - \Delta t') ds_{ij}(\Delta t');$$

$$\xi(t') = \frac{1}{K_0(\theta)} \sigma(t') + 3\alpha(\theta)(\theta - \theta_0). \quad (5)$$

Исследования состояния и поведения металлополимерных слоев на поверхностях деталей трибосистем методами ОЖЕ-спектроскопии и FTIR-спектроскопии [1, 7] свидетельствуют о том, что при определенных температурных режимах образующиеся блочные наноструктуры способны течь, испытывая большие необратимые деформации. Для описания вязкопластичных свойств металлополимерных наноструктурных слоев, формирующихся на поверхности деталей трибосистем, удобнее всего использовать эйлерово представление движения сплошной среды [6].

Пусть девиатор

$$s_{ij} = \sigma_{ij} - \sigma \delta_{ij}, \quad \sigma = \frac{1}{3} \sigma_{kk} \quad (6)$$

тензора мгновенных истинных напряжений связан с девиатором

$$\omega_{ij} = \vartheta_{ij} - \vartheta \delta_{ij}, \quad \vartheta = \frac{1}{3} \vartheta_{kk} \quad (7)$$

тензора скоростей деформаций тензорно-линейным соотношением вида

$$s_{ij} = \frac{2\sigma_{II}}{3\vartheta_{II}} \omega_{ij}, \quad (8)$$

где σ_{II} и ϑ_{II} — интенсивности тензоров напряжений и скоростей деформаций

$$\sigma_{II} = \left(\frac{3}{2} s_{ij} s_{ij} \right)^{1/2}; \quad \vartheta_{II} = \left(\frac{2}{3} \omega_{ij} \omega_{ij} \right)^{1/2}. \quad (9)$$

скалярные соотношения, дающие связь между инвариантными характеристиками напряженного и деформированного состояний и замыкающие соотношения (8), в общем виде имеют структуру

$$\sigma_{II} = \Phi_1[e_{II}, \vartheta_{II}, \theta, e, \vartheta, t],$$

$$\sigma = \Phi_2[e, \vartheta, \theta, e_{II}, \vartheta_{II}, t] \quad (10)$$

Здесь Φ_1, Φ_2 — некоторые функционалы указанных параметров времени t , учитывающие наряду с другими свойствами и влияние сдвигов на плотность, влияние давления на сопротивление сдвигу, влияние температуры θ , фазовых превращений, ползучести и др.

В соотношениях (10) величина e_{II} является степенью деформации. Степень деформации является аналогом интенсивности деформаций в теории малых деформаций и может быть определена из соотношения

$$\frac{de_{II}}{dt} = g_{II} \quad (11)$$

или

$$\frac{de_{II}}{dt} + g_i \frac{de_{II}}{dx_i} = g_{II}, \quad (12)$$

где g_{II} — интенсивность тензора скоростей деформаций (9). В общем случае степень деформации e_{II} определяется дифференциальным уравнением (11).

Следует отметить, что соотношения (10) дают весьма общую и достаточно сложную формулировку теории вязкопластичности металлополимерного слоя на поверхности детали трибосистем. Однако, как показывают результаты выполненных теоретико-экспериментальных исследований состояния и поведения наноструктурных слоев на поверхностях деталей трибосистем [1, 7], в большинстве случаев можно воспользоваться более простыми зависимостями, в которых вместо второго соотношения (10) принимается обычное условие несжимаемости материала

$$g = 0 (e = 0), \quad (13)$$

а интенсивность напряжений является функцией температуры, интенсивности скоростей деформаций и степени деформации

$$\sigma_{II} = \Phi(\theta, g_{II}, e_{II}), \quad (14)$$

Соотношение (14) можно представить в виде

$$\begin{aligned} \sigma_{II} &= 3\mu g_{II} (1 - \omega); \\ \mu &= \mu(\theta, e_{II}), \omega = \omega(\theta, g_{II}, e_{II}), \end{aligned} \quad (15)$$

причем, так как функция Φ обычно удовлетворяет условиям

$$\frac{\partial \sigma_{II}}{\partial T} \leq 0, \quad \frac{\partial \sigma_{II}}{\partial g_{II}} > 0, \quad (16)$$

условный коэффициент вязкости μ всегда можно выбрать так, чтобы выполнялось условие $|\omega| < 1$ (здесь ω — мера вероятности рассматриваемого состояния формируемых блочных наноструктур в металлополимерном слое, определяемая как число возможных микроскопических состояний, отвечающему данному микроскопическому состоянию [6]). Исходя из этого, для решения задач вязкопластичности металлополимерного слоя на поверхности детали трибосистемы может быть применен метод гидроди-

намических приближений [8], аналогичный широко используемому методу упругих решений [9].

Список литературы: 1. Бутенко В.И. Научные основы нанотрибологии. – Таганрог: Изд-во ТТИ ЮФУ, 2010. – 275 с. 2. Ильюшин А.А., Победря Б.Е. Основы математической теории термо-вязко-упругости. – М.: Наука, 1970. – 387 с. 3. Ферри Дж. Вязко-упругие свойства полимеров. – М.: Изд-во иностр. литературы, 1963. – 257 с. 4. Volterra V. Fonctions de lignes Couthier – Villard. Paris, 1913. 5. Бугаков И.И. Ползучесть полимерных материалов (теория и приложения). – М.: Наука, 1973. – 496 с. 6. Огибалов П.М., Ломакин В.А., Кишкин Б.П. Механика полимеров. – М.: Изд-во МГУ, 1975. – 528 с. 7. Бутенко В.И. Контактное взаимодействие материалов при трении и резании. – Таганрог: Изд-во ТТИ ЮФУ, 2009. – 245 с. 8. Ильюшин А.А. Некоторые вопросы теории пластического течения // Известия АН СССР, ОТИ, 1958, № 2. – С. 186 – 199. 9. Ильюшин А.А. Пластичность. – М.-Л.: Гостехиздат, 1948. – 537 с.

МЕТОДИКА ЧАСТОТНОГО АНАЛІЗУ БИТТЯ ШПИНДЕЛІВ

Гордєєв О.Ф., Полінкевич Р.М., Апанасенко О.В., Давидюк О.І.

(каф. КПВ та ТМ, ЛНТУ, м. Луцьк, Україна)

Точність обертання шпинделів, поряд із твердістю, температурною стабільністю і динамічними властивостями шпиндельного вузла, у значній мірі визначає точність і продуктивність верстата в цілому.

Основними джерелами биття шийки шпинделя, що центрує, (биття шпинделя) і биття осі обертання шпинделі є: ексцентриситет поверхні шийки шпинделя і отвору підшипника до вимірювальної поверхні (до шийки шпинделя, що центрує, чи циліндричної поверхні оправки, встановленої в кінцевому отворі шпинделя; некруглість і хвилястість поверхні шийки; бічне биття по поверхні шийки; некруглість і хвилястість поверхні підшипника. Величина биття шпинделя визначається спільною дією цих похибок, що виявляються з різними амплітудою, частотою і фазою. Складна взаємодія деталей підшипника під час його обертання і неминуче їхнє проковзування при роботі, дають підставу розглядати биття шпинделя як стаціонарний випадковий процес.

На величину похибки форми (некруглість) і на шорсткість поверхні виробів типу тіл обертання вирішальний вплив, робить сукупний вплив усіх складових биття шпинделя, частота ω яких не дорівнює частоті ω_n обертання шпинделя. Складова биття шпинделя з частотою $\omega = \omega_n$ має визначальне значення для точності обробки виробів на фрезерних і зубошліфувальних верстатах (бабках виробу), а також на верстатах з автоматичною зміною інструмента. Амплітуда складової биття з частотою $\omega = \omega_n$, як правило, дорівнює 80-90% усієї величини биття; тому вона має вирішальне значення при перевірці верстата по таких параметрах, як биття пояски шпинделя, що центрує, биття кінцевого отвору шпинделя і т.п.

Між биттям шпинделя і биттям осі обертання шпинделя немає однозначної відповідності. Це зв'язано в першу чергу з тим, що у підшипниках, на яких монтуються шпинделі, немає прямого зв'язку між некруглістю ΔR опорних поверхонь шпинделя й ексцентриситетом e підшипників щодо їхніх отворів.

Виміри, проведені на великій групі шліфувальних верстатів, у тому числі які знаходяться в експлуатації, показали, що кореляційний зв'язок між биттям шпинделя і биттям H осі обертання шпинделя відсутнє. Це вказує на необхідність (при оцінці якості шпиндельних вузлів верстатів) роздільного визначення биття H_{cp} шпинделя і биття H осі обертання шпинделя.

Приведена нижче методика частотного аналізу биття шпинделя дозволяє вирішити цю задачу.

Запис биття шпинделя може виконуватися за допомогою контактних чи безконтактних датчиків, з'єднаних підсилювачем і записуючим пристроєм. Отримана крива розбивається на рівні інтервали, число яких кратне числу n оборотів шпинделя, зроблених при записі биття. Сукупність ординат крапок поділу являє собою дискретно задану функцію $y(t)$ биття шпинделя, де незалежна перемінна t являє собою час або кут повороту.

Виділення періодичної складової випадкової функції $y(t)$ можна здійснити за допомогою її спектрального розкладання. Одним з методів оцінки спектральної щільності стаціонарного випадкового процесу є безпосереднє застосування перетворення Фур'є до реалізації випадкового процесу. Якщо реалізація $y(t)$ задана на інтервалі часу $(0, T)$, то оцінка спектральної щільності обчислюється по формулі (1):

$$\tilde{S}(\omega) = \frac{1}{T} \cdot \frac{1}{\pi} \left[\int_0^T y(t) e^{i\omega t} dt \right]^2. \quad (1)$$

Практично формули для обчислення спектральної щільності по дискретно заданій (числом N крапок) функції $y(t)$ має вид:

$$S(\omega) = \frac{T}{4\pi} [u^2(\omega) + v^2(\omega)], \quad (2)$$

$$\text{де} \quad u(\omega) = \frac{2}{N} \sum_{k=0}^{N-1} y(k) \cos(\omega k T / N); \quad v(\omega) = \frac{2}{N} \sum_{k=0}^{N-1} y(k) \sin(\omega k T / N).$$

Результати обробки запису биття шпинделя верстата, виконаної по формулі (2), показані на рис. 1. Як видно, поряд з биттям, обумовленим ексцентриситетом, з частотою ω_n виділена складова биття, яка обумовлена хвилястістю поверхонь підшипника і рівна $0,45\omega_n$, що добре збігається з теоретичним значенням частоти обертання досліджуваного підшипника $\omega_c = 0,44810\omega_n$. Отримані дані вказують також і на те, що точність форми поверхонь підшипника була високою.

Для спрощення аналізу замінімо перетворення Фур'є розкладанням у ряд Фур'є. Це можливо, тому що домінуючі похибки підшипника (овальність, огранювання) виявляються з частотою, кратній частоті ω_n , а швидкість приблизно дорівнює половині швидкості обертання шпинделя. Розкладання в ряд Фур'є для функції $y(t)$ у цьому випадку запишеться:

$$y = a_0 + \sum_{k=1}^N (a_m \cos k\varphi + b_m \sin k\varphi), \quad (3)$$

де $\varphi = 2\pi m / N$, а m – порядковий номер гармоніки.

Коефіцієнти ряду Фур'є обчислюються по формулах:

$$a_0 = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N y_k;$$

$$a_m = \frac{2}{N} \sum_{k=1}^N y_k \cos(2\pi mk / N);$$

$$b_m = \frac{2}{N} \sum_{k=1}^N y_k \sin(2\pi mk / N); \quad (4)$$

$$C_m = \sqrt{a_m^2 + b_m^2}.$$

$$C(\omega) = \sqrt{v^2(\omega) + u^2(\omega)}, \text{ мкм}$$

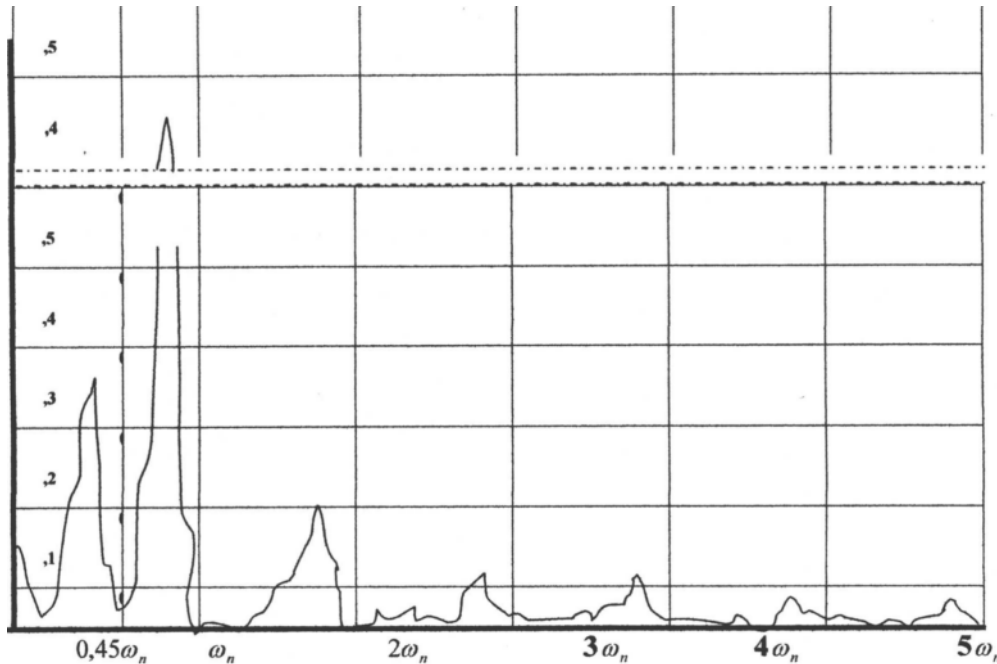


Рис. 1. Результаты частотного анализа запису биття шпинделя за допомогою неперервного перетворення Фур'є.

Обробка запису биттів шпинделя по формулах (3) і (4) розраховується за допомогою комп'ютера по спеціальній програмі, написаній в Borland Delphi 7, яка приведена нижче. 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, H_1, H_2, H_3 биття цих кривих. Криві биття являють собою суми гармонік розкладання кривої биття в ряд Фур'є, складені за наступним правилом. Перша складова биття являє собою суму всіх гармонік з частотами $\omega > \omega_n$; кількісна характеристика цієї складової – розмах H_1 . Ця складова значною мірою визначає шорсткість поверхні оброблюваної деталі. Друга складова – гармоніка з частотою $\omega = \omega_n$; кількісна характеристика – розмах H_2 . Третя складова – сума всіх гармонік, частоти яких $\omega < \omega_n$; кількісна характеристика – розмах H_3 . Ця складова впливає на круглість деталі. Відновлена крива биття осі обертання шпинделя являє собою суму всіх гармонік спектра биття шпинделя, частоти яких $\omega \neq \omega_n$; її ординати $y_1 + y_3 = y - y_2$. Розмах H відновленої кривої биття являє собою узагальнену характеристику точності обертання шпинделя. Розмах H_1 – це узагальнена характеристика впливу похибок комплексу тіл кочення на точність обертання.

ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ. ПРОБЛЕМЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

ня шпинделя. Розмах H_2 являє собою подвоєний приведенний ексцентриситет. Розмах H_3 – це узагальнена характеристика впливу похибок форми доріжок кочення на точність обертання шпинделя, оскільки в цій області частоти зсуву осі обертання шпинделя обумовлені переважно обертанням внутрішнього кільця підшипника.

Програма Corgel написана в середовищі Borland Delphi 7. За наведеною методикою до програми Corgel створений модуль DPF дискретного перетворення Фур'є. Як приклад розрахунку обрані дані записи биття шпинделя верстата 16K20T1 в лабораторії металорізальних верстатів кафедри КПВ та ТМ Луцького національного технічного університету. Найбільш прості виміри точності обертання шпинделя, що проводяться при стандартних іспитах верстатів на геометричну точність, зв'язані з оцінкою радіального й осевого биття за допомогою індикатора.

Вимірювальною базою служить шийка шпинделя, що центрує, похибку форми якої входять у результат виміру. Для виміру биття при робочому обертанні застосовують безконтактні перетворювачі (індуктивні, ємнісні, фотоелектричні та ін.). При цьому вимірювальною базою служить, як правило, точне оправлення (циліндрична чи сферична), яка встановлена в конус шпинделя. При фотоелектричних методах виміру замість оправлення може використовуватися точне сферичне чи циліндричне дзеркало. Нижче приводиться результати розрахунку за наведеною методикою.

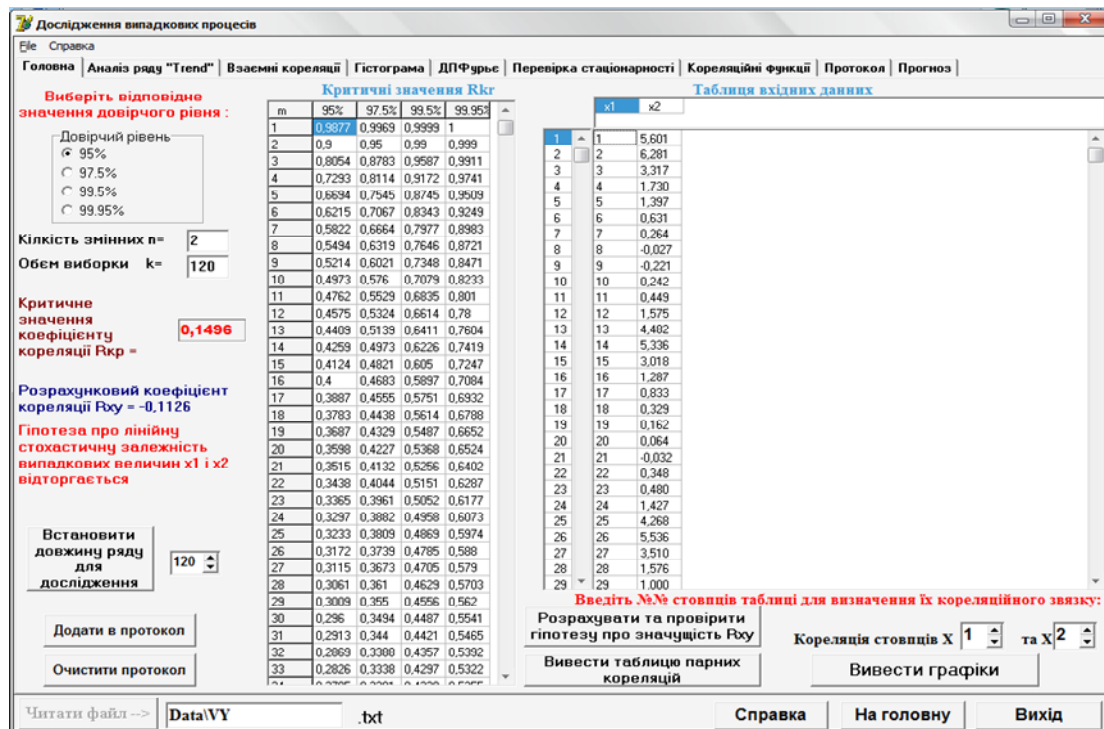


Рис. 2. Головне вікно програми Corgel

На рис. 2 надано головне вікно програми Corgel, на якому задаються вихідні дані розрахунку і довірчий рівень визначення основних статистик динамічного ряду. Цей ряд являє собою послідовність показів індикатора на 10 обертах шпинделя з дискретним поворотом через 30° . Тобто на 1 оберт шпинделю доводиться 12 періодів (точок) вимірювань.

ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ. ПРОБЛЕМЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

На вкладці «ДПФурье» (рис. 3) експериментальний ряд $y(k)$ биття (розмах H) і розмах H_2 коливань з частотою ω_n одного оберту. Коливання з частотою ω_n відбуваються з амплітудою $A = 2,243$ мкм і характеризують чисте биття шпинделя. Це можна бачити в таблиці коефіцієнтів ряду для гармоніки №10, період якої – 12 точок. Бачимо також з графіку «Дискретний спектр Фурье», що спектр має 4 яскраво відокремлених частоти (гармоніки) №№: 10, 20, 30 і 40, що відповідають коливанням з частотами ω_n , $\omega_n/2$, $\omega_n/3$ і $\omega_n/4$. Це низькочастотні складові визначають при обробці поверхні деталі відповідно: ексцентричність ($A = 2,243$ мкм), еліпсність ($A = 1,029$ мкм), огранку 3 ($A = 0,5$ мкм) і огранку 4 ($A = 0,25$ мкм).

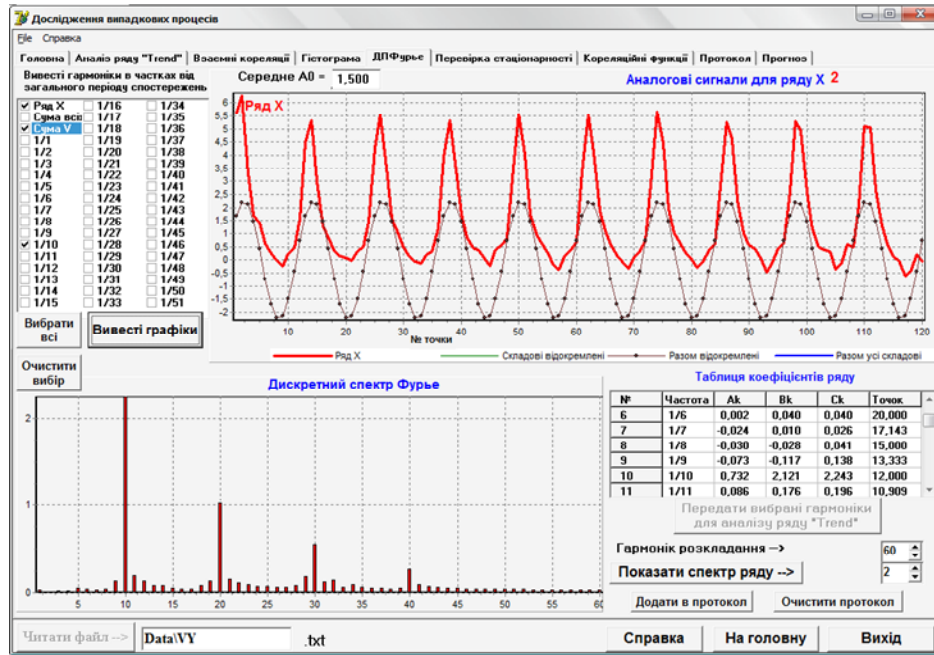


Рис. 3. Вкладка «ДПФурье». Експериментальний ряд y_k биття і розмах H_2 (подвоєний приведений ексцентриситет) коливань з частотою ω_n одного оберту

Сумарний вплив цих складових наведений на рис 4. Бачимо, що ці коливання практично співпадають з розмахом H .

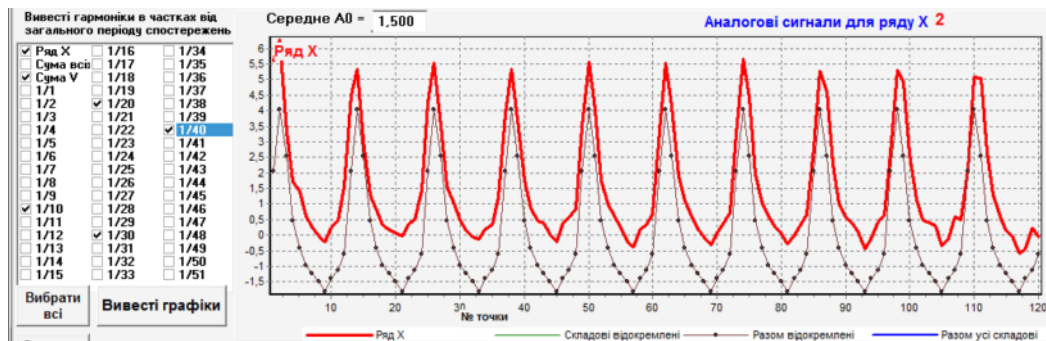


Рис. 4. Сумарний вплив складових з частотами ω_n , $\omega_n/2$, $\omega_n/3$ і $\omega_n/4$

ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ. ПРОБЛЕМЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Вплив доріжок і тіл кочення (частоти $\omega_i < \omega_n$, розмах H_3) наведений на рис. 5, сумарне значення цього розмаху складає приблизно $H_3 = 0,6 \dots 0,7$ мкм. Форму цієї кривої надано на нижньому графіку.

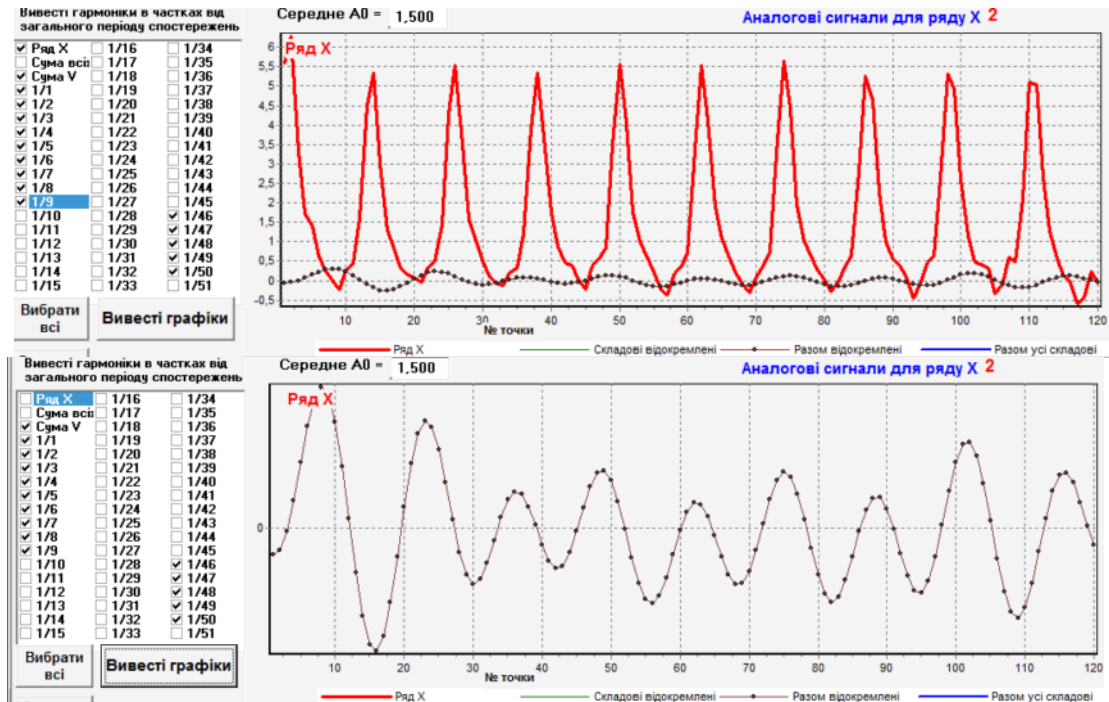


Рис. 5. Вплив доріжок і тіл кочення (частоти $\omega_i < \omega_n$, розмах H_3)

Суму всіх гармонік з частотами $\omega_i > \omega_n$ – розмах H_1 наведено на рис. 6, сумарне значення цього розмаху складає приблизно $H_1 = 4,5$ мкм. Ця складова значною мірою визначає шорсткість поверхні оброблюваної деталі.

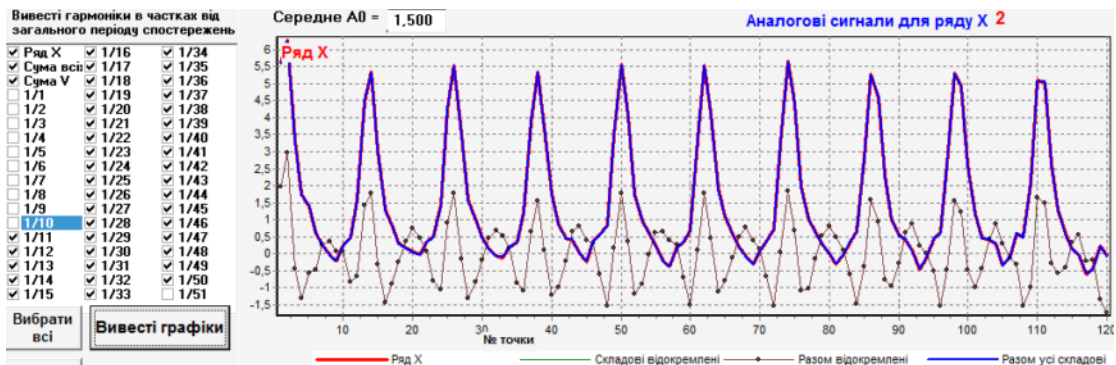


Рис. 6. Сума всіх гармонік з частотами $\omega_i > \omega_n$ – розмах H_1

Розмах H відновленої кривої биття $\omega_i \neq \omega_n$ наданий на рис. 7 і являє собою узагальнену характеристику точності обертання шпинделя, $H = 4,8$ мкм.

ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ. ПРОБЛЕМЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

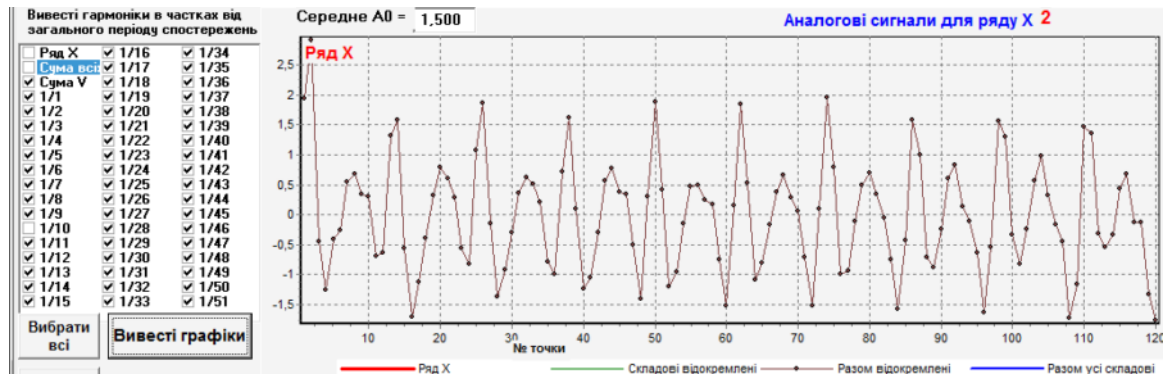


Рис. 7. Розмах H відновленої кривої биття $\omega_i \neq \omega_n$

Проведений дискретний Фур'є – аналіз кривої биття шпинделя дозволив повністю діагностувати якість збирання ШВ і вплив окремих погрешностей на точність і якість обробки при повздовжньому точінні. Результуючі параметри цього аналізу надані у табличній формі (табл. 1).

Таблиця 1

Результуючі параметри частотного аналізу кривої u_k биття шпинделя

№	Параметр	Частоти	Значення, мкм	Вплив на точність і якість обробки
1	Розмах u	Всі	7,5	Всі параметри
2	Розмах H	$\omega_i \neq \omega_n$	4,8	Точність обертання шпинделя
3	Розмах H_1	$\omega_i > \omega_n$	4,5	Шорсткість і хвилястість
4	Розмах H_2	$\omega_i = \omega_n$	2,243	Неспіввісність
5	Розмах H_3	$\omega_i < \omega_n$	0,6...0,7	Похибки доріжок кочення
6	Розмах №№ 2+3+4	$\omega_n/2 + \omega_n/3 + \omega_n/4$	1,2	Хвилястість
7	Розмах без №№ 2, 3 і 4	$\omega_i > \omega_n$	3,3	Шорсткість

Список літератури: 1. Захаров П.О. Розрахунок на комп'ютерах статичних деформацій валів та шпинделів з використанням матричного методу початкових параметрів. Луцьк: ЛДТУ, 1999. – 25 с. 2. Методи моделювання при дослідженні та проектуванні верстатів і технологічних систем: Навчальний посібник / О.Ф.Гордєєв, П.О.Захаров. – Луцьк: ЛДТУ, 2004. – 213 с. 3. Системи автоматизованого проектування верстатів: Навчальний посібник./ О.Ф. Гордєєв, П.О. Захаров. – Луцьк: ЛДТУ, 2000. – 123 с.