

УДК 621.822.172:621.7.079

**Д.Ю. Федориненко**, д-р техн. наук

Чернігівський національний технологічний університет, м. Чернігів, Україна

**ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВИСОКОШВИДКІСНИХ  
ГІДРОСТАТИЧНИХ ОПОР РЕГУЛЬОВАНОВОГО ТИПУ****Д.Ю. Федориненко**, д-р техн. наук

Черниговский национальный технологический университет, г. Чернигов, Украина

**ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ  
ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ОПОР РЕГУЛИРУЕМОГО ТИПА****Dmytro Fedorynenko**, Doctor of Technical Science

Chernihiv National Technological University, Chernihiv, Ukraine

**OPTIMIZATION OF DESIGN OF HIGH-SPEED HYDROSTATIC BEARINGS  
OF ADJUSTABLE TYPE**

*Перспективним шляхом підвищення точності та продуктивності процесів механічного оброблення на верстатах є застосування шпиндельних гідростатичних опор регульованого типу. Розроблено методику багатокритеріальної оптимізації високошвидкісних гідростатичних опор з пружними елементами корпусу. Створена лінеаризована математична модель оптимізаційної задачі, яка дозволяє використовувати методи лінійного програмування для пошуку оптимальних значень параметрів. Запропонований алгоритм багатокритеріальної оптимізації шпиндельного вузла на основі методу ЛПТ пошуку, реалізований засобами пакета MathCAD. У результаті оптимізації отримані оптимальні значення конструкційних та експлуатаційних параметрів підшипників з метою забезпечення опорними вузлами точнісних і швидкісних характеристик шпиндельних вузлів.*

**Ключові слова:** оптимальне проектування, гідростатична опора, метод ЛПТ пошуку, регулювання, шпиндель.

*Перспективным путем повышения точности и производительности процессов механической обработки на станках является применение шпиндельных гидростатических опор регулируемого типа. Разработана методика многокритериальной оптимизации высокоскоростных гидростатических опор с упругими элементами корпуса. Создана линеаризованная математическая модель оптимизационной задачи, которая позволяет использовать методы линейного программирования для поиска оптимальных значений параметров. Предложен алгоритм многокритериальной оптимизации шпиндельного узла на основе метода ЛПТ поиска, реализованный средствами пакета MathCAD. В результате оптимизации получены оптимальные значения конструкционных и эксплуатационных параметров подшипников с целью обеспечения опорными узлами точностных и скоростных характеристик шпиндельных узлов.*

**Ключевые слова:** оптимальное проектирование, гидростатическая опора, метод ЛПТ поиска, регулирование, шпиндель.

*Prospective way to improve the accuracy and performance of the machining processes is the use spindle hydrostatic bearings adjustable type. The work is developed the technique of multi-criteria optimization of high-speed hydrostatic bearings with elastic elements of the body. Created linear mathematical model of optimization problem, which allows the use of methods linear programming to search for the optimal parameter values. The proposed algorithm for multiobjective optimization spindle knot on the basis of the linear programming method, implemented by means of MathCAD. As a result of optimization of the obtained optimal values of the design and operating parameters of bearings to ensure the supporting units of precision and speed characteristics of spindles.*

**Key words:** optimal design, hydrostatic bearing, linear programming method, regulation, spindle.

**Постановка проблеми.** Сьогодні в умовах жорсткої конкуренції на ринках збуту продукції актуальною проблемою є підвищення якості машинобудівних виробів, продуктивності машинобудівного виробництва та скорочення термінів його технічного підготовки. Проблема якості та продуктивності безперервно пов'язана з точністю та продуктивністю механічного оброблення і, передусім, з точністю та робочими швидкостями шпиндельних вузлів, як однієї з основних формоутворюючих ланок верстата.

Одним з перспективних напрямків розвитку верстатобудування є створення новітніх прецизійних конструкцій шпиндельних вузлів при одночасному підвищенні швидкості їх обертання. Ефективним засобом вирішення поставлених проблем є застосування керованих гідростатичних, гідростатодинамічних підшипників як опор високошвидкісних шпиндельних вузлів, які поряд з високою жорсткістю та демпфуючою здатністю дозволяють керувати вихідними параметрами точності обертання шпинделя. Однак широке впровадження у практику верстатобудування нових конструкцій верстатів з керованими гідравлічними опорами шпинделя, незважаючи на переваги, стримується відсутністю методик проектування та практичних рекомендацій щодо їх промислового використання.

Подальше вдосконалення технічних рішень щодо розроблення високошвидкісних опор шпинделя регульованого типу, встановлення їх оптимальних параметрів є актуальною науково-технічною проблемою машинобудування, вирішення якої дозволить значно підвищити точність і продуктивність оброблення на металорізальних верстатах.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Системні дослідження високошвидкісних гідростатичних опор (ГСО) виконані науковою школою Н.П. Артеменко, де на основі ґрунтовного теоретичного аналізу робочих процесів в опорах запропоновано певні схемні рішення конструкцій опор високошвидкісних роторів [1]. Наведені порівняння теоретичних і експериментальних результатів розрахунку динамічних характеристик роторів та вибору конструктивних параметрів ГСО [2].

У роботах [3; 4] зазначається, що ГСО роботоспроможні у вузькому діапазоні зміни їх геометричних та експлуатаційних параметрів. Це обумовлює необхідність у ґрунтовному аналізі робочих процесів в опорах, оптимального розрахунку конструктивних та технологічних параметрів опори, що дозволить забезпечити розширення швидкісного діапазону експлуатації шпиндельних вузлів на ГСО.

Слід також зазначити, що нині відсутні методики оптимального проектування ГСО з пружними елементами корпусу. Крім того, наявні методики оптимізації шпиндельних вузлів на ГСО не зручні з погляду формалізації проектних процедур, що фактично унеможливує використання автоматизації проектування. З метою розширення технологічних можливостей верстатів та підвищення технічного рівня ГСО шпиндельних вузлів необхідне розроблення проектних методик на основі оптимізації вибору параметрів опор шпинделя, сучасних методів та систем автоматизованого проектування.

**Мета статті.** Розроблення методики та алгоритму оптимального проектування високошвидкісних шпиндельних вузлів на ГСО регульованого типу.

**Виклад основного матеріалу.** Оптимальне проектування шпиндельних вузлів передбачає побудову математичного опису всіх складових задачі, а саме: параметричних, функціональних обмежень, функції цілі, оптимізаційного алгоритму. Складність процесу оптимізації системи „шпиндель – опори” полягає у значній розмірності простору „параметри оптимізації – функції цілі”.

У результаті аналізу літературних джерел, накопиченого досвіду експлуатації ГСО визначено критерії, які чинять найбільший вплив на якість високошвидкісних шпиндельних вузлів верстатів, а саме: жорсткість опори ( $j_p$ ); демпфування в опорі ( $h_p$ ); втрати потужності у мастильному шарі опори ( $P_p$ ); витрата робочої рідини в опорі ( $Q_p$ ); час перехідного процесу опори ( $t_n$ ); нормована ступінь стійкості опори ( $\eta_0$ ).

Параметри  $j_p$  та  $h_p$  є визначальними з погляду забезпечення високої точності обертання шпинделя. Втрати потужності, витрата рідини є лімітуючим фактором для застосування гідростатичного мащення високошвидкісних шпиндельних вузлів. Регульована ГСО є виконавчим механізмом системи автоматичного керування положенням шпинделя [3], тому важливими критеріями її працездатності є стійкість та швидкодія. Докладно питання розроблення шпиндельних ГСО регульованого типу викладені у монографії [3].

Таким чином, система цільових функцій виражається у вигляді:  $j_p \rightarrow \max$ ;  $h_p \rightarrow \max$ ;  $P_p \rightarrow \min$ ;  $Q_p \rightarrow \min$ ;  $t_n \rightarrow \min$ ;  $\eta_0 \rightarrow \max$ .

Математичне формулювання системи цільових функцій може бути представлено у вигляді:

$$j_p = 13,5 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_H \cdot \pi \cdot D \cdot l_a}{\delta_0}, \text{ Н/м}; \quad h_p = 1,5 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\mu \cdot D^3 \cdot A_I}{\delta_0^3}, \text{ Н}\cdot\text{с/м};$$

$$P_p = 0,44 \cdot 10^{-13} \cdot \frac{\mu \cdot D^3 \cdot n_{ш}^2 \cdot A_2}{\delta_0} + 10^3 \cdot \frac{p_H^2 \cdot \delta_0^3 \cdot A_3}{\mu}, \text{ Вт};$$

$$Q_p = 0,664 \cdot \frac{p_H \cdot \delta_0^3 \cdot A_3}{\mu}, \text{ м}^3/\text{с}; \quad t_n = 6T_2^2/T_1, \text{ с}; \quad \eta_0 = \eta(K_{zco} \cdot m_0)^{1/2}; \quad (1)$$

де  $p_H$  – тиск насоса;

$D$  – діаметр опорної шийки шпинделя;

$l_a$  – довжина аксіальної перемички;

$\delta_0$  – радіальний зазор в опорі;

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості рідини;

$n_{ш}$  – частота обертання шпинделя;

$T_2^2, T_1$  – постійні часу опори;

$\eta$  – абсолютна величина дійсної частини найближчого до уявної осі кореня характеристичного рівняння системи;

$K_{zco}$  – статична податливість ГСО;

$m_0$  – маса шпинделя, приведена до центра передньої опори;

$A_1 \dots A_3$  – конструктивні параметри опори, які визначаються так:

$$A_1 = l_a (10,64 \cdot \varphi_k + 1,2); \quad A_2 = D \left( \frac{2\pi}{n_k} - \varphi_k \right) + l_a \varphi_k,$$

$$A_3 = \left[ \frac{D^2}{2} \left( \frac{\pi \varphi_k}{n_k} - \frac{\varphi_k^2}{2} \right) + 8l_a^2 \right] \left[ D l_a \left( \frac{2\pi}{n_k} - \varphi_k \right) \right]^{-1}, \quad (2)$$

де  $\varphi_k$  – кутовий розмір кармана у тангенціальному напрямку опори;

$n_k$  – кількість карманів ГСО.

Значення радіальної жорсткості опори  $j_p$  отримано за припущення, що відносний ексцентриситет  $\varepsilon \leq 0,35$  та  $l_k = 8l_a$ ,  $\varphi_k = 2\pi/n_k - \varphi_k$ , де  $l_k$  – довжина кармана в аксіальному напрямку підшипника;  $\varphi_k$  – кутовий розмір тангенціальної перемички опори.

Передавальну функцію радіальної ГСО без урахування стискання рідини можна представити у вигляді [5]

$$W_{zco}(s) = \frac{\Delta h(s)}{\Delta P(s)} = \frac{K_{zco}}{T_2^2 s^2 + T_1 s + 1},$$

де  $\Delta h(s), \Delta P(s)$  – перетворення по Лапласу відхилень зазору і силового навантаження на опорну шийку шпинделя відповідно.

Характеристичне рівняння системи буде  $T_2^2 s^2 + T_1 s + 1 = 0$ . Замкнена радіальна ГСО являє собою коливальну ланку другого порядку [5], для якої виконується умова  $T_1 < 2T_2^2$ .

Корені характеристичного рівняння системи шукаються у вигляді [6]

$$s_{1,2} = -\alpha_t \pm j\beta_t, \text{ де } \alpha_t = T_1/(2T_2^2); \quad \beta_t = (T_1^2 - 4T_2^2)^{1/2}/(2T_2^2).$$

Покладемо  $\varepsilon \rightarrow 0$ , що має місце для прецизійних шпиндельних вузлів. Тоді для забезпечення умови  $j_p \rightarrow \max$  справедливо співвідношення  $p_k/p_H = 0,5$  [7], де  $p_k$  – тиск у кармані ГСО. З урахуванням зроблених припущень, нехтуючи стисканням рідини, отримаємо формули для знаходження постійних часу:

$$T_1 = 2h_p B_2 K_{zco}, T_2^2 = m_o K_{zco}, \quad (3)$$

де  $K_{zco} = \frac{\delta_0 B_1}{27\pi D l_a p_H}$ ;

$B_1, B_2$  – експлуатаційні параметри регульованої ГСО, які визначаються так:

$$B_1 = 1 + \frac{R_k}{R_\delta}, B_2 = \pi l_a \left( 20,5 - \frac{9D}{B_1} \right), \quad (4)$$

де  $R_k$  – гідравлічний опір витіканню рідини з кармана ГСО;

$R_\delta$  – гідравлічний опір вхідного дроселя.

Опір  $R_\delta$  може бути визначений з рівняння нерозривності потоку рідини у вигляді  $R_\delta = 0,5 p_H n_k / Q_p$ . Скориставшись електричними аналогами гідравлічних величин, представимо опір  $R_k$  регульованого підшипника у вигляді паралельного з'єднання окремих опорів тангенціальних  $R_\tau$  і аксіальних  $R_a$  перемичок (рис. 1).

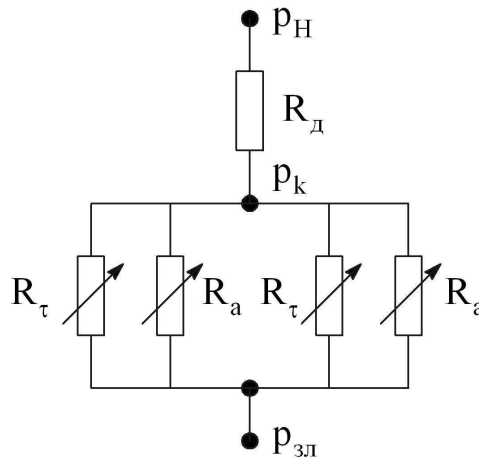


Рис. 1. До визначення гідравлічного опору  $R_k$

При  $\varepsilon=0$  можна записати  $\frac{1}{R_k} = \frac{2}{R_\tau} + \frac{2}{R_a}$ . Для плоскопаралельної щілини при ламі-

нарному русі рідини гідравлічний опір обчислюється у вигляді [4]  $R = 12\mu b / (h_n^3 L_n)$ , де  $b$  – ширина перемички кармана;  $h_n$  – товщина мастильної плівки;  $L_n$  – периметр витікання рідини з кармана.

З урахуванням вищенаведеного, після перетворень отримаємо

$$R_k = \frac{3\mu l_a D A_4}{2n_k \delta_0^3}, \quad (5)$$

де  $A_4$  – конструктивний параметр опори, що обчислюється так

$$A_4 = \Phi_k \left[ 9l_a^2 + \frac{D^2 \Phi_k}{16n_k^2} (\Phi_k + 2n_k \varphi_k) \right]^{-1},$$

де  $\Phi_k = 2\pi - n_k \varphi_k - n_k \varphi_m$ ;

$\varphi_m$  – кут, що визначає положення внутрішнього паза гідростатичної втулки у тангенціальному напрямку підшипника.

Математичний опис параметрів оптимізації  $x_i$  представлений у вигляді подвійних нерівностей вигляду  $x_{min} \leq x_i \leq x_{max}$ .

Враховуючи математичний опис функції цілі (1), параметрами оптимізації є  $p_H, l_a, D, \delta_0, \mu, n_{ш}, m_0, \varphi_k$ . Параметри  $A_1...A_4$  розраховуються при попередньо визначених оптимальних значеннях величин  $D, l_a$  і заданих значеннях  $n_k, \varphi_m$ . Зі встановлених значень параметрів  $A_1...A_4$  визначаються оптимальні значення кута  $\varphi_k$ . За наявності декількох можливих оптимальних значень  $\varphi_k$  для окремої функції цілі приймається більше значення  $\varphi_k$  з міркувань збільшення площі опорної поверхні ГСО.

Значення параметрів  $n_k, \varphi_m$  обумовлюються конструктивними особливостями та технологією виготовлення гідростатичної втулки спеціальної конструкції. Розміри внутрішнього паза гідростатичної втулки лімітуються вимогами до її втомної міцності та необхідністю відводу потоку рідини у тангенціальному напрямку підшипника. Рекомендується приймати  $\varphi_m$  у межах  $3...5^\circ$ .

Функції цілі  $\eta_0, t_n$  залежать від величин  $h_p, Q_p$ . Тому, враховуючи значимість величин  $h_p, Q_p$ , екстремальні значення  $\eta_0, t_n$  визначалися при попередньо встановлених для функції цілі  $h_p$  оптимальних величинах параметрів  $\mu, \varphi_k, l_a, D, \delta_0$ . Параметрами оптимізації, що варіюються, при визначенні  $\eta_0, t_n \in m_0$  і  $p_H$ .

У разі потреби пошуку оптимального значення параметра  $n_k$  в алгоритмі оптимізації під час розрахунку параметрів  $A_2...A_4, B_1, B_2$  потрібно організувати додатковий цикл варіювання за  $n_k$ , враховуючи співвідношення між  $n_k$  і  $\varphi_k$  у вигляді  $\varphi_k = 2\pi/n_k - 1,6 \cdot l_a/D - \varphi_m$ .

У загальному випадку задача оптимізації, враховуючи нелінійність функцій цілі, може бути розв'язана методами нелінійного програмування. Проте, якщо проаналізувати нелінійності присутні у показникових функціях, то можна бачити, що у логарифмічних координатах функції цілі набувають лінійної залежності від параметрів оптимізації. Для зручності логарифмування втрати потужності  $P_p$  розділимо на втрати, обумовлені тертям  $P_\mu$  (перший доданок у відповідному виразі (1)) та втрати від прокачування робочої рідини крізь опору  $P_q$  (другий доданок у виразі (1)).

Тоді у логарифмічних координатах функції цілі та параметричні обмеження набувають вигляду:  $\lg(f(x_1, x_2, \dots, x_k)) = \lg(a) + y_1 \cdot \lg(x_1) + y_2 \cdot \lg(x_2) + \dots + y_k \cdot \lg(x_k)$ ,  $\lg(x_{min}) \leq \lg(x) \leq \lg(x_{max})$ .

Лінійна постановка задачі дозволяє використовувати методи лінійного програмування. Для багатокритеріальної оптимізації шпindelних вузлів найбільш доцільно використовувати оптимізаційні алгоритми на основі методу ЛП<sub>т</sub> пошуку, який є детермінованим аналогом методу випадкового пошуку [8].

Основою зазначеного методу є зондування  $n$ -вимірному простору певною кількістю пробних точок, що належать до ЛП<sub>т</sub> розподілу, алгоритм розрахунку якого наведений на рис. 2.

Для пошуку екстремуму функції зазвичай використовують  $N = 2^k$  точок, де  $k$  – кількість параметрів, що оптимізуються [9]. Номер точки переводиться у бінарну систему у вигляді  $k$  координат. Для кожної координати записують дріб вигляду  $\frac{f_1}{2^1} * \frac{f_2}{2^2} * \dots * \frac{f_m}{2^m}$ , де  $1, 2, \dots, m$  – розряди номера точки;  $f_1, f_2, \dots, f_m$  – табличні чисельники.

Далі обчислюють значення знаменників  $2^m$  і чисельників за табличними даними [10]. Застосовуючи булеву операцію розбіжності, знаходяться значення виразу  $f = f_1 * f_2 * \dots * f_m$ , де  $*$  – булевий оператор розбіжності (виключне АБО).

Отриманий дріб виду  $f/2^m$  переводиться у десяткову систему числення. При цьому знаменник залишається тим самим, переводиться лише число  $f$ . Обчислене значення

використовують для знаходження положення точки за однією координатою з заданою розмірністю  $A_i = A_{min} + \frac{f}{2^m} \cdot (A_{max} - A_{min})$ , де  $A_{min}$ ,  $A_{max}$  – мінімальне та максимальне значення діапазону варіювання параметра оптимізації відповідно.

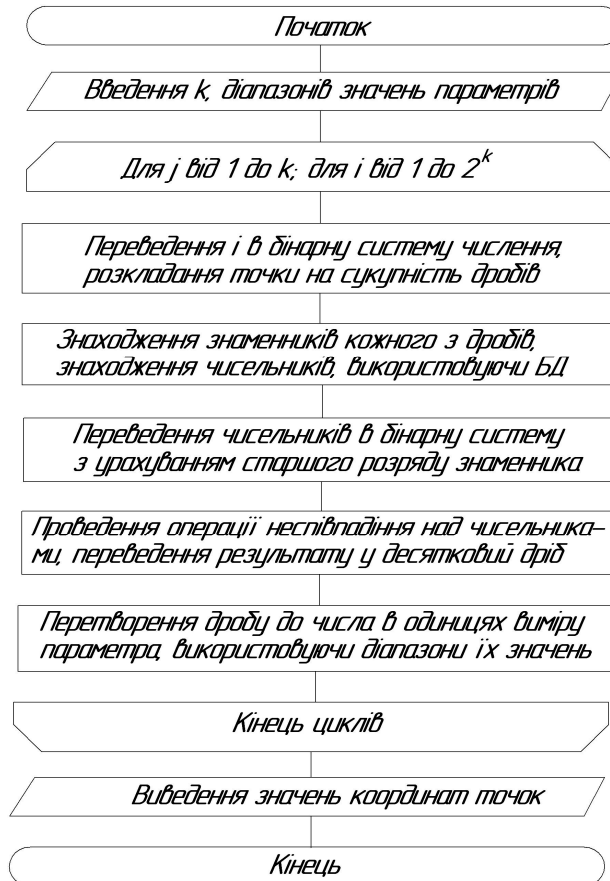


Рис. 2. Алгоритм розрахунку координат точок ЛПТ послідовності для зондування багатовимірного простору

Аналогічним чином визначають  $k$  координат  $2^k$  точок ЛПТ розподілу.

Загальний алгоритм багатокритеріальної оптимізації шпиндельного вузла на регульованих ГСО на основі ЛПТ пошуку (рис. 3) реалізований засобами пакета MathCAD.

Як приклад розглянемо оптимізацію параметрів шпиндельного вузла токарного верстата УТ16А на чотирьохкарманних радіальних ГСО.

Простір функціональних та параметричних обмежень представлений у вигляді:  $j_p \geq 5 \cdot 10^8$ , Н/м;  $h_p \geq 10^7$ , Н·с/м;  $P_\mu \leq 750$ , Вт;  $P_q \leq 1000$ , Вт;  $Q_p \leq 7 \cdot 10^{-5}$ , м<sup>3</sup>/с;  $\eta_0 \geq 0,2$ ;  $t_n \leq 0,1$  с;  $1 \leq p_H \leq 4$ , МПа;  $0,003 \leq l_a \leq 0,03$ , м;  $0,03 \leq D \leq 0,2$ , м;  $5 \cdot 10^{-6} \leq \delta_0 \leq 50 \cdot 10^{-6}$ , м;  $0,5 \cdot 10^{-3} \leq \mu \leq 2 \cdot 10^{-2}$ , Па·с;  $0,35 \leq \varphi_k \leq (2\pi/n_k - 0,2)$ , рад.;  $500 \leq n_{ш} \leq 10000$  хв<sup>-1</sup>;  $10 \leq m_0 \leq 30$ , кг;  $n_k = 5$ ;  $\varphi_m = 7,85 \cdot 10^{-2}$  рад.

За алгоритмом (рис. 3) розраховуються координати  $N$  точок ( $N = 2^8 = 256$ ) зондування простору на основі ЛПТ послідовностей та обчислюються значення цільових функцій. Обґрунтованість вибору кількості пробних точок перевірялася розрахунком цільових функцій при значенні  $N=2^{k+1}$ . При цьому різниця значень цільових функцій знаходилася у межах до 4%.

У результаті розрахунку за алгоритмом (рис. 3) отримано сім номерів точок при екстремальному значенні кожної функції цілі ( $j_p \rightarrow \max$ ;  $h_p \rightarrow \max$ ;  $P_\mu \rightarrow \min$ ;  $P_q \rightarrow \min$ ;  $Q_p \rightarrow \min$ ;  $t_n \rightarrow \min$ ;  $\eta_0 \rightarrow \max$ ).

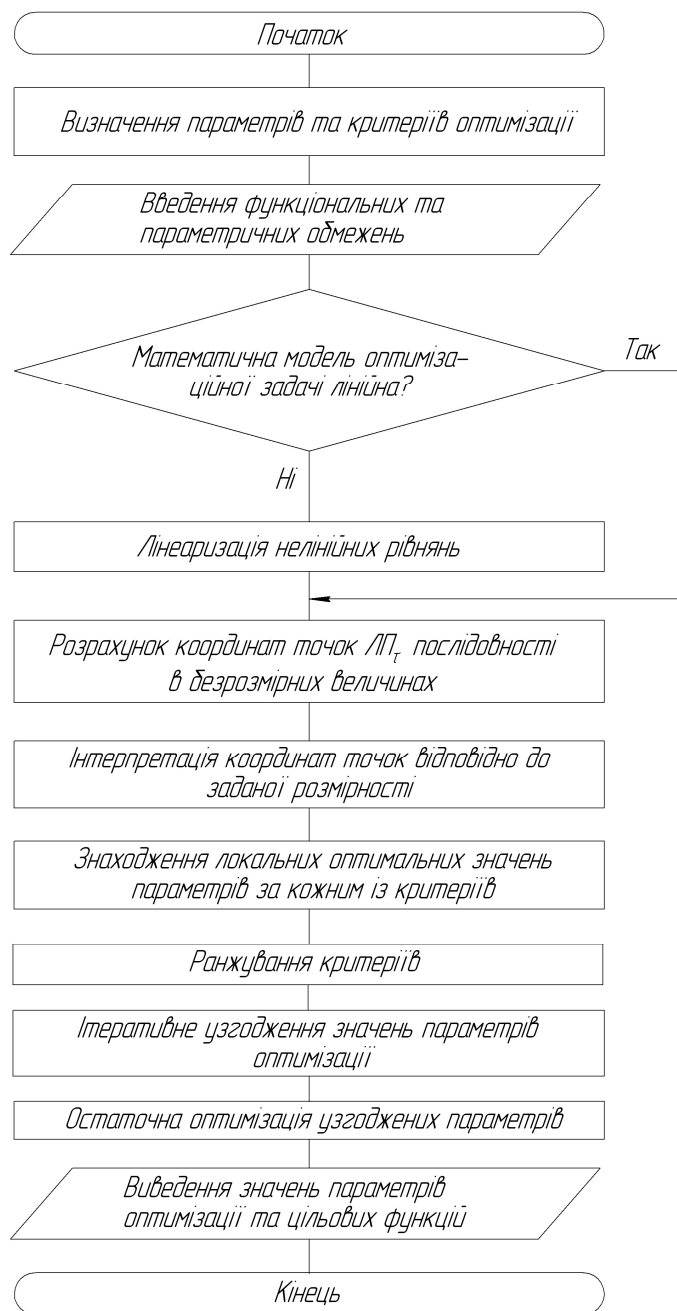


Рис. 3. Алгоритм багатокритеріальної оптимізації шпиндельних вузлів

Далі постає задача ітеративного узгодження отриманих оптимальних значень. Для цього попередньо здійснювалося ранжування для кожної функції цілі, враховуючи вплив на вихідну точність обертання шпиндельного вузла. Як видно з математичної моделі оптимізаційної задачі, критерії  $t_n$ ,  $\eta_0$ , що характеризують динамічну якість регульованої ГСО, є залежними від інших функцій цілі  $t_n$ ,  $\eta_0 = f(h_p, Q_p)$ . Тому ранжуванню піддавалися тільки некорельовані (незалежні) критерії оптимізаційної задачі ( $j_p$ ,  $h_p$ ,  $P_\mu$ ,  $P_q$ ,  $Q_p$ ).

Для визначення значимості критеріїв застосовано метод рангової кореляції [11], який ґрунтується на систематизації апріорної інформації. Для формування апріорної інформації було здійснено опитування фахівців у галузі гідроприводу верстатів. Ступінь узгодженості думок спеціалістів оцінювалася коефіцієнтом конкордації [11], значимість якого перевірялася на основі  $\chi^2$  критерію Пірсона. Значимість коефіцієнта кон-

кордації дозволяє отримати ранжований ряд, який наведено у порядку зменшення впливу факторів

$$j_p \rightarrow h_p \rightarrow P_\mu \rightarrow P_q \rightarrow Q_p \rightarrow t_n \rightarrow \eta_0. \quad (6)$$

Ітеративне узгодження полягає у пошуку значень локальних параметрів оптимізації, які б задовольняли умовам простору функціональних та параметричних обмежень при одночасному забезпеченні екстремуму функцій цілі за ранжованим рядом (6). Відповідно до методики [9] пошук спочатку здійснювався в околицях точки  $N=16$  з екстремальним значенням  $j_p$  у чотирьохвимірному паралелепіпеді зі сторонами  $0,95 \cdot x_j \leq x_j \leq 1,05 \cdot x_j$ , де  $x_j \in (p_H, D, l_a, \delta_0)$ . У результаті зондування простору параметрів оптимізації  $x_j$  розраховувалися нові значення критеріїв ряду (6), починаючи з  $h_p$  у порядку їх значимості. У результаті отримали покращену точку  $16'$  з набором параметрів оптимізації  $x'_j$ .

Далі пошук відбувався в околицях точки  $N=81$  з екстремальним значенням демпфування  $h_p$  у прямокутнику зі сторонами  $0,95 \cdot x_h \leq x_h \leq 1,05 \cdot x_h$ , де  $x_h \in (\mu, \varphi_k)$ , при незмінному наборі параметрів оптимізації  $x'_j$ . Аналогічним чином ітерації проводилися за іншими критеріями ряду (6) з урахуванням рангу.

У результаті остаточної оптимізації отримали покращену точку  $N'$  з набором оптимальних параметрів:  $\mu = 0,015$  Па·с;  $p_H = 2$  МПа;  $D = 0,16$  м;  $\delta_0 = 11 \cdot 10^{-6}$  м;  $l_a = 0,0185$  м,  $\varphi_k = 80^\circ$ ,  $m_o = 10,25$  кг.

У ході математичного моделювання оптимізаційної задачі було встановлено, що значення частот обертання шпинделя у діапазоні від  $500 \text{ хв}^{-1}$  до  $1700 \text{ хв}^{-1}$  задовольняють всі критеріальні обмеження. Під час роботи на більш високих частотах для зменшення втрат потужності необхідно застосовувати малов'язкі мастила та збільшувати регульоване значення зазору  $\delta_0$ .

**Висновки.** Встановлено оптимальні значення параметрів оптимізації радіальних шпиндельних гідростатичних опор регульованого типу токарного верстата, що дозволило підвищити технічний рівень проектних рішень.

Розроблено науково-обґрунтовану методику багатокритеріальної оптимізації шпиндельних вузлів на регульованих гідростатичних опорах, що дозволяє встановити оптимальні конструктивні та експлуатаційні параметри підшипників з метою забезпечення опорними вузлами точнісних і швидкісних характеристик шпиндельних вузлів.

Перспективним напрямом подальших досліджень є оптимальне проектування гідравлічних опор шпинделя комбінованого типу, зокрема гідростатодинамічних, з метою підвищення швидкохідності шпиндельних вузлів при одночасному забезпеченні високої точності обертання.

### Список використаних джерел

1. *Гидростатические опоры роторов быстроходных машин* / [Артеменко Н. П., Чайка А. И., Доценко В. Н. и др.] ; под ред. Н. П. Артеменко. – Х. : Основа, 1991. – 197 с.

2. *Артеменко Н. П.* Некоторые результаты экспериментальных исследований динамики роторов на гидростатических подшипниках / Н. П. Артеменко, В. Н. Доценко, А. И. Зубов // Исследование и проектирование гидростатических опор и уплотнений быстроходных машин : сб. статей / под ред. Н. П. Артеменко. – 1973. – Вып. 1. – С. 90-100.

3. *Струтинський В. Б.* Статистична динаміка шпиндельних вузлів на гідростатичних опорах : монографія / В. Б. Струтинський, Д. Ю. Федориненко. – Ніжин : Аспект-Поліграф, 2011. – 464 с.

4. *Бушуев В. В.* Гидростатическая смазка в станках / В. В. Бушуев. – М. : Машиностроение, 1989. – 176 с.

5. *Ингерт Г. Х.* Динамические характеристики гидростатических опор / Г. Х. Ингерт, Б. Г. Лурье // Станки и инструмент. – 1972. – № 9. – С. 5-7.



6. Попович М. Г. Теорія автоматичного керування / М. Г. Попович, О. В. Ковальчук. – К. : Либідь, 1997. – 544 с.

7. Детали и механизмы металлорежущих станков / [Каминская В. В., Левина З. М. и др.] ; под ред. Д. Н. Решетова. – М. : Машиностроение, 1972. – 519 с. – (Шпиндели и их опоры, механизмы и детали приводов; т. 2).

8. Пуш А. В. Шпиндельные узлы: качество и надежность / А. В. Пуш. – М. : Машиностроение, 1992. – 288 с.

9. Соболев И. М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И. М. Соболев, Р. Б. Статников. – М. : Наука, 1981. – 110 с.

10. Соболев И. М. Многомерные квадратные формулы и функции Хаара / И. М. Соболев. – М. : Наука, 1969. – 288 с.

11. Душинский В. В. Оптимизация технологических процессов в машиностроении / В. В. Душинский, Е. С. Пуховский, С. Г. Радченко. – К. : Техника, 1977. – 176 с.

УДК 621.9

**М.И. Михайлов**, канд. техн. наук

Гомельский государственный технический университет им. П. О. Сухого, г. Гомель, Беларусь

### **ВЛИЯНИЕ СТАТИСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ СМЕННЫХ МНОГОГРАННЫХ ПЛАСТИН НА КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ С КОРПУСОМ СБОРНОГО ИНСТРУМЕНТА**

**М.І. Михайлов**, канд. техн. наук

Гомельський державний технічний університет ім. П. О. Сухого, м. Гомель, Білорусь

### **ВПЛИВ СТАТИСТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗМІННИХ БАГАТОГРАННИХ ПЛАСТИН НА КОНТАКТНІ НАПРУГИ З КОРПУСОМ ЗБІРНОГО ІНСТРУМЕНТА**

**Mikhail Mikhailov**, PhD in Technical Sciences

Gomelski Technical University

### **INFLUENCE OF STATISTICAL PARAMETERS OF REMOVABLE MANY-SIDED PLASTINS ON PIN TENSIONS WITH THE CORPS OF COLLAPSIBLE INSTRUMENT**

*Предлагается методика формирования статистических параметров опорных контактных поверхностей сменных многогранных пластин. Дано расчет контактных напряжений с учетом статистических параметров пластин.*

*Ключевые слова:* сменные многогранные пластины, статистические параметры, контактное напряжение.

*Пропонується методика формування статистичних параметрів опорних контактних поверхонь змінних багатограних пластин. Дано розрахунок контактної напруги з відліком статистичних параметрів пластин.*

*Ключові слова:* змінні багатогранні пластини, статистичні параметри, контактна напруга.

*Influence of statistical parameters of removable many-sided plastins on pin tensions with the corps of collapsible instrument.*

*Methodology of forming of statistical parameters of pin underlayments of removable many-sided plastins is offered Calculation of pin tensions with an account of statistical parameters of plestins.*

*Keywords:* removable many-sided plates, statistical parameters, pin tensions

Изучение распределения напряжений в режущей части резцов, в зоне непосредственного контакта стружки с передней и заготовки с задней поверхностями или за их пределами усложняется малыми размерами зоны контакта. Поэтому для определения напряжений в указанных областях исследователи применяли поляризационно-оптический метод [1-6], с помощью которого было найдено напряженное состояние в области контакта стружки с передней поверхностью (Г. Андреев, В. Коттвинкель, Е. Усуи, Х. Такеяма, Х. Чандрашекаран, Д. Капур, М. Полетика, И. Примус и др.) [7-13].

В качестве обрабатываемого материала использовали свинец, а модель резца изготавливали из оптически активного материала. На основании проведенных исследований были уточнены эпюры нормальных и касательных напряжений в контактной