УДК 621.822
DOI 10.36910/10.36910/6775-2313-5352-2024-25-10
Ковальов В. Д. [1], Васильченко Я. В. [1], Міхєєв А. О. [1], Четвержук Т. І. [2]
[1]Донбаська державна машинобудівна академія, м. Краматорськ, Україна
[2]Луцький національний технічний університет, м. Луцьк, Україна

УПРАВЛІННЯ ТОЧНІСТЮ ТРАЄКТОРНИХ ПЕРЕМІЩЕНЬ ВИКОНАВЧИХ ОРГАНІВ ВЕРСТАТА НА ГІДРОСТАТИЧНИХ ПІДШИПНИКАХ

Стаття присвячена підвищенню точності та продуктивності важкого верстатного обладнання шляхом розробки і застосування адаптивних гідростатичних шпиндельних підшипників. Здійснено огляд літературних джерел та доведено актуальність пошуку нових шляхів підвищення точності, зокрема за рахунок застосування прогресивних конструкцій опорних вузлів. Основним напрямком досліджень обрано пошук шляхів підвищення точності обробки на важких токарних верстатах за рахунок адаптивного керування параметрами технологічної системи. Встановлено, що застосування гідравлічних опор з рідинним тертям є дуже перспективним у верстатобудуванні, а для важких верстатів такі опори на сьогоднішній день є, в ряді випадків, єдиним конструктивним варіантом, що забезпечує необхідні експлуатаційні характеристики вузлів – високу несучу здатність, довговічність, жорсткість, точність і т.д. Показана можливість використання методик розрахунку, заснованих на реалізації методу кінцевих елементів. Надані конкретні рекомендації до розрахунку і проєктування гідростатичних шпиндельних вузлів.

Ключові слова: *гідростатичний підшипник, точність, продуктивність, верстат, шпиндельний вузол.*

Постановка проблеми. Підвищення вимог до точності розмірів і форми деталей, поява нових матеріалів, які складно піддаються обробці, а також широке впровадження автоматизації технологічних процесів і створення автоматичних верстатів із системами керування та регулювання висуває все більш жорсткі вимоги до конструкцій опорних вузлів металорізальних верстатів.

Механічна обробка відбувається при безперервній зміні зовнішніх умов та пов’язана з точністю верстата, яка характеризує ступінь впливу різноманітних похибок верстата (геометричних, кінематичних, пружних, температурних та динамічних) на точність деталей, що виготовляються.

Процес обробки на важких верстатах відрізняється від обробки на верстатах середньої та легкої групи значною масою та габаритами оброблюваних деталей, підвищеними зусиллями різання, тепловими та пружними деформаціями, які виникають у вузлах верстата. Усе це призводить до зниження точності верстата та, внаслідок цього, до зниження якості виробів.

Підвищення точності верстата обумовлює суттєві труднощі при розробці конструкції обладнання та технології його виготовлення. Вирішення задачі традиційними шляхами приводить до значного здорожчання верстатів. Особливо це характерно для важкого верстатного обладнання, для якого подальше покращення показників точності стає неможливим при застосуванні традиційних підходів до розробки конструкцій. Таким чином, пошук нових шляхів підвищення точності, зокрема за рахунок застосування прогресивних конструкцій опорних вузлів, є актуальною проблемою у сучасному верстатобудуванні.

Аналіз останніх досліджень. Аналіз розглянутих шляхів підвищення точності обробки дозволяє розділити їх на три основні групи. Перша полягає у підвищенні якості технологічної системи (жорсткості, міцності, геометричної та кінематичної точності, зносостійкості, вібростійкості та ін.), друга – у зменшенні дії технологічних факторів, від яких залежать похибки обробки, третя – у компенсації їх впливу шляхом керування ходом технологічного процесу. При цьому показано, що останній шлях є найбільш ефективним. Основним напрямком досліджень обрано пошук шляхів підвищення точності обробки на важких токарних верстатах за рахунок адаптивного керування параметрами технологічної системи. При цьому виникає важлива задача раціонального вибору групи керованих параметрів технологічної системи для ефективного підвищення точності обробки. Визначено, що для цього можливе застосування гідростатичних шпиндельних опор з адаптивною системою керування, яка реагує на зміну положення виконавчого органу зміною експлуатаційних характеристик опор за рахунок керування пружними та тепловими деформаціями, що виявляють найбільш істотний вплив на точність та

© Ковальов В. Д., Васильченко Я. В., Міхєєв А. О., Четвержук Т. І.

працездатність верстата. У галузі вдосконалення опорних вузлів нині проводиться велика кількість досліджень [1-23]. При функціонуванні гідравлічних опор відбувається робочий процес, зумовлений пружними деформаціями елементів конструкції під впливом зовнішніх силових факторів і тисків, що виникають у шарі рідини, перетіканням мастила між контактуючими поверхнями опор, і тепловими явищами, зумовленими в'язким тертям і перекачуванням мастила під тиском. Для визначення раціональних і оптимальних конструктивних параметрів опор необхідно спільно розглядати вищезазначені явища та їх взаємний вплив.

Технологічна система (верстат, пристосування, інструмент), як правило, не має адаптивного елемента, здатного комплексно компенсувати різного роду зміни умов обробки. Виняток становлять адаптивні системи ЧПУ, оснащені датчиками активного контролю, які коригують початкову програму обробки за результатами поточних вимірювань. Однак, такі системи, будучи дуже складними і дорогими, не мають достатньої універсальності і реагують на зміну лише певних факторів.

Як адаптивний елемент технологічної системи можна використовувати опори рідинного тертя рухомих вузлів верстата, що виконують формоутворюючі рухи (супортів, шпинделів, столів, кареток) [8]. Завдяки наявності між контактуючими поверхнями опори, шару мастильного матеріалу, параметрами якого можна керувати, опора рідинного тертя може змінювати свої характеристики (навантажувальну здатність, жорсткість) і здійснювати мікропереміщення для компенсації геометричних похибок і відхилень, які виникають унаслідок неточностей виготовлення, температурних і силових деформацій, а також демпфувати виникаючі коливання [1]. Опорні вузли мають визначальне значення під час забезпечення точності формоутворення, оскільки вони є внутрішнім джерелом інформації у верстаті, а отже, траєкторія переміщення робочих органів є результатом копіювання форми опорних вузлів. Опори змішаного тертя (навіть із застосуванням новітніх антифрикційних матеріалів) або опори кочення не дають змоги компенсувати похибки та деформації, ефективно демпфувати вібрації [8]. Крім того, ці типи опор є додатковим джерелом виникнення коливань через стрибки сили тертя і пульсації тіл кочення [6]. Застосування опор кочення має певну межу, оскільки джерелами зміщень (порушень) заданої траєкторії руху є геометричні похибки доріжок і тіл кочення, зміни розподілу сил у підшипнику внаслідок зміни положення тіл кочення відносно лінії дії зовнішнього навантаження, а також через наявність деформацій як самих тіл кочення, так і контактуючих із ними поверхонь деталей. У разі збільшення натягу в опорах кочення точність обертання підвищується тільки до деякої межі. Така ж картина спостерігається і для лінійних підшипників кочення. До того ж, у важких верстатах із ЧПУ напрямні кочення не набули широкого розповсюдження внаслідок високої вартості великогабаритних роликових підшипників і дуже високих вимог, що висуваються до точності установчих поверхонь для підшипників. Для верстатів надпрецизійної точності застосування опор кочення також стає неприйнятним. Наприклад, кулько-гвинтова пара, що застосовується як кінцева ланка підвищеної точності, має межу забезпечення точності переміщень, що іноді робить неможливим її використання.

Аналізуючи результати, отримані в процесі експлуатації нових важких металорізальних верстатів, у вузлах яких застосовано гідростатичні опори, можна зробити такі висновки:

- точність траєкторії переміщень перевищує точність контактуючих поверхонь;
- практично відсутнє зношення поверхонь ковзання;
- значно полегшені установчі рухи на заданий розмір;
- у всьому діапазоні швидкостей, включаючи швидкості, близькі до нуля, спостерігається плавність переміщень;
- рівень складності обслуговування не зріс;
- експлуатаційні витрати у споживача або знизилися, або залишилися на рівні, як і для верстатів, у яких не застосовані гідростатичні опори.

Отже, можна стверджувати, що застосування гідравлічних опор з рідинним тертям доволі перспективне у верстатобудуванні, а для важких верстатів такі опори на сьогоднішній день є, в ряді випадків, єдиним конструктивним варіантом, що забезпечує необхідні експлуатаційні характеристики вузлів – високу несучу здатність, довговічність, жорсткість, точність і т.д.

Опори з рідинним режимом тертя мають низку виняткових переваг[5, 6, 7, 12]:

- дають змогу отримати високу точність траєкторії переміщень, яка значно перевищує точність виготовлення несучих деталей опори і зберігається необмежено довго;
- забезпечує лінійну характеристику тертя, і, що особливо важливо, в діапазоні малих швидкостей, під час переходу від спокою до руху і під час реверсу, що дає змогу отримати необмежено високу плавність і точність переміщень;

© Ковальов В. Д., Васильченко Я. В., Міхєєв А. О., Четвержук Т. І.

- опори можуть бути вібростійкими і жорсткими;
- забезпечують у з'єднанні порівняно великий зазор і виключають люфт;
- дають змогу контролювати навантаження і полегшують реалізацію самоналагоджувальних систем у верстатах.

Крім того, можна створити опори для будь-якого режиму експлуатації, причому зміна цього режиму допускається в широких межах. При цьому стає можливим керувати вихідними параметрами опор, наприклад жорсткістю, демпфуванням, точністю.

Необхідно зазначити, що гідравлічні опори мають і недоліки, що перешкоджають їх широкому впровадженню [16]. Для мащення опор потрібне джерело тиску – гідростанція порівняно високої потужності, опори є джерелом виділення тепла навіть за відсутності ковзання опорних деталей, причому тепловиділення зростають зі збільшенням швидкості ковзання, під час використання опор необхідно запобігати, наприклад фільтрацією, потраплянню в змащення на вході в опору часток, розмір яких більший від зазору в опорі, ущільнення мають забезпечувати збирання та повернення до джерела живлення порівняно великих потоків змащення, опорні деталі навантажені тиском змащення, а також деформаціями.

Незважаючи на простоту і доступність конструкції, в опорах з рідинно-основним режимом тертя мають місце складні процеси, що поряд зі специфічними властивостями опор вимагає високої культури проектування, виготовлення та експлуатації. Одна з основних переваг гідравлічних опор – це можливість підвищення точності обробки – як розмірної точності, так і зменшення похибок форми.

В роботі [7] рекомендується застосування гідравлічних опор для підвищення точності верстатів за всіма критеріями працездатності – підвищення жорсткості, довговічності, зменшення температурних деформацій, підвищення вібростійкості, точності позиціювання і рівномірності повільних переміщень. Серед основних конструктивних заходів щодо підвищення точності верстатів: зменшення сил тертя і особливо їхньої змінності як джерела теплоутворення і температурних деформацій, стрибкоподібності подачі, похибки позиціонування; перехід на рідинне, гідродинамічне або гідростатичне мастило. Заміна зовнішнього тертя внутрішнім. У гідростатичних парах коефіцієнт тертя спокою доводять до однієї «мільйонної». Застосування гідростатичних підшипників для компенсації похибок. У гідростатичних підшипниках вплив похибок шпинделя на некруглість виробу зменшується майже на один порядок при забезпеченні некруглості виробу до 0,1-0,2 мкм. Зазначається важливість забезпечення досконалих видів тертя для підвищення довговічності (збереження точності в експлуатації), оскільки витрати на ремонт верстатів, віднесені до року експлуатації, становлять 10-15% їхньої початкової вартості. Для цього потрібно використання гідродинамічного і, особливо, гідростатичного мастила за необхідності особливо точного руху.

Для зменшення шкідливих температурних деформацій (особливо для прецизійних верстатів, де температурні деформації можуть мати переважаюче значення) – зменшення нерівномірного нагріву верстатів від внутрішніх джерел шляхом підвищення ККД механізмів, переходу від напівридинного змащення до рідинного. Для підвищення вібростійкості – збільшення жорсткості і демпфуючої здатності шпиндельного вузла застосуванням гідростатичних підшипників дає змогу збільшити граничну за вібростійкістю глибину різання до 2 разів. Для підвищення точності позиціонування і рівномірності повільних переміщень – застосування гідростатичних напрямних і спеціальних приводів точних мікропереміщень, які дають змогу здійснити керовані мікропереміщення.

Зазначається можливість підвищення точності практично всіх типів верстатів шляхом застосування опор рідинного тертя в шпиндельних опорах, напрямних, люнетах. Для великих, важких і унікальних верстатів застосування гідростатичних опор рекомендується як загальний спосіб удосконалення конструкцій і збереження точності. Економічна доцільність застосування гідростатичних опор у шпиндельних вузлах токарних верстатів проілюстрована в [8]. Зокрема, у цій роботі йдеться про те, що гідростатичні підшипники позбавлені від недоліків підшипників кочення і гідродинамічних. Гідростатичні підшипники мають велике демпфування, підвищення жорсткості цих підшипників не призводить до зниження їхнього демпфуванняя, як це має місце в опорах кочення. Гідростатичні підшипники не схильні до зношення і не потребують ремонту. Межа швидкохідності гідростатичних підшипників визначається тільки втратами не тертя. Застосування гідростатичних підшипників дає змогу на одному верстаті виконувати чорнове і чистове оброблення, при цьому відпадає потреба у фінішних верстатах і у витратах на транспорт і проміжне складування, що з надлишком компенсує витрати на придбання та встановлення гідростатичних підшипників.

© Ковальов В. Д., Васильченко Я. В., Міхєєв А. О., Четвержук Т. І.

Мета роботи – підвищення точності та продуктивності важкого верстатного обладнання шляхом розробки і застосування адаптивних гідростатичних шпиндельних підшипників.

Викладення основного матеріалу. Основні величини, що характеризують експлуатаційні параметри опорних вузлів, можуть бути знайдені лише в тому разі, якщо чисельно визначено поля розподілених навантажень у досліджуваних ділянках, тобто, розв'язано в них рівняння Рейнольдса з відповідними граничними умовами. Для розглянутого класу опор цілком прийнятна методика, що вважає течію мастильного матеріалу між недеформованими контактуючими поверхнями ізотермічною з температурою, що дорівнює середній величині температур на його вході в досліджувану ділянку і виході з неї. Шар мастила має товщину у багато разів меншу, ніж його розміри в двох інших напрямках. Потік мастильного матеріалу приймається ламінарною. Тиск вважається постійним за товщиною мастильного шару. Напруження в рідині пропорційні швидкостям деформації, тобто мастило розглядається як Ньютонівська рідина. Ковзання на межі між твердим тілом і в'язкою рідиною відсутнє.

З метою єдиного представлення алгоритму пошуку полів тисків у розглянутих областях і знаходження інших величин, необхідних під час розрахунку опор рідинного тертя, незалежно від їхніх геометричних форм і співвідношень, виправдано подати рівняння Рейнольдса в циліндричній системі координат:

$$\frac{\partial}{\partial\varphi}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial\varphi}\right)+R^2\frac{\partial}{\partial z}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial z}\right)=-6\mu UR\frac{\partial h}{\partial\varphi}, \quad (1)$$

де R – радіус поверхонь, що сполучаються;
φ – кутова координата, $0\le\varphi\le 2\pi$,
U –швидкість у напрямку φ.

При цьому граничні умови запишуться як:
$p=0$ на $0\le\varphi R\le 2\pi R$ при $z=0$,
$0\le\varphi R\le 2\pi R$ при $z=L$,
$p=p_{0j}$ на $\varphi_{1j}R\le\varphi R\le\varphi_{2j}R$ при $z=b1j$,

$$\varphi_{1j}R\le\varphi R\le\varphi_{2j}R \quad (2)$$

при $z= b1j$,
$b_{1j}\le z\le b_{2j}$ *при* $\varphi=\varphi\ 1j$,
$b_{1j}\le z\le b_{2j}$ *при* $\varphi=\varphi\ 2j$.

При цьому в більшості випадків для забезпечення прочитання відповідних залежностей j вважають рівним 0 ($j=0$)..

Під час приведення рівняння (1) до безрозмірного вигляду вводять такі позначення:
$\overline{z}=\frac{z}{R\Phi}$, *де* $0\le\overline{z}\le Д=\frac{L}{R\Phi}=\frac{L}{2\pi R}$,
$\overline{\varphi}=\frac{\varphi}{\Phi}$, *де* $0\le\overline{\varphi}\le 1\ (\Phi=2\pi)$,
тут Φ – кут охоплення цапфи (вала) втулкою, $\Phi=2\pi$;
L – довжина втулки – лінійний розмір опори ковзання в напрямку координатної осі Z;
$\overline{h}=\frac{h}{\Delta}$, де Δ = ($R_{\text{втулки}}-R_{\text{цил. напрямної}}$) – радіальний зазор;
$\overline{p}=\frac{p}{c}$, де $c=\frac{6\mu UR}{\Delta^2}+p_c$.

Рівняння для розглядуваного випадку циліндричних опор у безрозмірній формі:

$$\frac{\partial}{\partial\overline{\varphi}}\left(\overline{h}^3\frac{\partial\overline{p}}{\partial\overline{\varphi}}\right)+\frac{\partial}{\partial\overline{z}}\left(\overline{h}^3\frac{\partial\overline{p}}{\partial\overline{z}}\right)=-\Omega\frac{\partial\overline{h}}{\partial\overline{z}}, \quad (3)$$

Де $\Omega=\frac{6\mu UR^2}{\Delta^2 c}$ – безрозмірна величина, що характеризує параметри досліджуваної циліндричної опори.

При цьому $0\le\Omega\le 1$ – для гідростатичних і гідростатодинамічних опор;
$\Omega=1$ – для гідродинамічних опор.

Дослідження і розрахунок гідростатичних опор є непростою проблемою, оскільки доводиться розв'язувати пов'язану задачу: розрахунок параметрів шару мастила між контактуючими поверхнями, пружних і теплових деформацій елементів. Ці явища описуються системою диференціальних рівнянь II порядку в приватних похідних, яка аналітично в тривимірній постановці не вирішується. Тому для моделювання та розрахунку треба використовувати чисельні методи скінченних різниць і скінченних елементів, що дають змогу з допустимою точністю визначити експлуатаційні характеристики опорних вузлів.

© Ковальов В. Д., Васильченко Я. В., Міхєєв А. О., Четвержук Т. І.

Розглянемо прямий метод побудови рівнянь, що пов'язують ці чинники в межах кінцевого елемента, у припущенні лінійної постановки.

1. Поле переміщень А в межах елемента (для просторової задачі) $\Delta = [u, v, w]$ за допомогою інтерполяційних функцій (у так званих ізопараметричних скінченних елементах, які використовуються, зокрема, у COSMOSWorks, зведених у матрицю $[N]$, виражається через вузлові переміщення $\{\Delta\}$. Суть інтерполяційних функцій полягає в тому, щоб, знаючи величини, наприклад, переміщень у вузлах, отримати їхні значення в будь якій точці елемента залежно від координат. У матричному вигляді співвідношення мають вигляд: $\Delta = N \cdot \{\lambda\}$. Для просторової задачі, $\{\lambda\} = [u_1, v_1, w_1, u_2, v_2, w_2, \dots, u_k, v_k, w_k]$, де k - число вузлів кінцевого елемента.

2. Поле деформацій ε виражається через ступені вільноті $\{\Delta\}$ за допомогою диференціювання поля переміщень (а, фактично, інтерполяційних функцій) згідно зі співвідношеннями, які зібрано в матрицю $[D]$ і які пов'язують деформації з переміщеннями $s = [D] \cdot \{\Delta\}$.

3. З урахуванням рівнянь стану, в основі яких лежить закон Гука і коефіцієнти яких утворюють матрицю $[E]$, встановлюється зв'язок спочатку між полем напружень і полем деформацій $\sigma = [E] \cdot \varepsilon$, а потім і між напруженнями та ступенями свободи у вузлах: $\sigma = [E] \cdot [D] \cdot \{\lambda\}$.

4. Формулюються вираження для сил $\{F\}$, що діють у вершинах елемента, залежно від поля напружень а, для чого використовується матриця перетворення напружень у вузлові сили $[A]$: $\{F\} = [A] \cdot \sigma$.

5. Зв'язуються вирази для вузлових сил і переміщень у вузлах: $\{F\} = [k] \cdot \{\Delta\}$, де $[k] = [A] \cdot [E] \cdot [D]$ – матриця жорсткості кінцевого елемента.

6. Для надання матриці $[k]$ властивості симетрії добиваємося заміни матриці перетворення жорсткості матрицею, транспонованою до матриці перетворення переміщень у деформації $[D]$. Тоді: $[k] = [D]^T \cdot [E] \cdot [D]$.

За наведеним алгоритмом було проведено розрахунок шпиндельного вузла важкого токарного верстата мод. 165. Дані математичного моделювання представлені на рис. 1. За результатами розрахунку верстата мод.165 було знайдено «небезпечні місця» шпиндельного вузла і з застосуванням цих даних було розроблено конструктивні варіанти шпиндельних вузлів важкого токарного верстата (рис. 2,3). Значний вплив на роботу гідростатичних шпиндельних підшипників має спосіб регулювання зазору між шпинделем і втулкою. У спроектованих верстатах використовуються дроселювальні пристрої із саморегулювальними характеристиками, що дає змогу шпинделю встановлюватися в центрі підшипника автоматично, без регулювання. Слід розуміти, що час установлення шпиндельної групи на вісь після увімкнення верстата визначається масою шпинделя, величиною зазорів у підшипниках і параметрами дросельних пристроїв. Для важких верстатів тривалість точного встановлення шпинделя на вісь у гідростатичних підшипниках (після тривалої зупинки верстата) становить 1...3 хвилини.

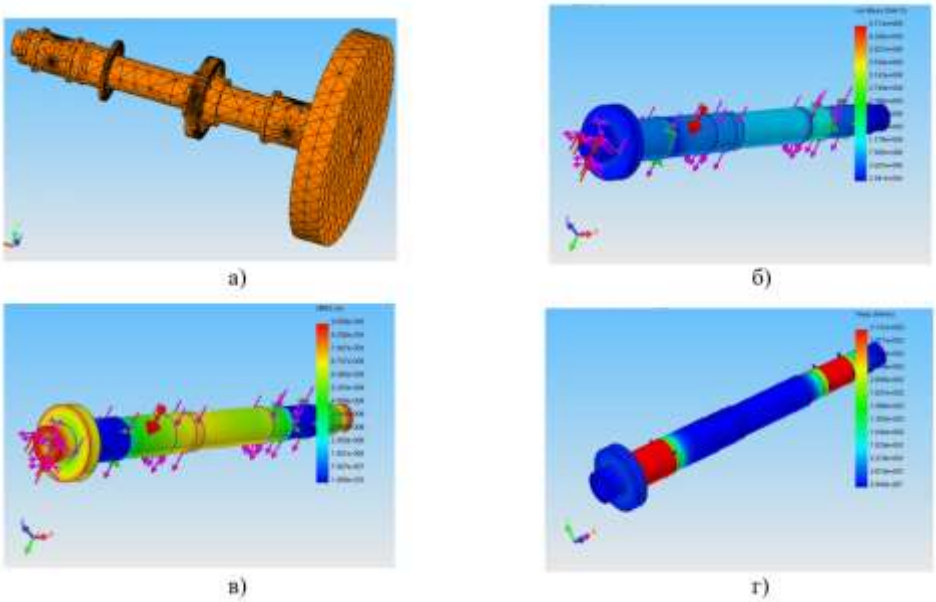

Рисунок 1 – Розрахунок шпиндельного вузла важкого токарного верстата мод. 165 методом скінченних елементів: а) сітка скінченних елементів; б) розподіл напружень; в) деформований стан з урахуванням переміщень; г) термічний аналіз

© Ковальов В. Д., Васильченко Я. В., Міхєєв А. О., Четвержук Т. І.

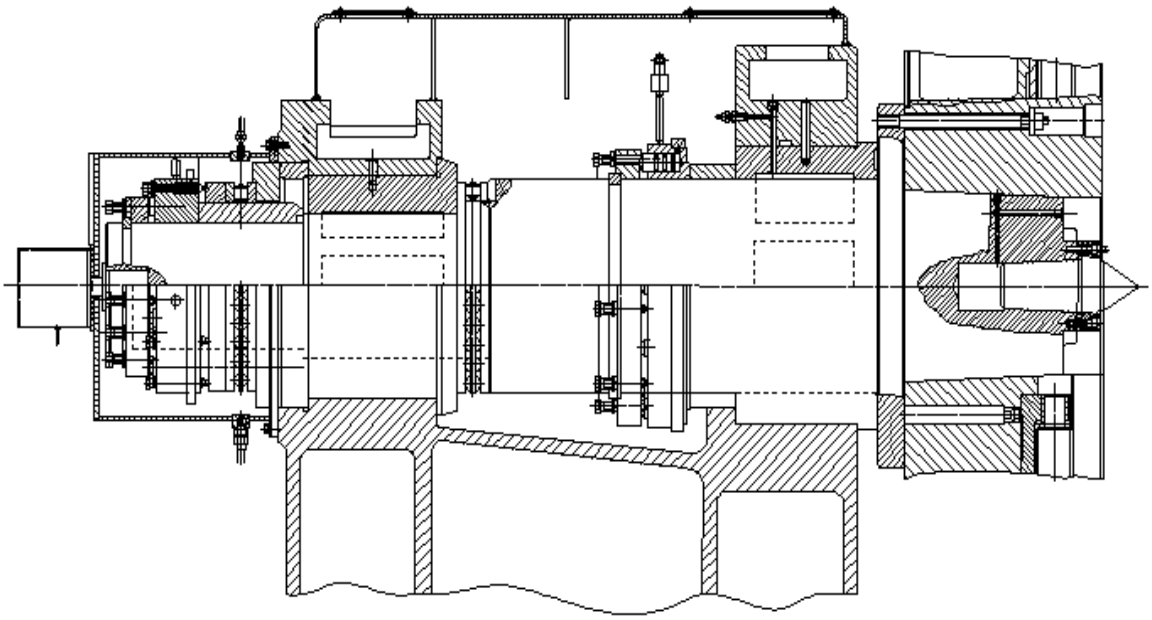

Рисунок 2 – Шпиндельний вузол важкого токарного верстата з радіальними гідростатичними підшипниками й упорними підшипниками фірми FAG

Така схема (рис. 2) дає змогу отримати всі переваги гідростатичних опор, а саме забезпечити високу точність обертання, високу демпфуючу здатність, що підвищує вібростійкість шпиндельного вузла, гарантує високу довговічність і, водночас, не ускладнює систему живлення гідростатичних опор.

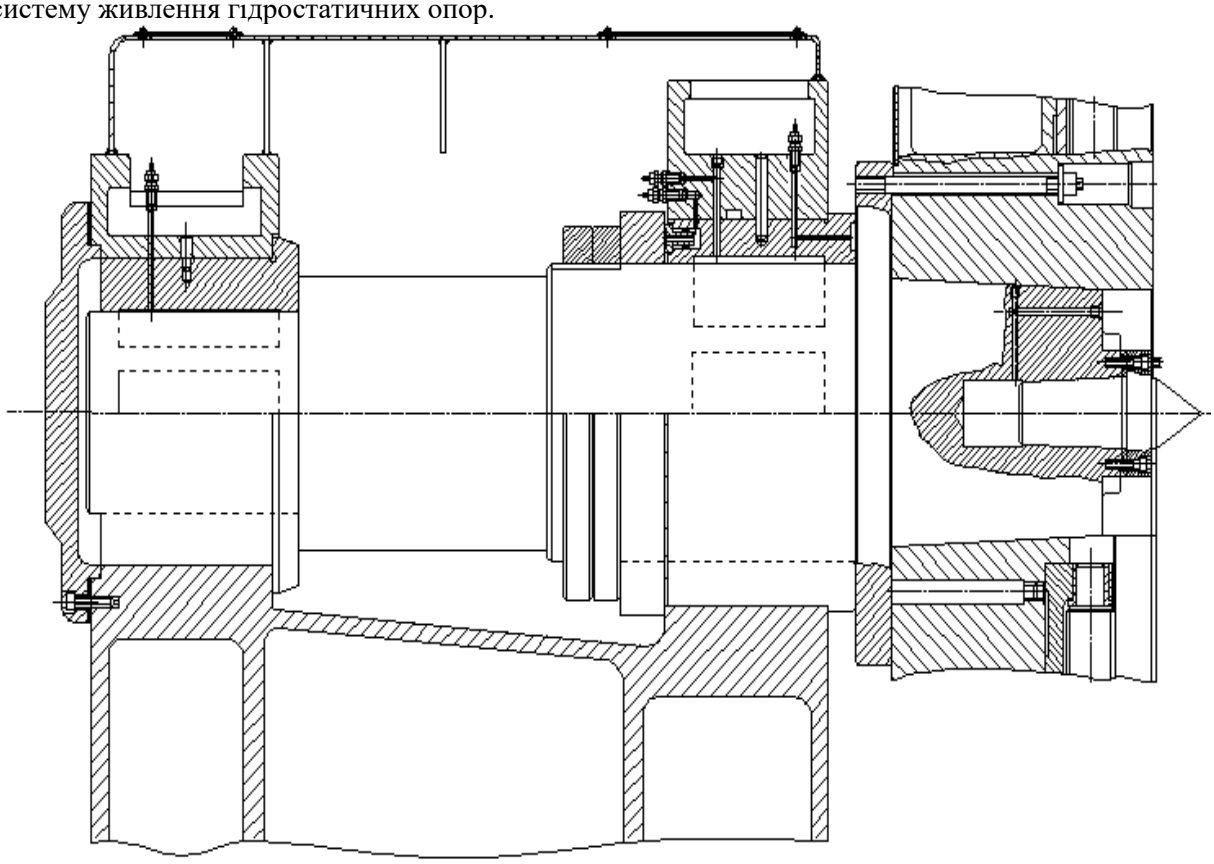

Рисунок 3 – Шпиндельний вузол важкого токарного верстата з радіально-упорними гідростатичними підшипниками

Шпиндельний вузол важкого токарного верстата з радіально-упорними гідростатичними підшипниками було розраховано за допомогою методу скінченних елементів. Дані моделювання представлено на рис.4.

© Ковальов В. Д., Васильченко Я. В., Міхєєв А. О., Четвержук Т. І.

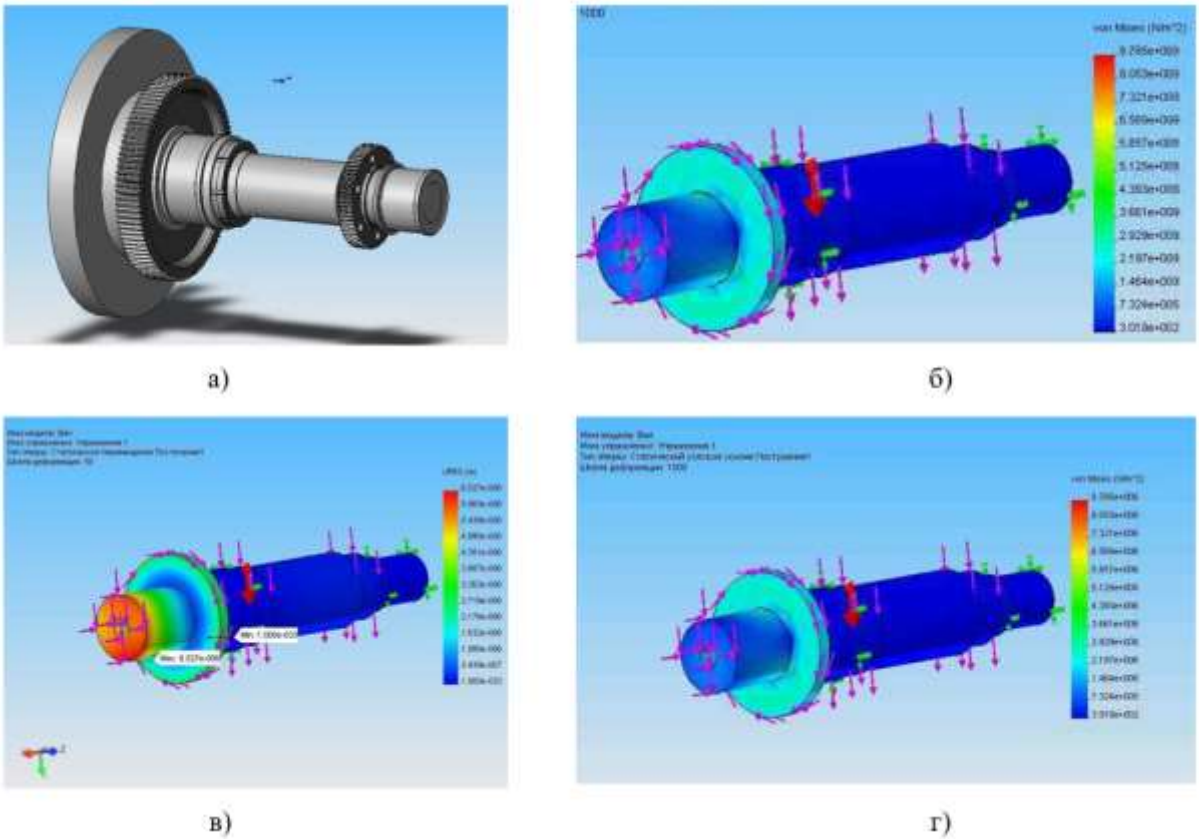

Рисунок 4 – Розрахунок шпиндельного вузла важкого токарного верстата з радіально-наполегливими гідростатичними підшипниками методом скінченних елементів:
а) 3-D модель шпиндельного вузла; б) розподіл напружень; в) деформований стан з урахуванням переміщень; г) перевірка запасу міцності

Проведено чисельні параметричні дослідження залежностей експлуатаційних характеристик від конструктивних параметрів опор різних форм (рис. 5), при цьому особливу увагу приділяли жорсткості. Параметричні дослідження проводили за різних відносних ексцентриситетів $\varepsilon=0,1...0,9$. Рекомендовано співвідношення конструктивних параметрів опор і систем їх живлення для верстатних вузлів тертя різних форм і типів, які забезпечують високу точність переміщень, жорсткість, безумовно рідинний режим тертя.

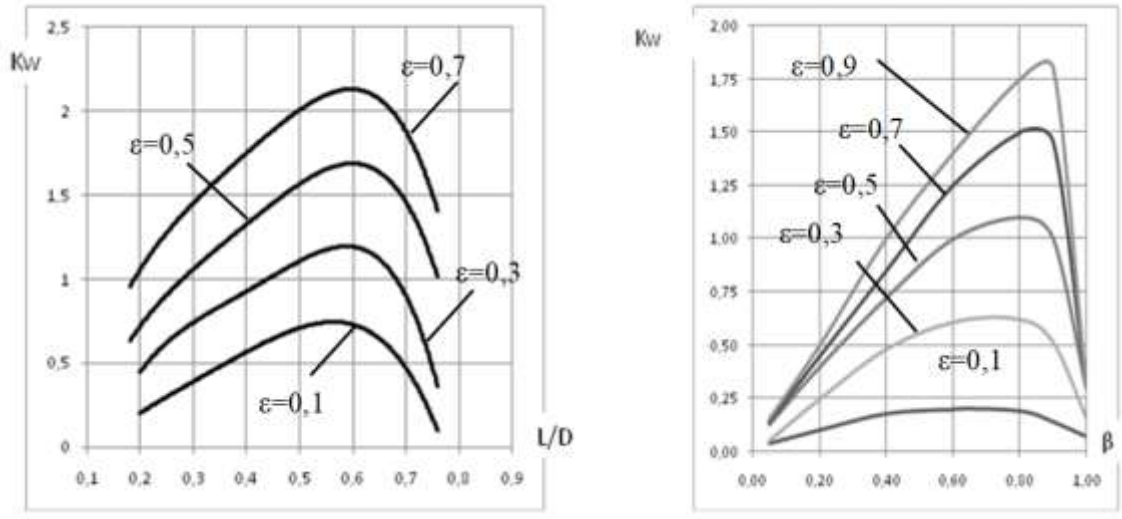

Рисунок 5 – Залежності експлуатаційних характеристик від конструкційних параметрів за різних ексцентриситетів: а) зміна безрозмірного коефіцієнта, що характеризує несучу здатність залежно від геометричних параметрів опори б) зміна безрозмірного коефіцієнта, що характеризує несучу здатність залежно від $\beta = p_{oj}/p_c$

© Ковальов В. Д., Васильченко Я. В., Міхєєв А. О., Четвержук Т. І.

Експериментальні дослідження проводилися на верстаті-стенді для випробувань гідростатичних шпиндельних опор. Стенд призначений для експериментальних досліджень шпиндельних опорних вузлів натурних розмірів, додаткових гідростатичних опор, установлюваних під планшайбу. Стенд виготовлено на базі передньої бабки токарного верстата з діаметром оброблення D_{max}=1000 мм, у якій шпиндельні опорні підшипники кочення замінено гідростатичними.

Висновки. Розбіжності між даними теорії та експерименту не перевищують 9% за тиском у кишенях, і 14% за витратою мастильного матеріалу, 12% за потужністю, що витрачається на тертя, 9% за середньою температурою мастильного матеріалу як у разі нерухомих з'єднань поверхонь опор, так і в разі їх взаємного переміщення зі швидкістю до 2 м/с.

При дослідженнях жорсткості розбіжності склали 6-11% за товщиною шару мастила, 8-19% за жорсткістю шару мастильного матеріалу у вертикальному напрямку.

Результати експериментальних досліджень свідчать про суттєвий вплив типу і параметрів компенсаторів, а також геометричних параметрів вкладишів на деформацію шпиндельного вузла за малого тиску в системі живлення опор.

Подальше вдосконалення опорних вузлів рідинного тертя для важких верстатів має йти в напрямі адаптивного керування характеристиками опорних вузлів для підвищення точності траєкторії переміщення виконавчих органів верстатів. Для забезпечення високої точності шпиндельного вузла необхідна наявність автоматичних регуляторів витрати золотникового типу (нескінченна жорсткість шару мастила в опорі).

Інформаційні джерела

1. Antonenko Y., Kovalov V., Vasylchenko Y., Shapovalov M., Malyhin N. (2023). An Increase in Heavy Machines' Accuracy by Controlling the Carrier System Parameters. In: Tonkonogyi, V., Ivanov, V., Trojanowska, J., Oborskyi, G., Pavlenko, I. (eds) Advanced Manufacturing Processes IV. InterPartner 2022. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-031-16651-8_8
2. Dong W., Li B., Guo W., & Zhou Q. (2019). Deformation analysis of hydrostatic guideways based on the cantilever plate bending calculation method. Tribology Transactions, 62(6), 1142-1154.
3. Du X. (2019). Parameter design of adjustable oil film clearance hydrostatic and hydrodynamic bearing, precise. Precise Manufacturing & Automation, 4, 6-10.
4. Guo A., Li M., Wang F., Ma X. (2020). Analysis of the support characteristics of the oil film of ultra-precision hydrostatic guideway. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 9, 57-66.
5. Hu C., Xiong W., Sun W., & Shuai Y. (2019). Research on the mechanism of improving hydrostatic spindle rotating accuracy with controllable restrictor. Journal of Mechanical Engineering, 55(11), 160-168.
6. Hua, X. L. (2014). The analysis and optimization of ram of large floor boring and milling machine. Soochow University.
7. Kovalov V., Klymenko G., Vasylchenko Y., Shapovalov M., Sherbakova A., Kovalenko A. Methods of increasing reliability of cutting tools for heavy machine tools (2024) Procedia Structural Integrity, 59, pp. 779-785.https://doi.org/10.1016/j.prostr.2024.04.111
8. Li X., Qiu Y., Su X., Wei W., Li J., Yang H. (2020). Hydrostatic guideway system with active controllable oil film thickness. Sichuan Province: CN112077616B, 2021-08-10.
9. Ma H., & Ran C. (2021). Optimal design of hydrostatic guide rail based on Taguchi method and genetic algorithm. Machine Tool & Hydraulics, 49(2), 93-98.
10. Mourya V., Bhore S. P. Design and fabrication errors of foil bearings: a review. Advances in Materials and Mechanical Engineering: Select Proceedings of ICFTMME 2020. С. 205-220.
11. Qiu Z., Gao Z., Ren D., Cui D.Y. (2020). Finite element analysis and optimization design for ram of bridge gantry milling machine. Machinery Design & Manufacture, 9, 162–166.
12. Samantaraya D., Lakade S. Hard turning cutting tool materials used in automotive and bearing manufacturing applications–A review //IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – IOP Publishing, 2020. Т. 814. №. 1. С. 012005.
13. Sarath S., Paul P. S. Application of smart fluid to control vibration in metal cutting: a review //World Journal of Engineering. 2021. Т. 18. №. 3. С. 458-479.
14. Taras Chetverzhuk, Oleg Zabolotnyi, Viktor Sychuk, Roman Polinkevych and Anatolii Tkachuk. A Method of Body Parts Force Displacements Calculation of Metal-Cutting Machine Tools

© Ковальов В. Д., Васильченко Я. В., Міхєєв А. О., Четвержук Т. І.

Using CAD and CAE Technologies. Annals of Emerging Technologies in Computing (AETiC), Print ISSN: 2516-0281, Online ISSN: 2516-029X, pp. 37-47, Vol. 3, No. 4, 1st October 2019, Published by International Association of Educators and Researchers (IAER), DOI: 10.33166/AETiC.2019.04.004,Available:http://aetic.theiaer.org/archive/v3/v3n4/p4.html.

15. Wu G. (2021). Research on the influence of surface microstructure on friction characteristics of high-speed and heavyload hydrostatic support. Harbin University of Science and Technology.

16. Yang J. (2014). The constructural research and design of ram in the heavy-duty vertical lathe. Yanshan University.

17. Yu X., Gao W., Wu G., Zhou W., Bi H., Wang Y., Wang J., & Jiao, J. (2021). Research status of hydrostatic bearing technology in machine tool. Recent Patents on Mechanical Engineering, 14, 1-9.

18. Yu X., Liu C., Zuo X., & Zh Y. (2018). Fluid-thermal-mechanical coupled solution and experiment on deformation of bearing friction pairs in hydrostatic bearing. Engineering Mechanics, 35(5), 231-238.

19. Zhang Y., Hou J., Gao W., Zhao Z., Zhou D., & Cheng H. (2020). Prediction model of the clearance oil film for static vertical rail considering the ram deformation. Proceedings of the Institution of Mechanical, 234(1), 42-49.

20. Zhang Y., Ni S., Zhang Z., Kong, P., Feng Y., & Kong, X. (2019). Dynamic lubrication characteristics of oil film with variable viscosity hydrostatic sliding bearings at high speed. Journal of Mechanical Engineering, 55(22), 108-117.

21. Zuo, X. (2019). Research on comprehensive lubrication performance of static and dynamic pressure hybrid static pressure bearing. Harbin University of Science and Technology.

22. Ковальов В. Д., Клименко Г. П., Васильченко Я. В., Шаповалов М. В., Коваленко А.В. Система адаптивного керування у кишенях гідростатичних опор шпиндельного вузла і зусилля натягу привода позиціонування шпинделя важкого токарного верстата. Вісник НТУ»ХПІ», 2022. 2(6). С. 56-63.

23.Четвержук Т. І., Полінкевич Р. М., Редько О. І.. Дослідження температури опор шпиндельних вузлів металорізальних верстатів. Тези доповідей X Міжнародної науково-технічної конференції «Прогресивні технології в машинобудуванні РТМЕ 2022» м. Івано-Франківськ. Яремче, 1-5 Лютого 2022. С. 136-138.

[1]Kovalev V., [1]Vasylchenko Ya., [1]Mikhieiev A.,[2]Chetverzhuk T.
[1]Donbas State Engineering Academy, Kramatorsk, Ukraine
[2]Lutsk National Technical University

CONTROLLING THE ACCURACY OF TRAJECTORY MOVEMENTS OF MACHINE TOOL ACTUATORS ON HYDROSTATIC BEARINGS

The article is devoted to improving the accuracy and productivity of heavy machine tools by developing and applying adaptive hydrostatic spindle bearings. A literature review was conducted and the relevance of finding new ways to improve accuracy, in particular through the use of advanced designs of bearing units, was proved. The main direction of research is the search for ways to improve machining accuracy on heavy-duty lathes by means of adaptive control of the technological system parameters. It has been established that the use of hydraulic supports with fluid friction is very promising in machine tool construction, and for heavy machine tools such supports are, in some cases, the only design option that provides the required performance characteristics of the units - high load-bearing capacity, durability, rigidity, accuracy, etc. The possibility of using calculation methods based on the implementation of the finite element method is shown. Specific recommendations for the calculation and design of hydrostatic spindle assemblies are given.

Keywords: *hydrostatic bearing, accuracy, productivity, machine tool, spindle assembly.*

© Ковальов В. Д., Васильченко Я. В., Міхєєв А. О., Четвержук Т. І.