

УДК 621.9.029.001.57

ВИКОРИСТАННЯ НАНОТЕХНОЛОГІЙ У ВЕРСТАТОБУДУВАННІ

Колотуха В.А., Кузнецов Ю.М.

КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

Анотація: розглянуто аспекти використання нано-структурних матеріалів та нанотехнологій в різних галузях, а також представлена конструкція нового шпindelного вузла для високошвидкісного і високоточного затискного механізму з використанням нано-структурного матеріалу.

Ключові слова: нанотехнології, верстатобудування, шпindelний вузол, затискний патрон.

У 2000 році президентом США Б. Клінтоном було підписано програму «Національна нанотехнологічна ініціатива». В ній наголошується: «... до нанотехнологій належать заснування технологій та дослідження на атомному, молекулярному і макромолекулярному рівнях в межах приблизно від 1 до 100 нм для розуміння фундаментальних основ явищ і властивостей матеріалів на рівні нанорозмірів, а також створення і використання структур, обладнання та систем, що мають нові властивості й функції, обумовлені їхніми розмірами». Це призвело до фактичного створення нових наукових установ для якісної підготовки кадрів для роботи в області нанотехнологій. На сьогодні домінуючу роль в розвитку нанотехнологій мають США, Японія, Велика Британія, Німеччина, Франція і Данія. Після цього в США вивчення нанотехнологій оголосили найвищим пріоритетом, було створено 11 навчальних наноцентрів, а частину університетів було об'єднано в одну систему обміну інформації. До системи nanoосвіти залучено близько 500 університетів, приватних інститутів і лабораторій. У країнах ЄС створено понад 16 центрів, які крім науково-дослідних робіт, займаються освітою в області нанотехнологій.

Властивості наносистем багато в чому відрізняються від властивостей більших об'єктів, що складаються з тих самих атомів і молекул. Наприклад, наночастинки платини, набагато ефективніше очищають автомобільні вихлопи від токсичних забруднювачів, ніж звичні платинові каталізатори. Одношарові та багатшарові графітні циліндри нанометрової товщини, так звані вуглецеві нанотрубки, прекрасно проводять електрику і тому, можуть стати заміною мідним дротам. Нанотрубки також дозволяють створювати композитні матеріали виняткової міцності та принципово нові напівпровідникові й оптоелектронні пристрої. На сучасному етапі, нанотехнології використовують під час виробництва особливих сортів скла, на яких не осідає бруд (застосовується в авто - й авіабудуванні), задля виготовлення чорнил; для створення одягу, який неможливо забруднити й пожмакати та інше[1].

Нанотехнології розташовані на передньому краю різноманітних наукових, економічних та соціальних напрямків розвитку:

- у медицині - є дослідні зразки нано-контейнерів для прицільної доставки ліків до уражених органів і нано-випромінювачів для знищення злоякісних пухлин;

- у інформаційних технологіях - на одному чипі можна було вмістити лише 30 транзисторів, з 1971 року — 2 тис, нині один чип містить близько 40 млн транзисторів величиною 130—180 нанометрів, і з'явилися повідомлення, що вдалося створити транзистор розміром 90 нанометрів;

- військові дослідження у світі ведуться в таких основних сферах: технології створення і протидії «невидимості», енергетичні ресурси, системи, що самостійно відновлюються, зв'язок, а також пристрої виявлення хімічних і біологічних забруднень;

- екологія - нові види промисловості не вироблятимуть відходів, що отруюють планету, а нано-роботи зможуть знищувати наслідки старих забруднень.

Використання нано-технологій в машинобудуванні може призвести до суттєвих змін в конструкції [4]. Адже вибір структурного матеріалу для виробу - це завжди пошук компромісу між твердістю і деформацією. Властивості матеріалу визначається згідно з його складу і мікроструктури: вони отримуються в процесі синтезу і обробки. Однак при експлуатації виробу зовнішні умови можуть змінюватися, і разом з ними може істотно змінитися перелік вимог до матеріалу. І, звичайно ж, було б дуже добре, щоб під певним впливом матеріал міг тимчасово змінити свої властивості.

Використання нано-структурного матеріалу та проведення синтезу затискних механізмів в мотор - шпинделі дало змогу зміни конструкції та відмову від цілого ряду елементів самої конструкції (рис.1) [2].

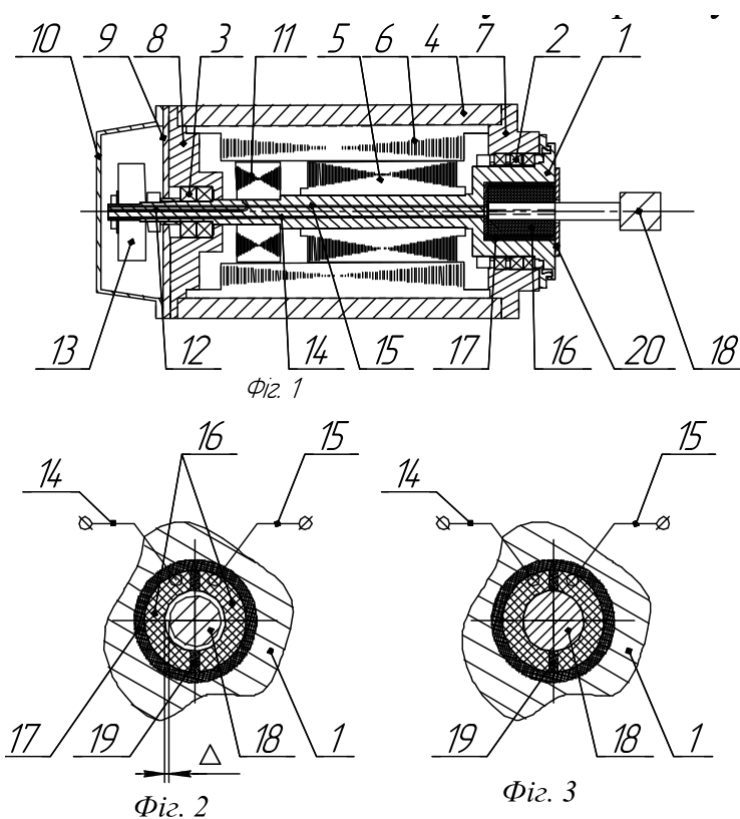


Рис.1. Конструктивні зміни шпиндельного вузла за рахунок використання в затискному патроні нано-структурного матеріалу

Шпиндельний вузол працює наступним чином. При нерухомому шпинделі 1 затискний механізм знаходиться в спокої, після подачі струму на обмотки ротора 6 виникає електромагнітне поле, яке взаємодіє з обмотками статора 1 і призводить до появи крутного моменту, при цьому в генераторі 11, який розташований на валу шпинделя 1 [5], виникає напруга згідно законів електромагнітної індукції виникає електричний струм який передається по струм проводу 12 на блок керування, де він змінюється на одно полярний заряд, потім по струм проводу 14 і 15 одно полярний заряд передається затискному механізму 16, в спокійному стані між інструментом 18 і затискним механізмом 16 є певний проміжок Δ , після надходження і за рахунок відштовхування одно полярних зарядів між собою відбувається пластична деформація яка призводить до затиску інструмента 18.

Розтиск відбувається після припинення подачі струму на обмотки ротора 6, що призводить до зникання струму на генераторі 11 і живлення затискного механізму 16 та появи між ним і інструментом проміжку Δ .

Висновок: Використання нано-структурних матеріалів у верстатобудуванні має великий потенціал. Це пояснюється тим, що можливе спрощення готових конструкцій, створення нових раніше неможливих систем та доцільніше використання вже готових механізмів, за рахунок виконання важливих частин механізмів з нано-структурного матеріалу.

Список літератури:

1. Інтернет ресурс - <http://www.wikiwand.com>
2. Заявка на патент України №u20018 03835, від 10.04.2018р.
3. Вейц В. Л. *Электромеханические зажимные устройства станков и станочных линий. Расчет и конструирование* [Текст] / В. Л. Вейц, Л. И. Фридман. – Л.: Машиностроение, 1973. –262 с.
4. Кочанов Д.И. *Наноматериалы и нанотехнологии для машиностроения: состояние и перспективы применения*//Металлообрабатывающее оборудование, октябрь 2010. - с.16 -21
5. Кузнєцов Ю.М., Гумєнюк О.А., Рудковський А.М., Хасан Аль-Даббас. *Принципи створення інструментальних прецизійних затискних патронів для високошвидкісної обробки* //Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету.-2006.-Вип.17.-С.134-141.

УДК 667.1

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОСТОРОВИХ КОЛИВАНЬ ФОРМОУТВОРЮЮЧОЇ ПОВЕРХНІ ВІБРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ

Назаренко І.І., Дєдов О.П., Дьяченко О.С.

Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна

***Анотація:** За дослідженнями конструктивних і технологічних параметрів віброустановок для ущільнення бетонних сумішей, була спроектована конструкція вібраційної установки з просторовими коливаннями з пневматичними навісними збудниками коливань, що не мають примусової синхронізації. Реалізація складного просторового руху формуютьючої плити в цій установці здійснюється завдяки несиметричному встановленню вібраторів на рамі, а також резонансних явищ в конструкції. Було виконано динамічний аналіз даної конструкції зі змінною робочою частотою пневматичних вібраторів, і за його результатами досліджено величини і розподіл амплітуд просторових коливань по площі формуютьючої плити вібраційної установки. Проведені дослідження підтвердили виникнення в плиті резонансних явищ. Ці резонансні явища були використані для підвищення ефективності і зменшення енергоємності ущільнення бетонної суміші.*

***Ключові слова:** вібраційна установка, формуютьюча плита, пневматичні вібратори, просторові коливання, середні амплітуди коливань по площі*

Останні тенденції розвитку галузі виробництва будівельних матеріалів і конструкцій спрямовані на зменшення витрат енергетичних ресурсів при збереженні високої якості виконання процесів з їх виготовлення.

Вібраційний метод ущільнення є основним при виготовленні бетонних і залізобетонних виробів, і являє собою одну з найбільш відповідальних операцій. Тому до вібраційних машин, які використовують для ущільнення бетонних сумішей пред'являють високі вимоги, такі як простота конструкції, висока надійність, а також забезпечення низької енергоємності і високої ефективності ущільнення. Через широке застосування збірних конструкцій в наш час і збільшення номенклатури виробів, які підлягають ущільненню, виникла проблема їх формування, оскільки відсутні віброустановки для ущільнення виробів великих розмірів, застосування режимів і параметрів ущільнення, які не відповідають реальним процесам, що відбуваються в суміші.

Дослідженням і розробці вібраційних установок з просторовими коливаннями присвячено ряд робіт [1-3]. В роботі [1] авторами розглянуто розробка і впровадження віброустановки з коловими коливаннями, експериментально підтверджена ефективність цього типу машин. В праці [2] описана конструкція і принцип дії вібраційної установки для формування бетонних сумішей, складена розрахункова схема системи і рівняння руху рами і форми. В даний час при рішенні задач такого класу є сенс користуватися дослідженнями вібраційних установок методом скінченних елементів[3]. Це дає змогу визначити переміщення конструкції під навантаженням і без нього, визначити місця концентрації напружень, що значно підвищує точність і якість досліджень. Роботу [4] присвячено дослідженню впливу перехідного резонансу на амплітуди коливань вібраційної системи(машини). Також великий вплив на віброустановку має так звана самосинхронізація вібраційних збудників коливань, оскільки вони не мають примусової синхронізації. Дослідженню проблеми неточності самосинхронізації вібраторів присвячено роботу [5]. При цьому розглянуто вплив жорсткості конструкції на явище самосинхронізації при роботі двох вібраторів. Стійка самосинхронізація двох працюючих вібраторів залежить від пружних елементів, коефіцієнтів їх пружності і констант демпфування[6].

За попередньо проведеними аналізом і дослідженням конструкцій віброустановок для ущільнення бетонних сумішей, а також оцінки конструкцій і приводів віброзбудників коливань, що присутні на ринку, було спроектовано вібраційну установку зі складним рухом формоутворюючої плити, з несиметричним встановленням навісних пневматичних збудників коливань[7].

Конструкцію вібраційної установки, що пропонується, представлено на рис.1. Вона складається з зварної рами 1 трубчастого перерізу, що встановлено на пружних опорах 2, з навареною поверх пластиною 3, на рамі закріплено навісні пневматичні вібраційні збудники коливань 4. Рама установки з плитою безпосередньо і є піддоном, на якому формуються бетонні вироби.

Реалізація складного руху формоутворюючої плити (просторових коливань) в цій установці здійснюється завдяки несиметричному встановленню вібраторів на рамі, а також резонансних явищ в конструкції при зміні частот коливань. Це дозволяє отримувати коливання з різними амплітудами і частотами в вертикальному, повздовжньому і поперечному напрямку. Конструкція має можливість зміни режиму роботи, в залежності від етапу ущільнення, а також розмірів виробів, що формуються, що досягається за рахунок зміни частоти обертання пневматичних вібраційних збудників коливань.

Ці рішення мають на меті покращити розподілення амплітуд коливань по площі формоутворюючої плити і, як наслідок, покращити ефективність і якість ущільнення, зменшити витрати на одиницю виготовленої продукції, а також підвищити надійність конструкції установки.

Були проведені дослідження розробленої вібраційної установки.

При розрахунку були допущені наступні припущення:

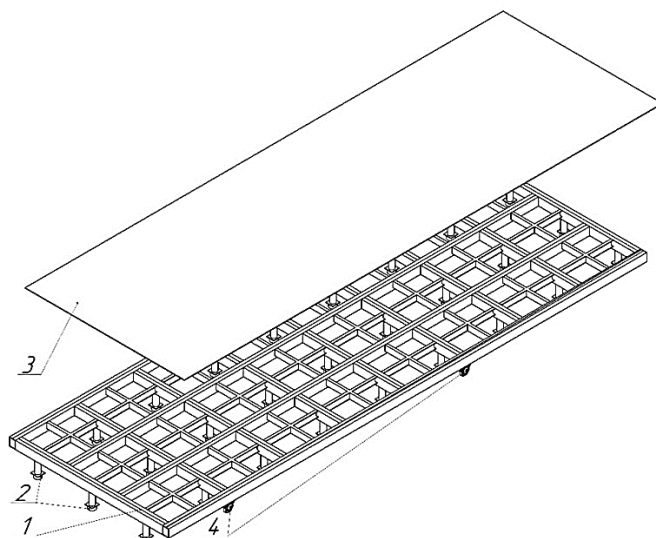


Рис.1. Конструкція вібраційної установки

- Вібробудники коливань по одному борту самосинхронізуються між собою і обертаються в одному напрямку.
- Напрямок обертання вібраторів одного борту протилежний напрямку обертання на іншому борті.

Аналіз виконувався у два етапи. Першим етапом проведено статичний аналіз напружено-деформованого стану конструкції установки під дією зовнішніх сил. Другим етапом досліджень було виконано динамічний аналіз при реалізації вібраторами частоти коливань 182,5 Гц. При динамічному аналізі були визначені амплітуди коливань конструкції у вертикальному і горизонтальному напрямках.

Після визначення амплітуд, був розрахований середній розподіл амплітуд коливань по площі формуютьорюючої плити у типових перерізах (Рис.2).

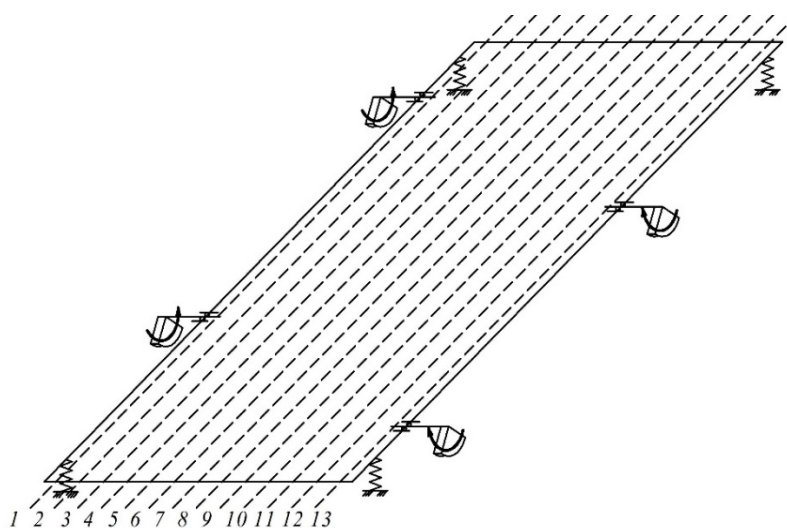


Рис.2. Схема вібраційної установки і розміщення типових перерізів, в яких проводилася оцінка

Заслугує уваги ефект різкого збільшення амплітуд коливань формуютьорюючої плити, при цьому амплітуди коливань несучих конструкцій(рами) залишаються на низькому рівні. Амплітуди коливань несучої конструкції коливались в межах від 0,1 до 0,9 мм, в той час як амплітуди коливань формуютьорюючої плити в піках мали амплітуду коливань до ≈ 2.4 мм (Рис.3). Ефект збільшення амплітуд коливань, очевидно, отримано завдяки резонансним явищам елементів конструкції, при високій частоті коливань ≈ 180 Гц. Завдяки цим ефектам можна досягти підвищення ефективності ущільнення бетонних сумішей, за рахунок передачі максимальної енергії від робочого органу, а також зменшення енергоємності процесу ущільнення.

Проведені дослідження показали можливість підвищення ефективності ущільнення за рахунок резонансних явищ, які відбуваються при коливаннях у формуютьорюючій плиті. Це дозволяє зменшити енергетичні витрати на ущільнення плоских виробів.

В наступних роботах планується провести дослідження напружено-деформованого стану конструкцій вібраційної установки, роботи вібраційної установки при різних частотах коливань вібраторів. Оцінити вплив розташування вібраторів на рамі установки на розподіл амплітуд коливань формуютьорюючої плити і, за потреби, встановлення додаткових вібраторів.

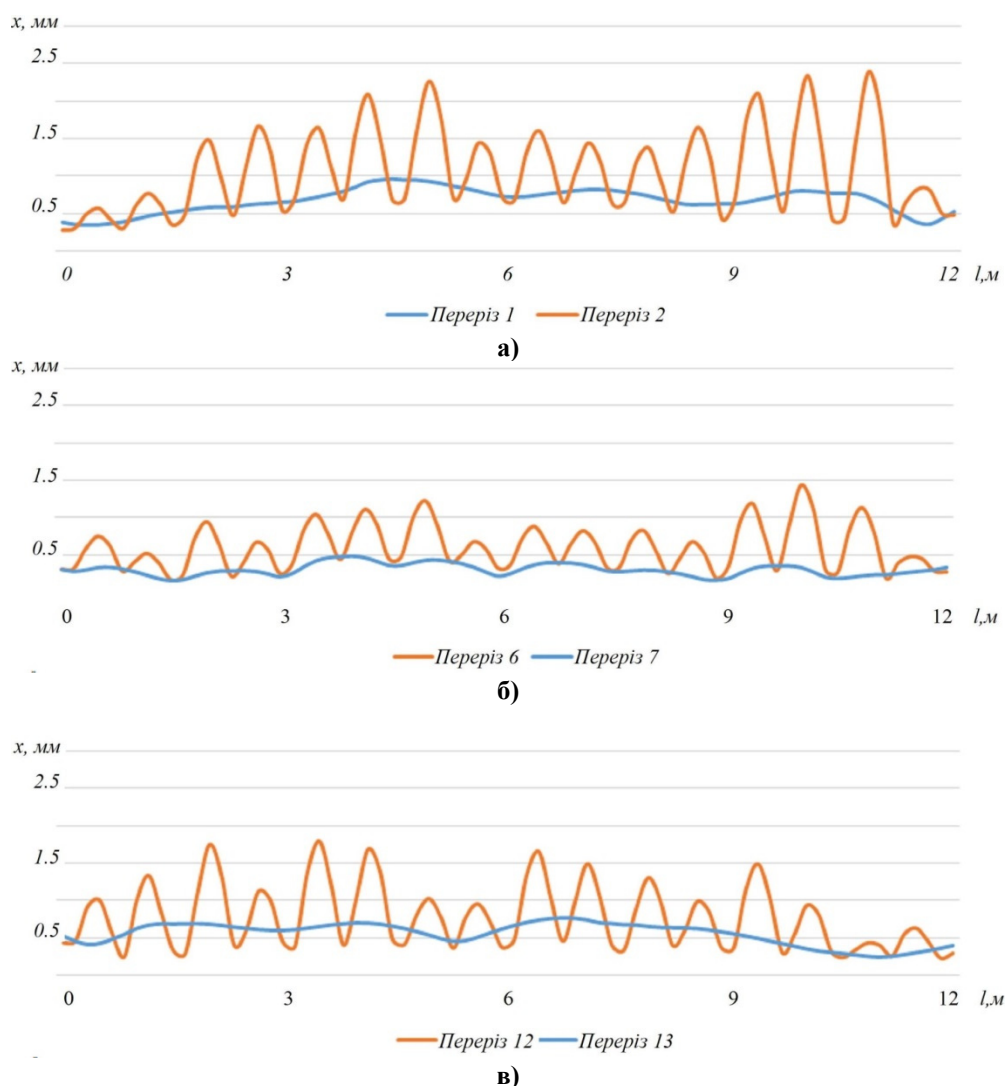


Рис.3. Розподіл амплітуд коливань у типових перерізах:
а) перерізи 1 і 2; б) перерізи 6 і 7; в) перерізи 12 і 13

Список літератури:

1. *Нестеренко М.П. Розроблення та впровадження ефективної вібраційної установки з круговими коливаннями робочого органа для формування малогабаритних залізобетонних виробів / М.П. Нестеренко, Т.О. Склярєнко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2012. – Вип.1(31). – С.235-239.*
2. *Маслов О.Г. Розробка вібраційної установки для формування бетонних виробів / О.Г. Маслов, О.О. Колеснік // Вісник КрНУ імені Михайла Остроградського. – Кременчук: КрНУ, 2015. – Вип.6(95). – С.74-80.*
3. *Нестеренко М.П. Дослідження напруженодеформованого стану рами віброплощадки / М.П. Нестеренко // Техніка будівництва. – Київ: КНУБА, 2010. – Вип.25. – С.38-44.*
4. *Michalczyk J. Transient resonance in limited power systems / J. Michalczyk, G. Cieplak // CHALLENGE JOURNAL OF STRUCTURAL MECHANICS, 2(3), P.163–168, 2016.*
5. *Michalczyk J. Inaccuracy in self-synchronisation of vibrators of two-drive vibratory machines caused by insufficient stiffness of vibrators mounting / J. Michalczyk // Archives of Metallurgy and Materials, 57(3), P.823-828, 2012.*
6. *Michalczyk J. Disturbances in Self-Synchronisation of Vibrators in Vibratory Machines / J. Michalczyk, G. Cieplak // Archives of Mining Sciences, 59(1), P.225-237, 2014.*
7. *Патент України на корисну модель №117955, МПК В28В 1/08(2006.01). Вібраційна установка для формування бетонних і залізобетонних виробів / І.І. Назаренко, П.П. Халімон, О.П. Дедов, О.С. Дьяченко. – № u2017 01755; заявл. 24.02.2017; опубл. 10.07.2017. – Бюл. №13/2017.*

УДК 69.002.5

АНАЛІЗ І СИНТЕЗ ВИСОКОЕФЕКТИВНИХ ВІБРОУЩІЛЬНЮЮЧИХ МАШИН ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Назаренко І.І., Свідерський А.Т., Ручинський М.М., Дєдов О.П.

Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна

Анотація. Розроблена теорія спільного руху робочих органів вібромашин і оброблюваних середовищ, що моделюються дискретно-континуальними системами. Розглянуто комплексний підхід до вирішення питання моделювання складних динамічних систем зі змінними характеристиками пружних елементів при реалізації робочого процесу. Приведені основні принципи такого підходу до вирішення питання щодо раціонального використання матеріалів при проектуванні машин. Визначені основні технологічні параметри та режими резонансного, субрезонансного та суперрезонансного руху вібромашин. Створені методики та програми для обґрунтування раціональних режимів роботи вібромашин. Розроблені конструкції машин із реалізацією енергоефективних режимів досліджених систем.

Ключові слова: моделювання, динамічна система, частоти і форми коливань, вібраційні машини, напружено-деформований стан.

Вібраційні машини різного технологічного призначення, як правило, працюють в гармонійному, переважно за резонансному, режимі. Це обумовлено забезпеченням стабільного режиму, що і є їх основною перевагою. Однак, енергоємність таких машин, наприклад, вібромашин будіндустрії, є значною, що в більшості випадків спонукає до зниження надійності, підвищення матеріалоемності, збільшення довготривалості робочого процесу. Більш привабливими є машини резонансного типу, робота яких можлива і на інших ефективних режимах (субрезонансних і суперрезонансних режимах), що і є предметом досліджень, приведених в даній статті. Реалізація таких режимів дає можливість значно зменшити енергоємність, підвищити загальну ефективність всіх показників робочого процесу. Останнім часом розробка і створення конструкції машин різного технологічного призначення ведеться в напрямках пошуку конструктивних рішень зі змінним амплітудно-частотним режимом коливань та з нелінійними характеристиками, при роботі яких застосовуються ефекти комбінаційних резонансів.

У процесі роботи таких машин передбачається максимально допустиме використання внутрішніх ресурсів конструкції машини, що в свою чергу викликає необхідність забезпечення міцності і надійності таких вібромашин із наперед заданими динамічними параметрами. Постановка такого завдання полягає у визначенні напруженості конструктивних елементів машини та оцінці їх напружено-деформованого стану.

Дослідженням подібних режимів присвячена робота [1] при моделюванні вібросистем дискретними параметрами. Більш достовірними є моделі з дискретно-континуальними системами [2, 3], коли машина в своєму русі представлена дискретними параметрами, а оброблювальне середовище (технологічне навантаження) моделюється розподіленими параметрами. Математичні труднощі рішення задачі долаються зведенням дискретно-континуальних систем до дискретних систем, шляхом приведення діючих сил континуальної системи до контактної сили у дискретному вигляді [2], залежність якої враховує вплив розподілених параметрів відповідними хвильовими коефіцієнтами [3]. В основу теоретичних досліджень покладено рівняння, що описує рух вібросистеми з кусочно-лінійною відновлюючою пружною силою за методикою, приведеною в роботі [2]. Дослідженню підлягала і вібросистема, що має параметричне збудження коливань за рахунок зміни коефіцієнта пружності гумового елемента. Рівняння руху відрізняється видом збудження та законом зміни жорсткості приводного пружного елемента в напрямку дії. Рішення рівнянь здійснювалось на ЕОМ зміною параметрів при значеннях, що відповідає середньому рівню втрат енергії у вібраційних машинах і оброблювальних середовищах [3].

Багаторежимні рухи притаманні нелінійним динамічним системам, в яких виникають субгармонійні і супергармонійні коливання. Такі режими формуються при певних умовах, визначених співвідношеннями кількості періодів вимушеної сили із періодами руху віброударних систем, використанням нелінійних пружних характеристик відновлюючих сил, зміною пружних характеристик у часі. Застосування такого підходу передбачає адаптацією амплітудно-частотного спектру машини до створюваного напружено-деформованого стану середовища, що забезпечує максимальний ефект вібраційної дії. Ефективність вібраційної дії може бути визначена на основі застосування критеріїв, які лежать у полі задач системного аналізу із застосуванням синтезу структурних та динамічних систем [4, 5].

Реальні фізичні процеси, які відбуваються у складних системах адекватно можуть бути описані лише нелійними диференціальними рівняннями, пояснюється це тим, що в природі завжди є складова, яка носить нелінійний характер зміни властивостей. Так при вивченні систем з розсіюванням енергії, як правило, приймають лінійність сил опору, що в свою чергу приводить до хибних результатів і відповідно застосуванні експериментальних даних у математичних моделях (емпіричні залежності). При цьому параметри дисипації визначаються при доволі простих законах зміни напружено-деформованого стану – вільні коливання, або явища резонансу, при цьому реалізується деяка хибна концепція про поведінку дисипативних сил, які мають складну природу.

Так при виконання експериментальних вимірювань і параметрів руху елементів складних конструкцій в реальному часі були отримані віброграми руху (рис. 1). При аналізуванні отриманих результатів виявилось, що на дію спричинену збуренням гармонійного закону зміни у часі, конструкції відповідає коливаннями із відмінними за частотою і характером навантаження. З віброграм впливає про наявність складних динамічних процесів у конструкції та накладанні чинників різної природи на рух конструкції.

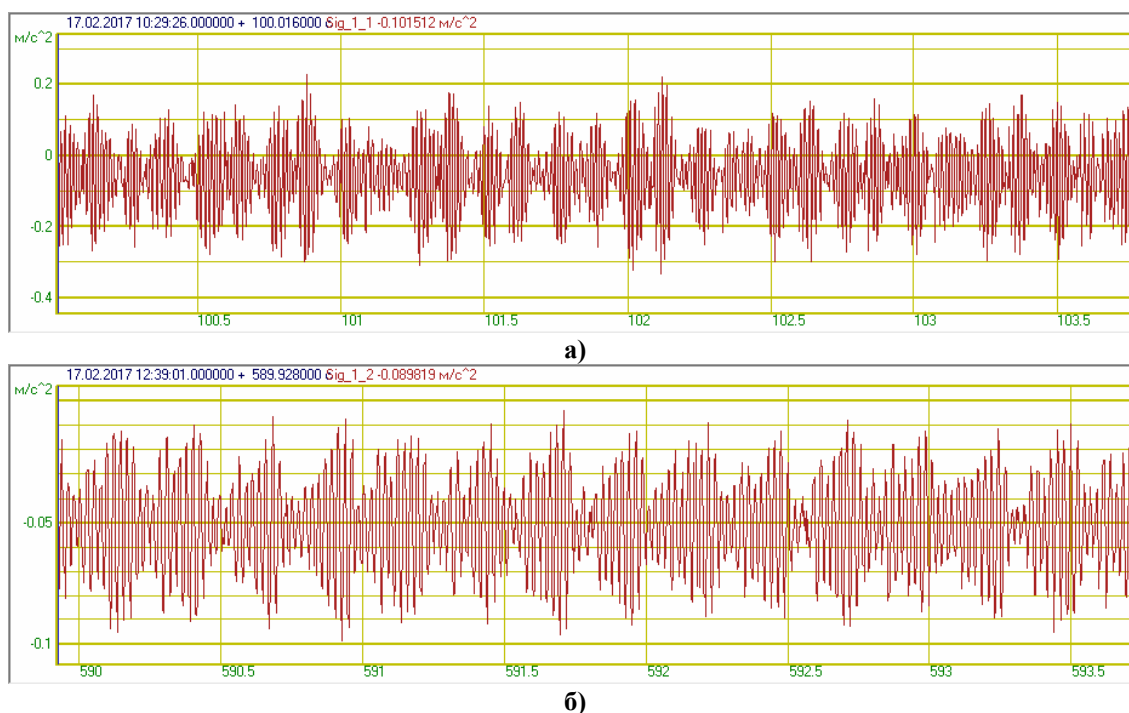


Рис. 1. Віброграма коливань складної системи при динамічній дії: а – вертикальні коливання; б – горизонтальні коливання

Так у вертикальній площині конструкція здійснює режим, близький до резонансного, а в горизонтальній площині – коливання відбуваються з певним затуханням, що свідчить про наявність не лінійності у конструкції системи.

Обробка отриманих віброграм методом розкладання в ряд Фур'є та отримані спектри коливань підтвердили наявність чинників появи коливань з різними частотами.

Реалізація режиму коливань відбувається на декількох частотах (рис. 2), про що свідчать наявні піки на спектрограмах. Наявність високих частот свідчить про наявність резонансу елементів конструкції, які мають безпосередній контакт з оброблюваним середовищем.

Завдяки такому режиму ущільнення буде забезпечена можливість передачі максимальної енергії від робочого органу до оброблюваного середовища. А також зниження енергоємності процесу ущільнення за рахунок вкладу вищих гармонік. При цьому відбувається зниження амплітуди коливань несучих конструкцій вібоустановки.

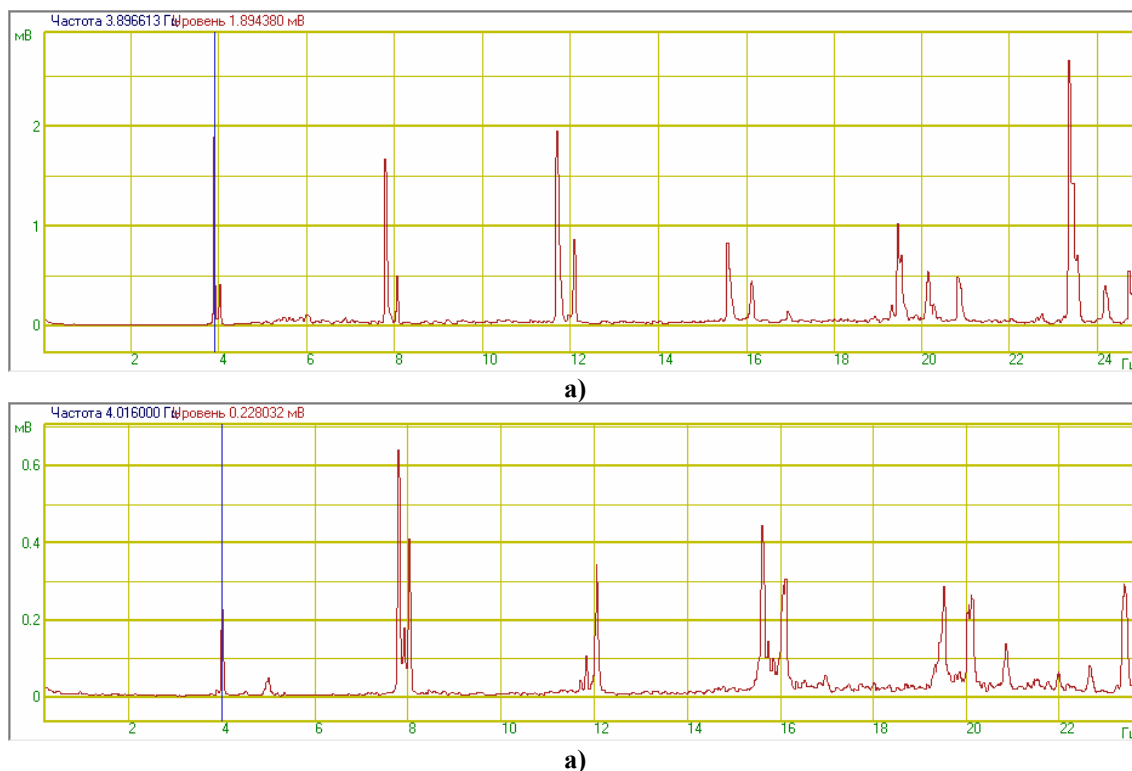


Рис. 2. Спектрограми коливань а – вертикальні коливання; б – горизонтальні коливання.

Для досягнення означеної мети були сформульовані основні наукові робочі гіпотези: ефективність вібросистем із кусочно-лінійною характеристикою відновлюючої сили визначається ударним прискоренням і при розрахунку динамічних параметрів системи варто враховувати її власні коливання та вклад вищих гармонік; стабілізація або керування системою здійснюється ціленаправленим спільним використанням активних і реактивних складових сил робочих органів і оброблених середовищ в заданому вібраційному процесі. Серед теоретичних методів вивчення складних систем можна виділити два напрямки створення математичних моделей. Перший розрахунково-теоретичний полягає у складанні математичних моделей, які базуються на застосуванні фундаментальних законів механіки дискретних та континуальних систем, виражених аналітичними залежностями. Для реалізації такого підходу використовують загальні методи аналітичної механіки, теорії машин і механізмів, опору матеріалів, теорії коливань тощо. Математичні моделі утворені розрахунково-теоретичним шляхом передбачають наявність повного розуміння та опису фізико-механічних властивостей як конструкційних матеріалів так і зовнішнього середовища, яке має вплив на машину.

Другий – теоретично-експериментальний полягає у вивченні машини на основі співвідношення відомих математичних залежностей і з невідомими параметрами, які

визначаються на основі проведених експериментальних дослідженнях фізичних моделей машин і процесів із застосуванням відповідних масштабних коефіцієнтів. Кожен із напрямків має свої переваги і недоліки, так перший дає можливість без затрат на виготовлення та випробування досліджуваного об'єкту дати відповідь на поставлену задачу, але при цьому потребує достатньо точного опису фізико-механічних властивостей матеріалів, що не завжди відомі; теоретично-експериментальний дозволяє отримати розв'язок задачі на основі закономірностей поведінки реальних фізичних моделей, фізико-механічні властивості яких можуть бути задані узагальненими характеристиками, але такий метод визначення є трудомісткий і передбачає створення натурних моделей, проведення низки експериментальних досліджень тощо.

В будь-якому разі при створення математичної моделі досліджуваної системи необхідно користуватись принципами, які забезпечать простоту та адекватність моделі а також можливість подальших досліджень – розв'язування інших типів задач, зміну вхідних параметрів, властивостей тощо.

Визначення енергії вібросистеми на підтримання коливань здійснювалося із умови її балансу. В результаті рішення рівнянь були отримані амплітудно-частотні характеристики та здійснена оцінка вкладу вищих гармонік в загальний процес руху вібросистеми «машина – технологічне навантаження». Аналізом АХЧ встановлено, що за прийнятими числовими значеннями параметрів отримано раціональне співвідношення показників коефіцієнтів пружності в межах 3-5, а коефіцієнт динамічного підсилення коливань на субрезонансі збільшується в 2 – 3 рази. Виявлено, що на кожній частоті збудження існують свої межові значення сили, за межами яких субгармонійний режим втрачає стійкість. Амплітудно-частотна характеристика супергармонійних коливань вібросистеми засвідчила зміну амплітуди для різних значень ступені межевої несиметрії Δ . Експериментальні дослідження здійснювались на спеціальній установці, де заміряли параметри коливань з фіксацією амплітуд коливань, фази та динамічного тиску. Обробка результатів досліджень підтвердила стійкі комбінаційні режими коливань. За результатами виконаних досліджень розроблено ряд конструкцій нових вібромашин з максимальною передачею енергії робочого органа до робочого середовища із внеском вищих гармонік.

Список літератури:

1. *Nesterenko M.P. Study of vibrations of plate of oscillation cassette setting as active working organ [Text] / M.P. Nesterenko, P.O. Molchanov // Conference reports materials «Problems of energ and nature use 2013» (Poltava National Technical Yuri Kondratyuk University, University of Tuzla, China University of Petroleum). – Budapest, 2014. – P. 146 – 151*
2. *Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем (2-е видання) / І.І. Назаренко // К.: Видавничий Дім “Слово”. 2010. 440с.*
3. *Назаренко И.И. Исследование рабочих процессов вибромашин различного технологического назначения/ И.И. Назаренко, А.Т. Сви́дерский, Н.Н. Ручинский// Материалы международной научно-технической конференции "Интерстроймех – 2013". Новочеркасск: ЮРГТУ(НПИ) –2013. С.151-154.*
4. *Nazarenko I.I. Research of stress-strain state of metal constructions for static and dynamic loads machinery [Text] / I.I. Nazarenko , O.P. Dedov, I.I. Zalisko //The IX International Conference HEAVY MACHINERY HM 2017, Zlatibor, Serbia. – p. 13–14, 2017.*
5. *Nazarenko I.I. Investigation of vibration machine movement with a multimode oscillation spectrum [Text] // I.I. Nazarenko, V.V. Gaidaichuk, O.P. Dedov, O.S. Diachenko //Eastern European Journal of Enterprise Technologies, Vol 6, No 1 (90), p. 28–36, 2017.*

УДК 531.382:621.822.527

СТВОРЕННЯ ПОВНОГО МАГНІТНОГО ПІДВІСУ РОТОРІВ ТУРБОМАШИН НА ПІДСТАВІ УТОЧНЕНОГО АНАЛІЗУ ДИНАМІКИ

Мартиненко Г.Ю.

Національний технічний університет «ХПІ», м. Харків, Україна

Анотація: Робота присвячена створенню повного пасивно-активного магнітного підвісу мало і середньогабаритних турбомашин, наприклад, турбодетандерів або детандер-компресорів. Синтез проводиться на основі чисельного моделювання з застосуванням розробленого способу опису та моделювання динамічних явищ в роторних системах з пасивними і активними магнітними підшипниками. Особливістю таких систем є необхідність урахування істотного взаємозв'язку механічних, електричних і магнітних процесів зважаючи на закони управління активними магнітними підшипниками. Наводиться критичний аналіз спрощених способів моделювання роторної динаміки. Як приклад роторних систем розглядається лабораторна модель, яка є прототипом повного магнітного підвісу ротора детандер-компресорного агрегату. На підставі порівняння результатів експериментальних досліджень і чисельного аналізу динаміки ротора цієї моделі дається обґрунтування і доказ необхідності застосування запропонованих підходів при розробці нових конструкцій.

Ключові слова: магнітний підвіс, чисельне моделювання, магнітні підшипники, динаміка, ротор

В даний час магнітні підшипники (МП), деякі типи з яких зображено на рис. 1, широко застосовуються в різних роторних машинах, таких як турбокомпресори, турбодетандери, високошвидкісні двигуни і генератори [1]. На рис. 1 показані радіальні і осьові активні магнітні підшипники (АМП) (рис. 1а, б) і пасивні магнітні підшипники (ПМП) на постійних магнітах (рис. 1в, г) і введено такі позначення: 1 - ротор; 2 - статори; 3 - обмотки; 4 - датчики положення; 5 - порівнювальний пристрій системи управління АМП; 6 - пристрій управління; 7 - підсилювачі, що подають керуючі напруги на обмотки АМП, сформовані відповідно до прийнятого алгоритму управління; 8 і 9 - рухомий і нерухомий кільцеві постійні магніти.

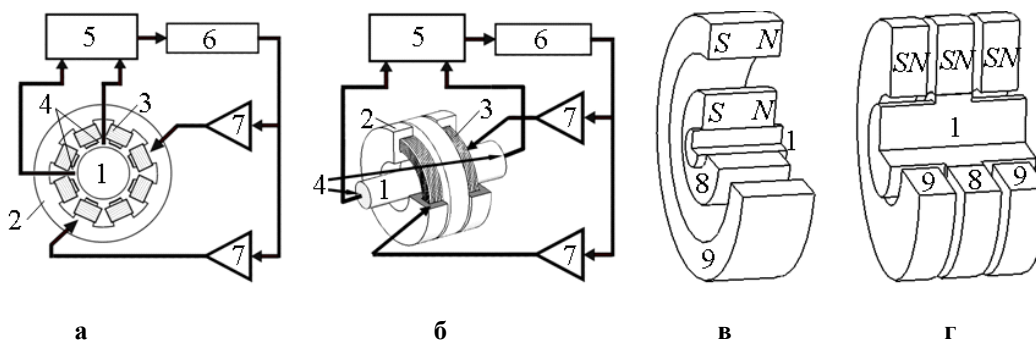


Рис. 1. Магнітні підшипники: а – радіальний; б – осьовий АМП; в – радіальний; г – осьовий ПМП

У разі розгляду роторів в пасивних і активних магнітних підшипниках як механічних систем в більшості випадків при моделюванні роторної динаміки нехтують взаємозв'язаністю механічних процесів з магнітними і електричними. Тоді при виведенні рівнянь руху ротора в МП (рис. 1) використовують рівняння Лагранжа другого роду відносно узагальнених механічних координат:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_j} = Q_j \quad (j=1, \dots, M), \quad (1)$$

де T – кінетична енергія; Π – потенційна енергія; q_j – узагальнені механічні координати; Q_j – непотенційні узагальнені сили; D – дисипативна функція; M – число узагальнених механічних координат.

Тоді в рівняннях руху ротора, отриманих на підставі (1), використовують спрощені вирази магнітних або електромагнітних відновлюючих сил, що залежать тільки від зсувів центрів опорних ділянок ротора в МП і струмів в обмотках ЕМ [2].

Найчастіше при включенні в рівняння руху магнітні сили лінеаризуються [3]. Це вносить похибки при зміщенні ротора близькому до номінального зазору, або при нульовому струмі. Це найменш коректний випадок опису динаміки [4].

При більш точному моделюванні для математичних моделей роторів в ПМП і АМП характерно те, що опис динаміки зводиться до лінеаризації диференціальних рівнянь руху і рівнянь, що описують електромагнітні процеси в системі на підставі другого закону Кірхгофа [4, 5, 6]. При цьому враховуються особливості дії керованих електромагнітних сил на ротор. Однак лінеаризовані рівняння, також як і в попередньому випадку, не дозволяють адекватно передати процеси при знаходженні системи в граничних режимах (насичення магнітного кола, нульовий струм, нульовий зазор) і не дають можливості відобразити інші характерні для такої системи нелінійності [7]. Якщо ж в математичній моделі електромагнітними рівняннями нехтують і електромагнітні сили замінюються нехай навіть нелінійними, але щодо тільки механічних узагальнених координат силами, то неадекватність моделей буде обумовлена неврахуванням особливостей електромагнітних процесів, наприклад, постійної часу зміни струмів в обмотках електромагнітів через великий індуктивності. При застосуванні лінійних підходів до аналізу процесів в системі відбувається втрата математичними моделями інформативності і про інші нелінійні явища [8].

Для врахування взаємозв'язку між електромагнітними і механічними процесами в системі "ротор в МП" і адекватного математичного опису можливих нелінійних явищ різної природи пропонується застосовувати одну з форм запису рівнянь Лагранжа-Максвелла. У разі, коли струми провідності замкнуті і в електричних гілках відсутні конденсатори, електромеханічні системи можуть описуватися рівняннями, аналогічними рівнянням Рауса в механіці [9]:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_j} = - \frac{\partial W}{\partial q_j} + Q_j \quad (j = 1, \dots, M) \\ \frac{\partial \Psi_k}{\partial t} + \sum_{s=1}^N r_{Cks} \frac{\partial W}{\partial \Psi_s} = E_k \quad (k = 1, \dots, N) \end{cases}, \quad (2)$$

де $W=W(\Psi_1, \dots, \Psi_N, q_1, \dots, q_M)$ – енергія магнітного поля; Ψ_k – потоки індукції (потокозчеплення), r_{Cks} – активні опори електричних контурів, а члени $-\partial W/\partial q_j$ є пондеромоторні сили, тобто узагальнені сили, обумовлені механічним впливом магнітного або електромагнітного поля.

Записавши вирази кінетичної і потенційної енергій і застосувавши ці рівняння для опису динаміки жорсткого ротора в ПМП і АМП приходимо до пов'язаної системи диференціальних рівнянь (СДУ) при $M=5$ (3).

В СДУ (3) введено такі позначення: m – маса ротора; J_1 і J_3 – екваторіальний і полярний моменти інерції ротора; l_1 і l_2 – відстань від центрів опорних ділянок радіальних МП до центру мас; $f''_{qj}(x_1, \dots, z_3)$, $f'''_{qj}(x_1, \dots, z_3)$ – нелінійні члени рівнянь руху, зумовлені силами інерції і потенційного поля другого і третього порядку; b_{x_1, \dots, z_3} – коефіцієнти в'язкості; $r_{c 1, \dots, N}$ – активні опори в ланцюгах обмоток; $u_{c 1, \dots, N}$ – керуючі напруги, що подаються на обмотки АМП, величина яких формується відповідно до прийнятого закону управління в залежності від поточного положення ротора, його швидкості та струмів в обмотках електромагнітів АМП або тільки від деяких з цих параметрів; N – кількість обмоток електромагнітів АМП (керованих електромагнітних контурів). Вираз магнітної енергії АМП $W=W(\Psi_1, \dots, \Psi_N, x_1, \dots, z_3)$ може бути отримано на підставі аналізу магнітних кіл з урахуванням магнітних опорів (або провідностей) як повітряних зазорів, так і ділянок магнітопроводів [10]. Такий підхід дозволяє при зміщенні

ротора на величину близьку до номінального зазору уникати сингулярностей і отримувати скінченні значення магнітних сил.

$$\left\{ \begin{aligned} & \left(\frac{ml_2^2 + J_1}{I^2} \right) \ddot{x}_1 + \left(\frac{ml_1 l_2 - J_1}{I^2} \right) \ddot{x}_2 + \frac{\omega J_3}{I^2} (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + b_{x_1} \dot{x}_1 + f_{x_1}'' + f_{x_1}''' = -\frac{\partial \Pi}{\partial x_1} - \frac{\partial W}{\partial x_1} + Q_{x_1} + H_{x_1}(t); \\ & \left(\frac{ml_1^2 + J_1}{I^2} \right) \ddot{x}_2 + \left(\frac{ml_1 l_2 - J_1}{I^2} \right) \ddot{x}_1 - \frac{\omega J_3}{I^2} (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + b_{x_2} \dot{x}_2 + f_{x_2}'' + f_{x_2}''' = -\frac{\partial \Pi}{\partial x_2} - \frac{\partial W}{\partial x_2} + Q_{x_2} + H_{x_2}(t); \\ & \left(\frac{ml_2^2 + J_1}{I^2} \right) \ddot{y}_1 + \left(\frac{ml_1 l_2 - J_1}{I^2} \right) \ddot{y}_2 - \frac{\omega J_3}{I^2} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + b_{y_1} \dot{y}_1 + f_{y_1}'' + f_{y_1}''' = -\frac{\partial \Pi}{\partial y_1} - \frac{\partial W}{\partial y_1} + Q_{y_1} + H_{y_1}(t); \\ & \left(\frac{ml_1^2 + J_1}{I^2} \right) \ddot{y}_2 + \left(\frac{ml_1 l_2 - J_1}{I^2} \right) \ddot{y}_1 + \frac{\omega J_3}{I^2} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + b_{y_2} \dot{y}_2 + f_{y_2}'' + f_{y_2}''' = -\frac{\partial \Pi}{\partial y_2} - \frac{\partial W}{\partial y_2} + Q_{y_2} + H_{y_2}(t); \\ & m\ddot{z}_3 + b_{z_3} \dot{z}_3 + f_{z_3}'' + f_{z_3}''' = -\frac{\partial \Pi}{\partial z_3} - \frac{\partial W}{\partial z_3} + Q_{z_3} + H_{z_3}(t); \\ & \frac{\partial \Psi_{c1}}{\partial t} + r_{c1} \frac{\partial W}{\partial \Psi_{c1}} = u_{c1}(x_1, \dots, z_3, \dot{x}_1, \dots, \dot{z}_3, i_1, \dots, i_N); \\ & \dots \\ & \frac{\partial \Psi_{cN}}{\partial t} + r_{cN} \frac{\partial W}{\partial \Psi_{cN}} = u_{cN}(x_1, \dots, z_3, \dot{x}_1, \dots, \dot{z}_3, i_1, \dots, i_N). \end{aligned} \right. \quad (3)$$

Доданки $-\partial \Pi / \partial q_j$ є потенційні сили. У разі використання в роторній системі ПМП – це магнітні сили, які залежать тільки від зсуву ротора. Отримання залежностей цих сил може бути виконано, наприклад, за допомогою методу скінченних елементів [11].

Як приклад моделювання динамічної поведінки роторної системи розглядається повний пасивно-активний підвіс модельного ротора (рис. 2а). Він є прототипом магнітного підвісу ротора детандер-компресорного агрегату, що входить до складу установки скраплення природного газу (рис. 2а). Лабораторна установка призначена для підтвердження можливості реалізації магнітного підвісу цього ротора в двох радіальних ПМП і одному осьовому АМП, а також вивчення різних динамічних явищ і підтвердження коректності математичного моделювання. У ній використовуються два радіальних ПМП на кільцевих постійних магнітах зі сплаву NdFeB з осьовою намагніченістю і один осьової АМП з системою управління. Для стабілізації ротора в осьовому напрямку застосований алгоритм дискретного управління АМП з імпульсним живленням електромагнітів [12]. За допомогою розробленої математичної моделі (3) виконано варіантні розрахункові дослідження з метою пошуку параметрів лабораторного підвісу та системи керування, що забезпечують стійкість руху ротора в діапазоні частот обертання від 0 до 3000 об/хв при довжині ротора 0,3 м і масі 2,5 кг. На рис. 2б представлені залежності амплітуд гармонік A , отримані за допомогою швидкого перетворення Фур'є, від кутової частоти змушує сили ω_0 , викликаной власної неврівноваженістю ротора. Ця частота співвідноситься з кутовою швидкістю ротора як $\omega_0 = \omega$.

На підставі математичного моделювання створено лабораторну установку (рис. 3а). Спостережувані на рис. 2б резонансні режими і явища були виявлені в системі і при проведенні експериментальних досліджень (рис. 3б). Адекватність математичної моделі (3) підтверджують результати порівняння розрахункових даних з експериментально отриманими амплітудно-частотними характеристиками і залежностями від частоти збуджувальної сили амплітуд гармонік, відмінних від першої. Так, порівняльний аналіз результатів дозволив встановити тотожність як за якісним відображенню процесів, що відбуваються в системі, так і за кількісним визначенням їх параметрів – по амплітудам відмінність не перевищує 2-3%, а за значеннями резонансних частот менш 0,2%. При цьому застосування лінеаризованих моделей може призводити до похибок на рівні 10-20% [8].

Результати досліджень дають обґрунтування і доказ необхідності застосування запропонованих математичних моделей при розробці нових конструкцій роторних машин з пасивними і активними магнітними підшипниками та самих магнітних підшипників [13].

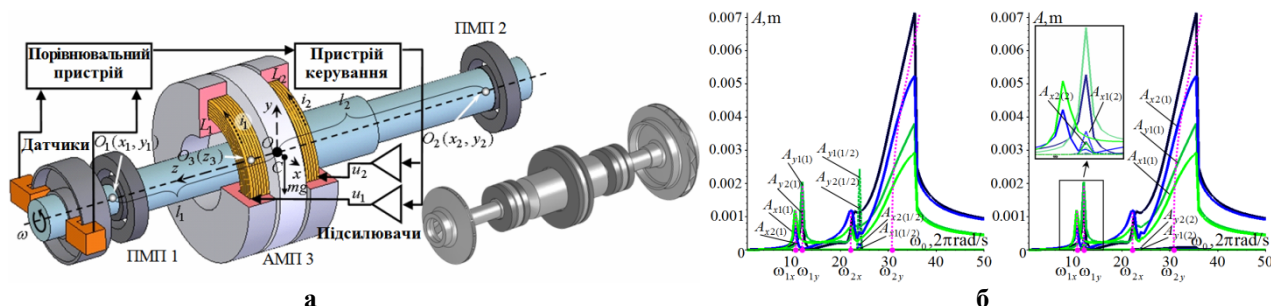


Рис. 2. Розрахункові дослідження: *а* – розрахункова схема прототипу повного магнітного підвісу та ротор ДКА в радіальних ПМП і осьовому АМП; *б* – залежності амплітуд основної гармоніки, субгармонік (зліва) і супергармонік (справа) від частоти збуджувальної сили

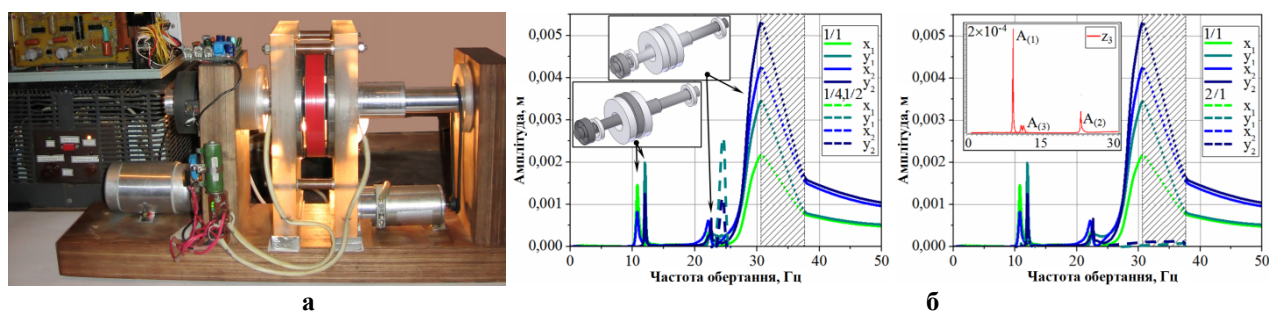


Рис. 3. Експериментальні дослідження: *а* – лабораторна установка з ротором в радіальних ПМП і осьовому АМП; *б* – залежності амплітуд основної гармоніки, субгармонік (зліва) і супергармонік (справа) від частоти збуджувальної сили

Список літератури:

- 1 Schweitzer G. Applications and Research Topics for Active Magnetic Bearings / G. Schweitzer // IUTAM Bookseries. –Vol. 25: IUTAM Symposium on Emerging Trends in Rotor Dynamics, New Delhi, India, March 23-26, 2009: Proceedings / Ed. K. Gupta. –Dordrecht: Springer, 2011. –Pp. 263-273.
- 2 Magnetic Bearings. Theory and Applications / Edited by Boštjan Polajžer. –Rijeka: Sciyo, 2010. –140 p.
- 3 Maslen E.H. Magnetic Bearings / E.H. Maslen. –Virginia: University of Virginia Department of Mechanical, Aerospace, and Nuclear Engineering Charlottesville, 2000. –231 p.
- 4 Chiba A. Magnetic Bearings and Bearingless Drives / A. Chiba, T. Fukao, O. Ichikawa, M. Oshima, M. Takemoto, D. Dorrell. –Oxford: Elsevier Linacre House, 2005. –381 p.
- 5 Bleuler H. Magnetic Bearings. Theory, Design, and Application to Rotating Machinery / H. Bleuler, M. Cole, P. Keogh, R. Larsonneur, E. Maslen, Y. Okada, et al.; Editors G. Schweitzer and E.H. Maslen. –Berlin: Springer, 2009. –535 p.
- 6 Bassani R. Permanent magnetic levitation and stability / R. Bassani // Fundamentals of Tribology and Bridging the Gap Between the Macro-and Micro Nanoscales. –Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 2001. –Pp. 899-913.
- 7 Ji J.C. Nonlinear Dynamics of Magnetic Bearing Systems / J.C. Ji, C.H. Hansen, A.C. Zander // Journal of Intelligent Material Systems and Structures. –2008. –Vol. 19(12). –Pp. 1471-1491.
- 8 Martynenko G. Application of Nonlinear Models for a Well-Defined Description of the Dynamics of Rotors in Magnetic Bearings / G. Martynenko // Eureka: Physics and Engineering, 2016. –Number 3. –Pp. 3-12.
- 9 Раус Э. Динамика системы твердых тел: в 2-х т. / Э. Раус; пер. с англ. Т. 1 / Под ред. Ю.А. Архангельского и В.Г. Дёмина. –М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1983. –464 с.
- 10 Martynenko G. The Interrelated Modelling Method of the Nonlinear Dynamics of Rigid Rotors in Passive and Active Magnetic Bearings / G. Martynenko // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Applied Physics, 2016. –No. 2/5(80). –Pp. 4-13.
- 11 Мартыненко Г.Ю. Определение зависимостей радиальных и осевых сил от смещений роторного магнита в радиальном магнитном подшипнике на двух кольцевых постоянных магнитах / Г.Ю. Мартыненко // Проблемы машиностроения, 2010. –Т. 13, –№1. –С. 52-64.
- 12 Пат. 77665. Україна. МПК F16C 32/04. Спосіб дискретного керування електромагнітним підвісом обертових роторів / Є.Д. Роговий, Ю.С. Бухолдін, В.О. Левашов, Г.Ю. Мартиненко, М.М. Смірнов. –№2003076309; заявл. 08.07.03; опубл. 15.01.07, Бюл. №1/2007. –6 с.
- 13 Martynenko G. Resonance mode detuning in rotor systems employing active and passive magnetic bearings with controlled stiffness / G. Martynenko // International Journal of Automotive and Mechanical Engineering, 2016. –Vol. 13, Issue 2. –Pp. 3293-3308.

METHOD OF STUDY ON PART OF STATIC AND DYNAMIC RIGIDITY OF TECHNOLOGICAL INDUSTRIAL WORKS

Chupryna V.M.

State Research and Development Center of the Armed Forces of Ukraine, Chernigiv

Abstract: The problem of ensuring high rigidity of technological industrial robots under their modular-modular design and manufacturing is considered. A method is developed for dividing the chain dynamic system of an industrial robot into composite elements to determine the static and dynamic characteristics of a structure in parts. Based on the application of transfer functions, the relations connecting the dynamic characteristics of individual elements with similar characteristics of the entire structure are derived. The obtained relationships make it possible to determine the characteristics of dynamic stiffness of individual structural elements, as well as similar characteristics of the entire system according to the characteristics of its elements. The developed research method is expedient for using in development and modeling of "one-armed" finishing robots in parts.

Key words: robot, rigidity, compliance, ellipsoid, chain system, subsystem, transfer function.

In modern automated production facilities, technological industrial robots (IR) are used to perform mechanical machining operations near machines. At the same time, the accuracy of machining of parts depends on the rigidity of the elastic system working in the cutting zone (Fig. 1). Static stiffness of the "one-armed" work along the X axis is defined as $C_X = P_X / \Delta X$. On other axes - is similar. In [1, 2], it is shown that in static, the elastic properties of a machining machine, in particular IR, are reflected in space in the form of rigidity ellipsoids or compliance with the center in the cutting zone, which are built on the main rigidity of the system. In dynamic modes of operation, the ellipsoid changes its size depending on the frequency of the acting force P.

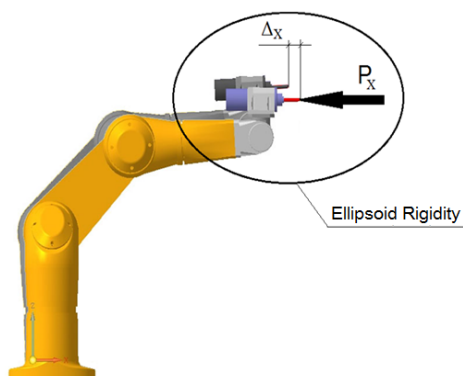


Fig. 1. The elastic properties of a robot machining:
PX - cutting force, ΔX - deformation

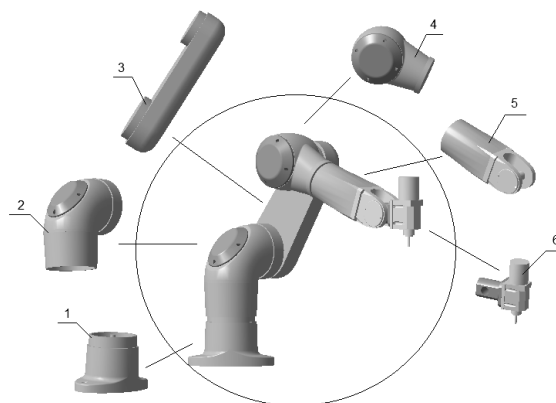


Fig. 2. Modular Robot Scheme:
1- base, 2-knee, 3-shoulder, 4-joint, 5-hand, 6-working body

A promising trend in the development of mechanical engineering is the principle of aggregation - the assembly of machine structures, including technological IR, from ready-made units and modules. Presence of unified elements, complete units, mechatronic modules allows creating various layouts of robots with a minimum of original elements (Fig. 2). This makes it possible to increase their flexibility, maintainability, ease of modernization, significantly shorten the terms of design and production, reduce the total cost of developing and manufacturing machines.

In the case of modular-modular design, the designer needs to know the static and dynamic characteristics of the individual elements (nodes, intermediate node, modules), on which it is possible to estimate the similar characteristics of the work as a whole. Most of the initial design parameters

are determined by the characteristics of the elements quite simply, but the dynamic performance is an exception.

The aim of the work is to develop a method for dividing the chain dynamic system of a "one-armed" industrial robot into composite elements to determine the static and dynamic characteristics of the structure in parts.

Consider the dynamic model of the elastic system of "one-armed" work (Figure 3), which is a chain system with a finite number of n elements (nodes, intermediate node and parts). The elements are interconnected at joints, which are modeled by complex elastic-damping bonds $C = c + j \cdot h$, where c - is the joint stiffness, h - is the damping in the joint, and j - is the imaginary unit.

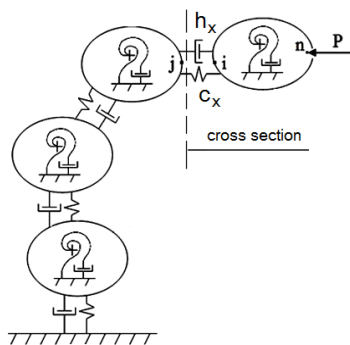


Fig. 3. Dynamic model of elastic robot system

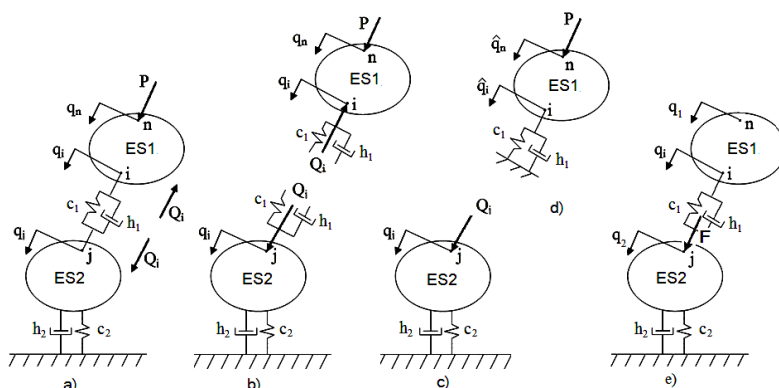


Fig. 4. A consolidated dynamic model (composed of two subsystems - ES1 and ES2)

In the cross-sectional areas along the joints of the elements (I, II, III, ...), a complete dynamic system can be conditionally divided into separate components of the subsystem. For example, we apply section I. As a result, we obtain a simplified integrated dynamic model of the IR, composed of two subsystems - ES1 and ES2 (Figure 4a). When the system is divided, the uncertainty of the non-anchored ES1 (Figure 4b) is overcome by fixing it to the "ground" (Fig. 4d). As a result, we obtain two separate fixed (partial) subsystems (Figures 4c, d), which can be investigated independently and obtained their characteristics in a calculated and experimental way.

To determine the elastic characteristics of the IR transfer function (TF) is applicable of the form $S(p)$ and the corresponding $S(i\omega)$ IF frequency, by means of which we obtain static (with $\omega = 0$) and the dynamic characteristics of compliance of the whole structure and its parts [3].

We introduce new notation of the TF: for ES1 - V , for ES2 - U , for the whole system - W .

In the presented model the TF $V_{P_1}^{q_1}$ of the partial ES1 can be found in the complete system (Fig. 4e) from the matrix equation

$$V_{P_1}^{q_1} = W_{P_1}^{q_1} - W_{q_2}^{q_1} W_{P_1}^{q_2}, \quad (1)$$

where the TF $W_{q_2}^{q_1}$ can be determined in a complete elastic system under the action of an external force F on ES2 (Figure 4e)

$$W_{q_2}^{q_1} = [W_{F_2}^{q_2}]^{-1} W_{F_2}^{q_1}. \quad (2)$$

The TF of a complete system can be found from the TF of its subsystems with the matrix equation

$$W_{P_1}^{q_1} = \left[E - V_{q_2}^{q_1} \left(E - U_{Q_2}^{q_2} C_{22} \right)^{-1} V_{Q_2}^{q_2} C_{21} \right]^{-1} V_{P_1}^{q_1}, \quad (3)$$

where E - is the identity matrix.

These expressions show how a complete system to determine the TF independent partial subsystems ES1 ($V_{F_1}^{q_1}$ and $V_{q_2}^{q_1}$) and ES2 ($U_{Q_2}^{q_2}$), as well as in the known complex of $C = a + j \cdot h$

(units C_{21} and C_{22} of the matrix C) can pass from the TF subsystems ES1 and ES2 to the TF of a complete elastic system $W_P^{q_1}$.

In turn, the subsystem ES2 can be divided into component subsystems in a similar way, using, for example, section II. And so on sequentially along the chain (III, IV ...).

Thus, it is possible to find the static and dynamic characteristics of compliance of all constituent elements (nodes) of the IR in a calculated or experimental way.

Conclusions

The developed research method is expedient for using in the development and modeling of "one-handed" robots of chain type by parts (nodes), in particular, when analyzing and synthesizing their spatial elastic characteristics of stiffness or compliance.

This allows the design stage to determine the characteristics of the constituent elements of the static and dynamic spatial stiffness (compliance) of the cutting industrial robot design and construct the corresponding ellipsoids stiffness (compliance) of the elastic system. Based on the obtained elastic characteristics of the robot, it is possible to select the optimal processing regimes for processing and to predict the accuracy of the processed parts.

List of links:

1. Poduraev, Yu. V. *Mechanics: the basics, methods, application: educational. pos for high schools.* / Yu. V. Poduraev – M: Mechanical Engineering, 2006. - 256 p.
 2. Strutinsky, V. B., Chupryna, V. M. *Tensor-geometric model of the spatial rigidity of a metal-cutting machine tool // Systems of information processing.* - 2016 - No. 2 (139). - P. 56-62
 3. Kudinov, V. A. *Dynamics of machine tools* / VA Kudinov - M: Mechanical engineering, 1967 - 360 p.
-

УДК 621.822

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ОБРОБЛЕННЯ РОБОЧИХ ПОВЕРХОНЬ РОЛИКІВ ПІДШИПНИКІВ МЕТОДОМ ПЕРЕРИВЧАСТОГО ШЛІФУВАННЯ

Денисюк В.Ю., Симонюк В.П., Лапченко Ю.С., Красовський В.В.

Луцький національний технічний університет, м. Луцьк, Україна

Анотація: Розглянуто можливість застосування переривчастого шліфування робочих поверхонь роликів підшипників кочення. Виконано порівняльний аналіз використання суцільних та переривчастих шліфувальних кругів. Встановлено взаємозв'язок макро- та мікрогеометрії робочої поверхні та видом застосовуваного абразивного інструменту, виявлено причини виникнення поверхневих дефектів від режимів оброблення. Теоретично обґрунтовано та експериментально підтверджено ефективність застосування кругів з переривчастою шліфувальною поверхнею на операціях безцентрового абразивного оброблення. Намічено перспективи застосування переривчастого шліфування в технологічних процесах оброблення деталей підшипників в умовах частопереналагоджувального виробництва.

Ключові слова: ролик, шліфування, переривчаста поверхня, абразивний круг, підшипник, мікрогеометрія.

В технологічному циклі виготовлення підшипників провідне місце займають шліфувальні операції оброблення поверхонь кілець та роликів. Важливою проблемою, що має місце під час безцентрового шліфування поверхонь обертання роликів з підшипникової сталі ШХ15 є забезпечення мікрогеометричних та фізико-механічних параметрів якості шліфованих поверхонь [1].

Якщо процеси виготовлення кілець складаються з операцій лезового та абразивного

оброблення, то технологічний процес виготовлення роликів складається з заготівельних операцій та операцій чорнового і чистового шліфування, які виконуються до та після термічного оброблення. Мікро- та макрогеометричні параметри робочих поверхонь роликів формуються на шліфувальних операціях, кількість яких складає: три операції до термічного оброблення та сім операцій після загартування. 80% з загального числа шліфувальних операцій оброблення роликів займають безцентрово-шліфувальні операції попереднього та викінчувального шліфування поверхонь обертання. Від рівня технологічності цих операцій у великій мірі залежить якість виробів та їх експлуатаційні показники. Традиційні підходи до виконання безцентрово-шліфувальних операцій в багатьох випадках не забезпечують потрібних показників якості шліфованих поверхонь роликів та ефективності технологічних операцій. Безцентрове шліфування суцільними абразивними кругами супроводжується виникненням температурних дефектів (припиків) на шліфованих поверхнях, невідповідністю параметрів шорсткості та хвилястості поверхонь обертання внаслідок складних умов стружка-та тепловідведення із зони шліфування.

Зниження температури в зоні різання дає можливість позитивно вплинути на забезпечення необхідних параметрів якості робочих поверхонь роликів. Ця актуальна проблема, значною мірою може бути вирішена на основі комплексного підходу до дослідження й моделювання зв'язків технологічних чинників у процесі оброблення з показниками якості поверхонь на операціях чорнового та чистового шліфування.

Теплонапруженість і стійкість круга є одними із основних показників процесу шліфування, особливо при обробленні високолегованих сталей і жароміцних сплавів, коли період стійкості круга між правками рівний всього декільком хвилинам, що в 15 – 20 разів менше, ніж під час шліфування звичайних сталей. Від стійкості круга залежить продуктивність роботи і витрата абразивного інструменту, оскільки більша частина зносу (до 90%) припадає на правку. При малій стійкості час, що витрачається на правку круга, складає значний відсоток від штучного часу на оброблення деталі.

Для вирішення задачі збільшення стійкості шліфувальних кругів і раціонального керування процесом шліфування потрібно знати, що відбувається з кругом в процесі шліфування, чому погіршуються його різальні властивості, які динамічні процеси відбуваються при цьому [1-3].

Відомо, що шліфувальний круг втрачає свою різальну здатність внаслідок зносу абразивних зерен, налипання металу на ріжучі зерна, заповнення пор зрізаною стружкою, зміни правильної геометричної форми периферії шліфувального круга. В процесі шліфування з'являється змінна складова сили різання, яка створює негативний вплив на всю технологічну систему і на сам інструмент. Виникнення змінної складової під час шліфування призводить до нерівномірного зносу круга і на його робочій поверхні утворюються хвилі, величина яких зростає зі збільшенням тривалості шліфування. Поява хвиль скорочує кількість робочих зерен по периферії круга, підвищує навантаження на зерна, виникають автоколювання в технологічній системі ВПД і аварійний знос круга. Утворенню хвиль на крузі можуть сприяти його нерівномірність, твердість і дисбаланс [2].

На рис. 1 показано результати експериментального вимірювання зносу переривчастого круга (кількість виступів $z = 12$, довжина ріжучого виступу $l_1 = 186$ мм) від часу шліфування: $v_e = 53$ м/хв, $t = 0,03$ мм, $S = 20$ мм/хід. Шліфувався зразок зі сталі ШХ15, гартований до твердості HRC 61 – 63. Аналіз отриманих результатів показав, що на поверхні суцільного шліфувального круга з плином часу виникає хвилястість, що зростає зі збільшенням тривалості роботи.

У формуванні хвилястості можна спостерігати наступну закономірність. На поверхні шліфувального круга утворюються дві великі хвилі, на які накладені чотири хвилі меншої амплітуди. З часом шліфування це поєднання хвиль макрорельєфу поверхні круга зберігається, лише з тією різницею, що відбувається їхнє переміщення по периферії від

початкового стану утвореної хвилястості (після 2 годин шліфування).

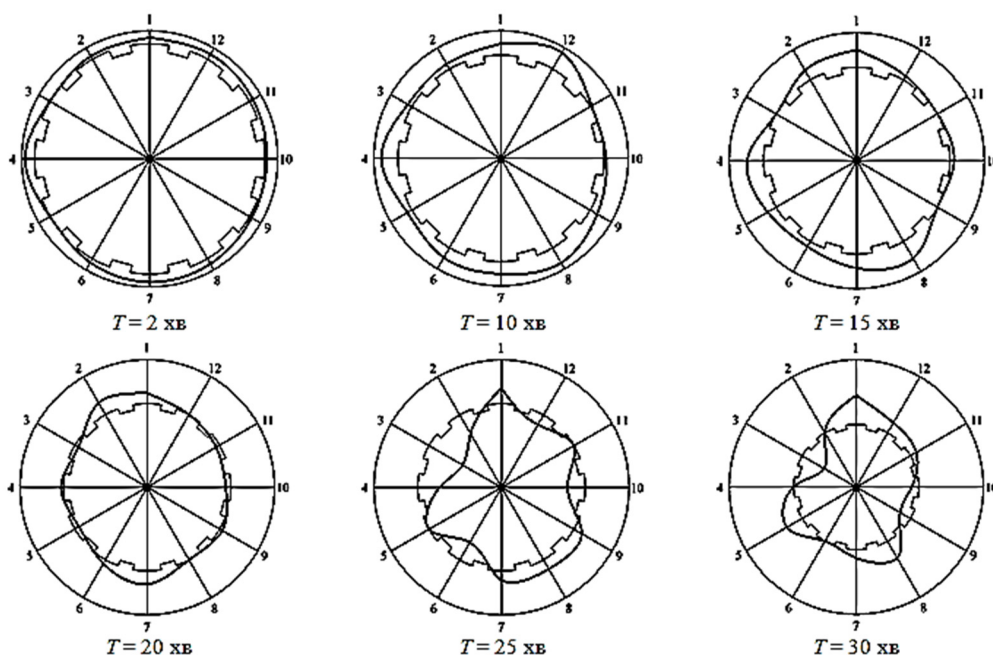


Рис. 1. Формування хвилястості на робочій поверхні переривчастого круга в середньому перерізі від часу шліфування (1 см=6,5 мкм)

Після правки поверхні круга при першому проході пружна система отримує імпульсну дію, що зумовлена силою різання, і протягом контакту круга з роликком здійснює затухаючі коливання, викликані імпульсною дією. Це призводить до миттєвої зміни глибини різання, збільшення сил різання і нерівномірного зносу круга по периферії. Причому затухаючі коливання проходять на власних частотах пружної системи (110 Гц, 330 Гц), в результаті утворюються дві великі хвилі з більшою амплітудою (від частоти 100 Гц) і чотири – меншої амплітуди (від частоти 330 Гц) за дійсної циклічної частоти обертання шпинделя шліфувального круга (47,6 Гц).

Далі в процесі шліфування утворена хвилястість є джерелом вимушених коливань і пружна система безцентрово-шліфувального верстату починає працювати в резонансному режимі. Зростає амплітуда коливань, сила і глибина різання, знос і затуплення круга, що має вплив на якість шліфованої поверхні. Переміщення хвиль на поверхні шліфувального круга можна пояснити зміною точок на його периферії, які контактують з оброблюваною деталлю. Це призводить до зміщення вершин утворених хвиль на периферії круга. Інтенсивне зростання хвилястості спостерігається в кінці періоду стійкості круга (6 – 7 год), тому його правку краще проводити раніше, не очікуючи великих (за висотою) хвиль. Це дозволить встановити ріжучу здатність круга і покращити якість обробленої поверхні.

Вимірювання зносу протягом досліджуваного періоду часу (0 – 30 хв) за кожним ріжучим виступом не показало утворення хвилястості на поверхні переривчастого круга. Протягом вказаного періоду шліфування зареєстровано однаковий радіальний знос по всьому ріжучому виступу. Цей факт є конкретним підтвердженням високої стійкості переривчастого шліфувального круга у порівнянні з суцільним, довготривалим зберіганням його ріжучої здатності. Переривчастість процесу шліфування усуває коливання пружної системи на її власних частотах, задане коливання на високій частоті, зумовленими геометричними параметрами переривчастого круга, що забезпечують рівномірний знос всіх ріжучих виступів.

Аналіз радіального зносу суцільного і переривчастого кругів в різні періоди шліфування показує, що в деяких точках периферії шліфувального круга знос його в 1,7 – 2 рази більший, ніж суцільного. В інших точках зношування їх рівні, а в період шліфування 25 – 30 хв в деяких

точках периферії знос переривчастого круга на 10 – 20% більший радіального зносу суцільного круга. Аналогічні експерименти були проведені на переривчастих шліфувальних кругах з числом ріжучих виступів 8, 10, 14. Результати вимірювання зносу співпадають з невеликими відхиленнями з результатом вимірювання зносу круга з $z = 12$.

Розглянемо зміну якості поверхневого шару зразків за часом шліфування. На рис. 2 показано графік зміни мікротвердості поверхневого шару за глибиною під час шліфування суцільним і переривчастим кругами у фіксовані моменти часу. Після 10 хв шліфування температура в зоні різання зростає настільки, що починаються фазові перетворення, що призводять до виникнення повторно загартованого шару, який лежить на шарі відпущеного матеріалу, який по мірі заглиблення поступово переходить через всі стадії відпуску в початкову структуру. Відбувається зміцнення поверхневого шару до мікротвердості $Hv_{100} = 60 \text{ Н/мм}^2$ (при вихідній $Hv_{100} = 50 \text{ Н/мм}^2$), за яким розміщується шар максимально відпущеної структури з $Hv_{100} = 42 \text{ Н/мм}^2$. Глибина шару зміненої структури складає 20 мкм. Аналогічно спостерігається після 15 і 25 хв шліфування.

Протягом 30 хв шліфування зареєстровано періодичні зміни ріжучої здатності суцільного круга, самозаточування окремих ділянок. Це призводить до зміни його правильної геометричної форми, до зниження температур шліфування. В результаті у поверхневому шарі зразків відмічено зменшення мікротвердості до $Hv_{100} = 42\text{--}45 \text{ Н/мм}^2$ (відповідно через 20 і 30 хв шліфування). Це підтверджується характером зміни сил різання і шорсткості поверхні від часу в процесі суцільного шліфування.

Утворення шару повторно загартованої структури є не бажаним, оскільки вона має підвищену крихкість, високу напруженість і меншу міцність, ніж структура вихідного матеріалу після гартування. У зв'язку з цим практично через 10 – 15 хв роботи суцільний круг втрачає ріжучі властивості, що проявляється в суттєвій зміні фізико-механічного стану поверхневого шару, і потребує правки.

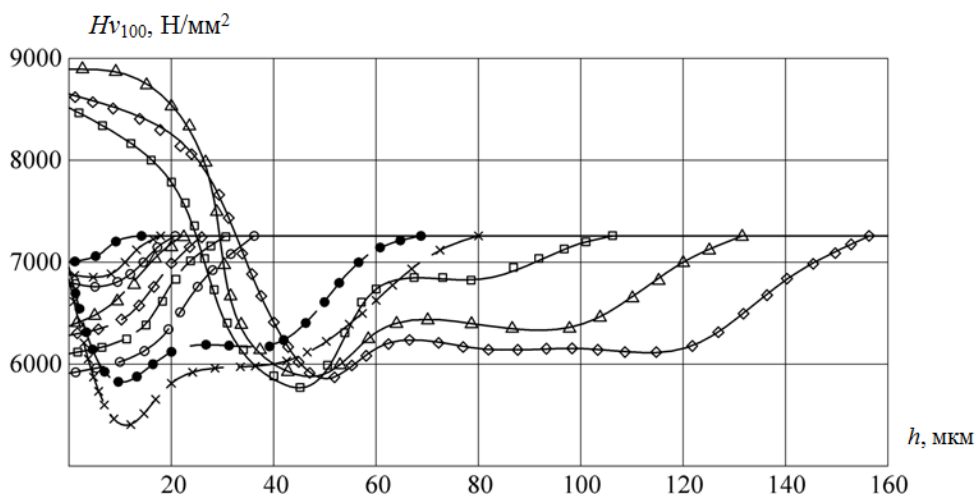


Рис. 2. Зміна мікротвердості поверхневого шару сталі ШХ15 після шліфування суцільним і переривчастим кругами: — суцільний круг; - - - - - переривчастий круг ($z = 12$, $h_1 = 186$ мм); O – ($T = 10$ с), X – ($T = 20$ с), □ – ($T = 30$ с), Δ – ($T = 40$ с), ◇ – ($T = 50$ с), ● – ($T = 60$ с)

Характер зміни мікротвердості під час шліфування переривчастим кругом показує, що круг протягом 30 хв роботи не дає суттєвої зміни мікротвердості поверхневого шару. Спостерігається зниження мікротвердості $Hv_{100} = 60 \text{ Н/мм}^2$. Максимальна глибина залягання зміненої структури не перевищує 30 мкм. Це показує, що температура шліфування переривчастим кругом не перевищує температури фазових перетворень, круг зберігає довгий час хорошу різальну здатність і стійкість його зростає в 2 рази.

На поверхні суцільного круга в процесі шліфування утворюється хвилястість, яка зростає

зі збільшенням тривалості шліфування. Поява хвилястості служить джерелом збурення пружної системи. На поверхні переривчастого шліфувального круга при аналогічних режимах шліфування не зареєстровано утворення хвилястості. Це є конкретним підтвердженням високої стійкості переривчастого круга, по відношенню до суцільного, і тривалим збереженням його ріжучої здатності.

Впровадження бездефектного високопродуктивного переривчастого шліфування роликів після їх термічного оброблення дозволило вилучити з технологічного маршруту операцію чорнового шліфування поверхні кочення ролика, що дозволило скоротити собівартість операцій шліфування на 8-10% та зменшити собівартість підшипника на 2-3% за одночасного покращення якості та стабілізації шліфувальних операцій в умовах переналагоджувального виробництва.

Список літератури:

1. Денисюк В.Ю. Технологічне забезпечення якісних параметрів робочих поверхонь роликів підшипників переривчастим шліфуванням / В.Ю. Денисюк, Ю.А. Лук'янчук, В.Т. Михалевич, О.Л. Кайдик // Прогресивні технології і системи машинобудування: Міжнародний збірник наукових праць. Вип. 1(47). – Донецьк: Донецький НТУ, 2014. – С. 112–117.
2. Якимов А.А. Основы теории обеспечения и стабилизации качества поверхностного слоя при прерывистом шлифовании зубчатых колес / А.А. Якимов. – Одесса: ОГПУ, 1997. – 212 с.
3. Лук'янчук Ю.А. Застосування переривчастих шліфувальних кругів на операціях безцентрового шліфування робочих поверхонь роликів підшипників / Ю.А. Лук'янчук, В.Ю. Денисюк, В.Т. Михалевич // Вісник Хмельницького технічного університету: науковий журнал. Серія: технічні науки. №2(211). 2014. – Хмельницький: Вид-во Хмельницького НУ, 2014. – С. 12–16.

УДК 621.9

ТЕОРЕТИЧНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ПРУЖНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ МЕХАНІЗМІВ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ЗОНИ НАВАНТАЖЕННЯ

Дмитрієв Д.О., Русанов С.А.

Херсонський національний технічний університет, м. Херсон, Україна

Анотація: В роботі показано алгоритм вибору заходів, які дозволяють зменшити впливи технологічних факторів на точність обробки механізмами паралельної структури на прикладі вибору розташування заготовки при обробці на верстаті з паралельною кінематикою. Алгоритм заснований на послідовному використанні програмних продуктів для аналізу роботи глайд-обладнання Tools Glide та Tools Response. Простежено зміну параметрів точності аналізованого обладнання як функції еліпсоїдів податливостей аж до прорахунку відхилень для заданої навантажувальної сили. Вказані можливості дозволяють надати рекомендації вибору компоновки механізму паралельної структури і дозволять оптимізувати обробку в ракурсі найменшого відхилення від заданої кінцевої форми. Дані рекомендації можуть бути виконані з мінімальної кількістю технологічних операцій або ж лише тільки за рахунок правильного встановлення заготовки, якщо наперед вибрана та чи інша стратегія обробки.

Ключові слова: пружні властивості, еліпсоїд податливості, стратегії обробки, компоновка, механізми паралельної структури.

Механізми паралельної структури (МПС) займають сьогодні значний масив обладнання в багатьох технологічних галузях. В даних механізмах вихідна ланка з'єднана з основою декількома кінематичними ланцюгами, кожен з яких або містить привід, або накладає деяке число зв'язків на рух вихідної ланки. Особливості таких механізмів приводять до зменшення розмірів і мас рухомих ланок зі збереженням рухливості вихідної ланки, що найчастіше й обумовлює область застосування [1, 2].

Разом з широким охопленням галузей існує різноманітність типів механізмів паралельної структури, а в рамках кожного типу є множина можливих компоновок. При синтезі технологічного обладнання або вибору тієї чи іншої компоновки такого роду обладнання доводиться вирішувати безліч проміжних задач, серед яких присутні прямі й зворотні кінематичні задачі, задачі статичного та динамічного відклику конструкцій з врахуванням зворотного зв'язку в системі, задачі оптимізації тощо. Задачі кінематики (пряма та зворотня) МПС, задачі по їх напружено-деформованому стану та його впливу на точність обробки постають не тільки на етапі компоновок та проектування механізмів, але й при вирішенні більш вузьких проблем, таких як оптимізація на рівні вузлів та агрегатів, складання стратегій обробки для оброблювального обладнання з МПС та ін. Взаємовплив ступенів свободи ускладнює задачу керування такими механізмами. Одна з таких задач – задача правильного взаємного орієнтування системи «каркас – деталь – інструмент» [3-5].

Метою даної роботи є розгляд та чисельне вирішення вказаної задачі в ракурсі взаємного розташування системи «каркас – деталь» наперед заданій компоновці та для обраної типової стратегії обробки з напрацюванням алгоритму рішення та висвітленням усіх етапів розрахунків.

В якості дослідної компоновки прийнято верстат з паралельною кінематикою СФВПК-4 пірамідальної форми по патенту України № 86533, для якої проведено генерування зворотної задачі кінематики в Tools Glide [6] з отриманням відповідних L -координат та зон обробки. Масив даних, що описує геометрію та результати рішення задачі зворотної кінематики надалі було імпортовано в блок Tools Response [7, 8]. Параметром, що досліджується, була висота встановлення заготовки уздовж вертикальної осі z (рис. 1, а).

Tools Response дозволяє отримати серію анімацій еліпсоїдів податливостей. Такі дані однозначно вказують на вимогу найнижчого розташування заготовки (рис. 1, б).

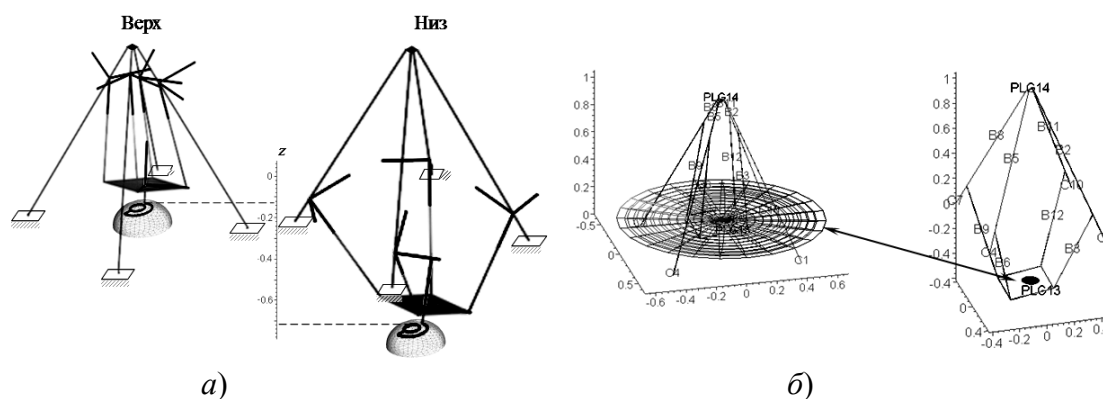


Рис.1. Можливі розташування заготовки по координаті z в робочому просторі верстату (а) і еліпсоїди податливостей при переході від верхнього розташування заготовки до нижнього (б)

Важливим тут є поточне співвідношення жорсткостей стрижнів, що несуть навантаження, наприклад, відношення крутильної жорсткості стрижня до жорсткості відносно згину. При превалюванні в загальній деформації (що визначається відтисканням інструменту на рухомій платформі) згинної складової над крутильною (за співвідношенням відповідних моментів інерції), ми отримуємо наступні результати.

Можливості системи Tools Response дозволяють простежити актуальність такої рекомендації аж до прорахунку та порівняння відхилень при обробці для деякої наперед заданої сили обробки (сили різання) при різних варіантах закріплення заготовки. В роботі, як приклад, силу \mathbf{P} було задано уздовж вектору дотичної $\boldsymbol{\tau}$ для всієї довжини обробки (орієнтація осі інструменту – по нормалі до поверхні в опорних точках траєкторії) як

$$\mathbf{P} = P\boldsymbol{\tau}. \quad (1)$$

Серія розрахунків для стратегії руху інструменту спіраль на сфері (див. рис. 1, а) зі зміною висоти розташування заготовки показує поступове зменшення похибки обробки (рис. 2 а). На нижньому положенні відбувається «видавлювання» деформацій напрямних з залишенням похибки, що виникає за рахунок лише деформації штанг глайд-обладнання (рис. 2, б).

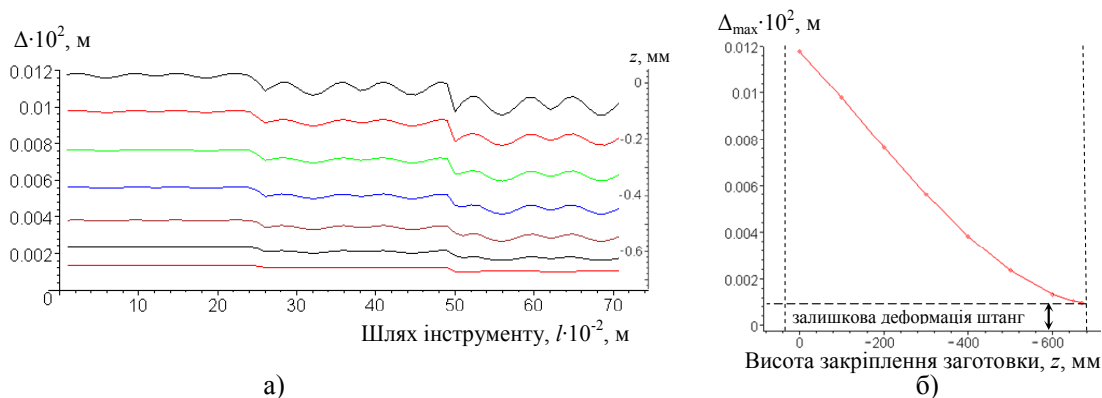


Рис. 2. Зменшення похибки обробки для різних розташувань заготовки – похибки як функції шляху інструменту (а) та максимальні похибки в залежності від розташування (б)

Висновки. В роботі показано алгоритм щодо вибору заходів, які дозволяють зменшити впливи технологічних факторів на точність обробки механізмами паралельної структури на прикладі вибору розташування заготовки при обробці на верстаті з паралельною кінематикою СФВПК-4 пірамідальної форми. Алгоритм заснований на послідовному використанні програмних продуктів для аналізу роботи глайд-обладнання Tools Glide та Tools Response та може бути використаний для широкого спектру компоновок. В роботі простежено зміну параметрів точності аналізованого обладнання як функції еліпсоїдів податливостей аж до прорахунку відхилень для заданої сили навантаження.

Список літератури:

1. *Афонин В.Л., Крайнев А.Ф., Ковалев В.Е. и др. Обработкающее оборудование нового поколения. Концепция проектирования / Под ред. В.Л. Афонина. – М.: Машиностроение, 2001.-256 с., ил.*
2. *Кузнецов Ю.М. Компоновки верстатів з механізмами паралельної структури: Монографія / Ю.М. Кузнецов, Д.О. Дмитрієв, Г.Ю. Діневич; під ред. Ю.М. Кузнецова. – Херсон: ПП Вишемирський В.С., 2009. – 456 с.*
3. *Кузнецов Ю.Н. Упруго-напряженное состояние несущей системы станка пирамидальной компоновки / Кузнецов Ю.Н., Кеба П., Неделчева П.М. // Международная научно-практическая конференция UNITECH'13, г.Габрово, (Болгария), 2013*
4. *Кузнецов Ю.Н. Исследование влияния угла наклона граней каркаса на его упруго-напряженное состояние / Кузнецов Ю.Н., Неделчева П.М., Степаненко А.А., Манжола М.Ю. // Международная научно-практическая конференция UNITECH'13, г.Габрово, (Болгария), 2013*
5. *The development of the design theory of new machine-tools configurations based on system analysis and synthesis of mechanisms of parallel structure // Research report №2267-F, Research director. professor Yu.M. Kuznetsov, NTUU "KPI", Kyiv.-2011.-284 p.*
6. *Комп'ютерна програма "ToolsGLIDE". Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір №57913. / С.А. Русанов, Д.О. Дмитрієв, П.В.Кеба, Ю.М. Кузнецов. – Заявл. 03.11.2016; Опубл. 29.12.2016.*
7. *Русанов С.А. Комплексний аналіз механізмів паралельної структури засобами цільових систем автоматизованого моделювання / С.А. Русанов, Д.О. Дмитрієв // Тези доповідей VII міжнародної науково-технічної конференції «Теоретичні та практичні проблеми в обробці матеріалів тиском і якості фахової освіти», Київ – Херсон, 2016, с. 152-155.*
8. *Дмитрієв Д.О. Розробка технічних засобів проектування технологічного і верстатного обладнання каркасних просторових компоновок / Д.О. Дмитрієв, С.А. Русанов, А.А. Омельчук, Д.Д. Федорчук // Mechanics and Advanced Technologies Вісник НТУУ «КПІ ім. І. Сікорського». Серія машинобудування. Вип.3 (81). – К: НТУУ «КПІ», 2017. - С. 54-62*

УДК 621.891

INCREASE IN WEAR RESISTANCE IN BEARINGS OF SLIDING

Kovaljov V.A., Kolomiets I.A., Pushkaruk K.V.

National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”

The purpose of the work is to increase the efficiency of the bearings of sliding.

Sliding bearings, working in the conditions of periodic lubrication with plastic lubricants, often lose their ability to work due to the occurrence of grip and damage and the destruction of contact surfaces, especially at high contact loads.

The main reason for the appearance of scoring on such surfaces is the destruction of a separate oil film due to its wear and failure of restoration conditions. In this case, there are areas of direct contact and film of secondary structures, which are created in the process of friction and protect the surface, also destroyed. In this case, contact is performed on juvenile surfaces, which, in the presence of high contact loads, leads to the emergence of separate areas of sequestering followed by the occurrence of scoring and damage to the contact surfaces [1,2].

The increase in the hardness of the bearing surfaces can significantly reduce the risk of abrasion even if the supply of the lubricant to the contact area is violated, but with the use of traditional steel-bronze combinations this possibility is limited.

In these conditions, the promising use of the combination of steel-steel with heat treatment surfaces to high hardness, but the addition of steel hardened surfaces is accompanied by great difficulty, and sometimes impossible at all.

To ensure the performance of such surfaces in conditions of high contact loads, it is necessary to solve the problem of a reliable supply of lubricant to the friction zone to ensure the restoration of a separate oil film.

One of the possible ways to improve the transportation of lubricant to the friction zone and to ensure the recovery of oil film in load bearing areas is to create an oil-tight relief that can accumulate and transport the lubricant on the surface of the contact.

We have been carried out research the possibility of increasing the hardness of the heavily loaded friction slip due to the use instead of bronze of tempered steel with the formation on the working surface of the corresponding macro relief.

Comparative tests on the wear resistance of the traditional steel-bronze pair and steel-steel pairs were performed on a lathe-screw machine 16K20.

The valves were made with a diameter of 90 mm from steel 45 with subsequent quenching to HRC_e55. Roughness of the surface after grinding Ra = 0.63 mkm (Fig.1).

The bushings were made of steel 3 and bronze BR.OF 10-1. Steel bushes were cemented to a depth of 2 mm and quenched to HRC_e 58. The roughness of the inner surface formed an oil-capacitive macro-relief. Depth of separate grooves 0,3 mm. The edges are rounded (Fig.2).

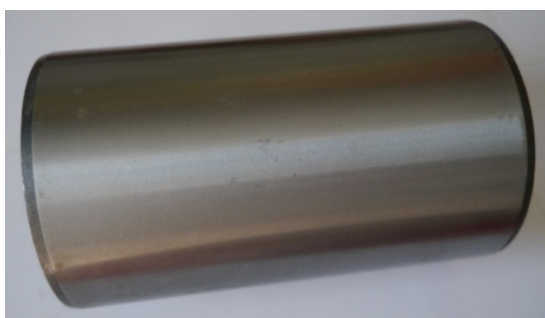


Fig.1. The quench valve

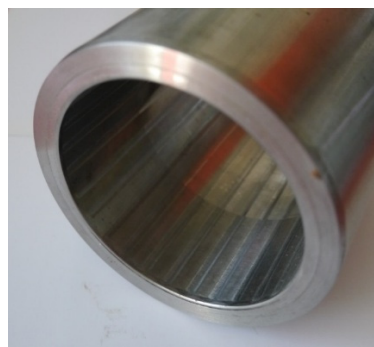


Fig.2. The steel bushing

The size of the gap in the friction pair did not exceed 50 mkm. Before the start of the experiment, Litol-24 plastic grease material was applied to the working surfaces in the amount of 70 mg to provide conditions for limited lubrication.

The friction pair was loaded with a fixed effort of 2000 N.

The rotational speed corresponded to 1.3 s⁻¹. In the course of the experiment, the temperature was fixed with the help of a chromole-aluminum thermocouple and the force of friction using the spring dynamometer UDM-600.

The emergence of scoring was determined by the sharp increase in temperature and friction that was accompanied by noise and vibration.

The results of the research showed the prospect of using steel with the application of low-capacity grooves perpendicular to the velocity vector on the high-solid surface, which allows to restore the oil film in the contact area and to locate the silts when they occur.

In comparison with bronze bushings, the resilience and almost three times (175min and 70min respectively).

The viability of a pair of steel sleeves during the recovery of lubrication was also several times higher due to the localization of scoring and prevention due to this catastrophic destruction of the working surface, which occurs when using bronze bushings and a continuous working surface.

List of references:

1. *Трение, изнашивание и смазка: Справочник в 2-х кн.* (под. Ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина). М.: Машиностроение, кн.1, 1978, 400с.
 2. *Костецкий Б.И. и др.* Поверхностная прочность материалов при трении. – Киев: Техніка, 1976. – 292с.
-

УДК 621.923.9

ТЕОРІЯ КІНЕМАТИКИ ТА ДИНАМІЧНИХ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ МОБІЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ-РОБОТІВ

Струтинський В.Б.

КПІ ім. Ігоря Сікорського, м.Київ, Україна

Анотація: Розглянуті верстати-роботи з паралельними кінематичними структурами. Обґрунтована концепція реалізації верстатів-роботів, в яких підвищення показників жорсткості досягається використанням спеціальних пристроїв. Пристрої встановлюються на виконавчому органі верстата і фіксуються на оброблювальному об'єкті. Теорія кінематики базується на визначенні кінематичних параметрів верстатів-роботів у базовій системі координат, пов'язаній із об'єктом. При цьому визначаються змінні в часі вектори натурального триєдра (природного тригранника) траєкторій, а відповідно переміщення, швидкості та прискорення характерних точок верстата, зокрема інструменту. Кінематичні залежності розділені на дві групи: кінематику великих переміщень та кінематику мікропереміщень. На основі визначених кінематичних залежностей знайдені характеристики динамічних робочих процесів мобільних верстатів-роботів. Процеси просторового різання описані ортогональними кусково-постійними функціями Уолша з випадковими коефіцієнтами.

Ключові слова: мобільні верстати-роботи, концепція реалізації, кінематика, мікропереміщення, робочі процеси, опис характеристик.

Розроблення робототехнічних систем для виконання операцій з небезпечними об'єктами являє собою актуальну науково-технічну проблему яка має важливе значення для національної безпеки України. Тому роботи пов'язані із дослідженням мобільних верстатів-роботів є актуальними.

Проблема в загальному вигляді полягає у розробленні мобільних робототехнічних комплексів для роботи із небезпечними об'єктами.

В літературних джерелах [1, 2] наявні результати досліджень верстатів-роботів та маніпуляторів. Розроблені схемні рішення, досліджені задачі статички таких систем [3]. Окремі джерела [4, 5] присвячені дослідженню кінематичних та динамічних характеристик робототехнічних комплексів. Результатів розроблення загальної теорії кінематики та динамічних робочих процесів мобільних верстатів-роботів у інформаційних джерелах не виявлено. Тому до невіршених раніше частин загальної проблеми віднесено розроблення теорії кінематики та динамічних робочих процесів мобільних верстатів-роботів.

Метою досліджень поставлено створення основ теорії кінематики та динамічних робочих процесів мобільних верстатів-роботів. Задачами досліджень поставлено обґрунтування концепції реалізації мобільних верстатів-роботів на основі механізмів із паралельними кінематичними структурами, формулювання основ теорії кінематики з використанням опису руху за допомогою натурального трієдра траєкторії та визначення динамічних робочих процесів із врахуванням нелінійних характеристик жорсткості та змінних випадковим чином тензорів інерції основних динамічних підсистем верстатів-роботів.

Запропоновані спеціальні методи теоретичних і експериментальних досліджень які базуються на теорії тензорного поля.

Мобільні верстати-роботи побудовані на основі механізмів із паралельними кінематичними структурами. Вони мають значну кількість шарнірних з'єднань і характеризуються низькою жорсткістю стрижневої несучої системи. Відповідно силові та кінематичні характеристики таких механізмів є незадовільними. Їх використання не дає можливості розробити мобільні верстати-роботи для обробки небезпечних об'єктів у польових умовах. Тому проведені дослідження по вдосконаленню верстатів-роботів із паралельними кінематичними структурами.

В процесі досліджень обґрунтована концепція реалізації мобільних верстатів-роботів для обробки небезпечних об'єктів. Вона основана на застосуванні мобільних верстатів-роботів на основі механізмів з паралельними кінематичними структурами які мають низьку жорсткість, а підвищення показників жорсткості забезпечується використанням спеціальних пристроїв. Пристрої встановлюються на виконавчому органі верстата-робота і безпосередньо з'єднуються із оброблюваним об'єктом. Як правило, фізична прив'язка (базування) виконавчого органу верстата-робота до оброблюваного об'єкта здійснюється спеціальним маніпулятором який закріплюється на виконавчому органі і зв'язується із об'єктом. Для досягнення необхідної точності проводиться базування виконавчого органу мобільного верстата-робота безпосередньо по об'єкту обробки. Базування здійснюється по реперним точкам на оброблюваному об'єкті. Вводиться базова система координат жорстко прив'язана до об'єкта. Обробка об'єкта здійснюється програмованими траєкторіями, визначеними в базовій системі координат. При цьому задаються зміни в часі векторів натурального трієдра (природного тригранника) траєкторії, а відповідно відносного переміщення, швидкості та пришвидшення виконавчого органу верстата відносно оброблюваного об'єкта. Таким чином верстат адаптується до оброблюваного об'єкта. Компенсація впливу деформацій стрижневої несучої системи верстата здійснюється приводами введення головних векторних зв'язків. Стрижнева система верстата є змінною в часі. Для компенсації похибок, обумовлених змінами стрижневої системи застосовані різні методи контролю положення виконавчого органу верстата. Зокрема використані системи лазерного 3D сканування на основі якого проводиться корекція траєкторій руху інструменту у вигляді змін в часі векторів натурального трієдра траєкторії.

Кінематичні залежності які мають місце в рухомій системі верстата-робота розділені на дві групи: групу кінематики великих переміщень та кінематику мікропереміщень. Тому виникає необхідність реалізації механізмів просторових великих переміщень

(макропереміщень) та механізмів мікропереміщень. Запропоновані методи розрахунків пристроїв макропереміщень та мікропереміщень. Дані методи дають можливість вибрати і уточнити основні параметри мобільних верстатів – роботів. Вибираються геометричні параметри основних елементів стрижневої системи верстата, параметри механізмів мікропереміщень, а також механізми і системи вимірів кінематичних параметрів.

На основі визначених кінематичних співвідношень запропоновані методи розрахунку динамічних робочих процесів мобільних верстатів-роботів. Вони забезпечують знаходження статичних і динамічних характеристик верстатів. Особливістю розроблених методів визначення статичних характеристик є врахування нелінійних пружно-дисипативних процесів у верстатах-роботах з паралельними кінематичними структурами. Запропоновані спеціальні методики та обладнання для визначення гістерезисних характеристик пружно-дисипативної системи мобільного верстата-робота. Гістерезисні властивості верстатів описані в термінах теорії нечітких множин. Встановлені особливості динамічних режимів роботи мобільних верстатів-роботів. Вони обумовлені низькою жорсткістю стрижневої системи і проявляються поєднанням власних згинально-крутильних коливань несучої системи верстата та випадкових вібраційних переміщень інструмента спричиненими процесами просторового різання. Для визначення динамічних характеристик верстатів запропоновано враховувати зміни інерційних властивостей мобільних верстатів роботів у вигляді тензорів інерції із змінними випадковим чином в часі інваріантами тензорів інерції. Процеси просторового різання описані ортогональними кусково-постійними функціями Уолша з випадковими коефіцієнтами із відповідними законами розподілу.

Визначені характеристики динамічних робочих процесів є основою проектних розрахунків мобільних верстатів – роботів.

Список літератури:

1. *Новіков М. Розробка верстата-гексапода з шестикоординатною системою ЧПК і результати дослідницького застосування / М. Новіков, В. Струтинський, А. Кириченко // Машинознавство. – Львів: ТзОВ «Кінпатрі ЛТД», 2011. – №5-6 (167-168). – с. 3-10.*
2. *Callegari M. Position Control of a 3-CPU Spherical Parallel Manipulator / M. Callegari, L. Carbonari, G. Palmieri, M.-C. Palpacelli, D. Tina // Hindawi Publishing Corporation Journal of Control Science and Engineering. -Vol. 2013, Article ID 136841. -12 pages.*
3. *Strutynsky V.B. Determination of development grounds and characteristics of mobile multi-coordinate robotic machines for materials machining in field conditions / V.B. Strutynsky, A.A. Hurzhi, O.V. Kolot, V.E. Polunichev // Науковий вісник Національного гірничого університету. – Дніпро, 2016. - №5 (155). - с.43-51.*
4. *Briot S. Dynamics of Parallel Robots: From Rigid Bodies to Flexible Elements / Sebastien Briot, Wisama Khalil // Springer International Publishing. - Switzerland, 2015. - 341p.*
5. *Zhao Y. Inverse Kinematics and rigid-body dynamics for a three rotational degrees of freedom parallel manipulator / Yongjie Zhao, Ke Qiu, Shuangxi Wang, Ziqiang Zhang // Robotics and Computer-Integrated Manufacturing. - 2015. - No31. -40-50 pp.*

УДК 621.923.9

ОСОБЛИВОСТІ КІНЕМАТИКИ МОБІЛЬНОГО РОБОТА ПРИ РЕАЛІЗАЦІЇ КОМПЛЕКСУ ШВИДКИХ ПЕРЕМІЩЕНЬ ТА ТОЧНИХ МІКРОПЕРЕМІЩЕНЬ ВИКОНАВЧОГО ОРГАНУ

Струтинський В.Б., Юрчишин О.Я., Полунічев В.Е.

КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

Анотація: Мобільні роботи мають шасі яке забезпечує їх рух в різних дорожніх умовах. При цьому положення шасі змінюється в просторі, а відповідно невизначеним чином змінюється положення основи маніпулятора який встановлено на шасі. Для забезпечення високої точності маніпулятора запропоновано використати додаткові приводи просторових мікропереміщень. Для опису кінематики мікропереміщень мобільного робота використані стохастичні матриці, що визначають коливальність процесів руху виконавчого органа робота при мікропереміщеннях. Встановлені особливості формування функцій приналежності нечітких множин шестивимірного вектора похибок позиціонування виконавчого органу мобільного робота. В процесі досліджень розроблені математичні моделі макро- і мікропереміщень виконавчого органу. Проведено моделювання кінематичних характеристик маніпулятора.

Ключові слова: мобільний робот, шасі, маніпулятор, кінематика мікропереміщень, точність, нечіткі множини, математичні моделі.

Мобільні роботи призначені для роботи з небезпечними об'єктами в польових умовах. Їх розробка і дослідження є актуальними.

Проблема в загальному вигляді полягає у створенні мобільного робота із високими показниками точності.

В останніх дослідженнях і публікаціях [1,2] наведено різноманітні конструкції мобільних роботів. Встановлено їх точнісні характеристики [3].

Зазначено невисоку точність позиціонування мобільних роботів. Досліджень робототехнічних комплексів у яких наявні системи швидких переміщень та системи просторових мікропереміщень в літературних джерелах не виявлено. Встановлено, що до невирішених раніше частин загальної проблеми відносяться підвищення точності мобільних роботів використанням просторових систем мікропереміщень.

Метою даних досліджень поставлено встановлення особливостей кінематики мобільних роботів при реалізації комплексу швидких та точних мікропереміщень виконавчого органу. Задачами досліджень постановлено розробку методики аналізу великих і точних мікропереміщень виконавчого органу робота та встановлення особливостей кінематики робота при великих переміщеннях та мікропереміщеннях виконавчого органу.

Мобільні роботи мають шасі яке забезпечує їх рух в різноманітних дорожніх умовах. При цьому положення шасі змінюється в просторі, а відповідно невизначеним чином змінюється положення основи маніпулятора який встановлено на шасі. Для забезпечення високої точності маніпулятора запропоновано використати додаткові приводи просторових мікропереміщень. При цьому швидкі переміщення здійснюються приводами із невисокою точністю позиціонування, а точні переміщення здійснюються просторовим мікропереміщенням виконавчого органу.

Опис швидких просторових переміщень виконавчого органу здійснюється за допомогою векторної величини у вигляді поступального переміщення полюса та повороту навколо миттєвої осі обертання. Раціональним напрямком переміщення полюса є його рух вздовж миттєвої осі обертання. З метою вибору раціональних геометричних параметрів переміщення виконавчого органу маніпулятора вводяться обмеження на компоненти кінематичного гвинта у вигляді швидкості руху полюса та кутової швидкості обертання виконавчого органу навколо миттєвої осі. Дані обмеження стають більш жорсткими при зменшенні абсолютної величини відстані виконавчого органу маніпулятора та небезпечного об'єкта.

Встановлено особливості великих переміщень виконавчого органу маніпулятора. Вони полягають у плавних змінах положення, швидкості та пришвидшення маніпулятора які забезпечуються системою керування робота. Траєкторії швидких переміщень являють собою плавні просторові криві. Швидкості і пришвидшення виконавчого органу в проєкціях на вісі координат являють собою гладкі залежності які доцільно описати полігармонічними функціями часу. Для опису просторових великих переміщень (макропереміщень) застосовано натуральний трієдр (природний тригранник траєкторії). Визначено поступальне переміщення, кутову швидкість та кутове пришвидшення натурального трієдра.

Мікропереміщення виконавчого органу характерні при його виході в позицію або при різких змінах напрямку руху виконавчого органу у випадку його великих переміщень. Особливістю кінематики мікропереміщень мобільного робота є невизначеність траєкторій мікропереміщень та суттєвий вплив на мікропереміщення випадкових факторів. Для опису кінематики мікропереміщень мобільного робота використані стохастичні матриці, що визначають коливальність процесів руху виконавчого органу робота при мікропереміщеннях. Коливальні процеси при мікропереміщеннях та похибки позиціонування при виході виконавчого органу робота у робочу позицію описані з використанням теорії нечітких множин. Встановлені особливості формування функцій приналежності нечітких множин шестивимірного вектора похибок позиціонування виконавчого органу мобільного робота. Для підвищення показників точності роботизованих комплексів, запропоновані методи керування які встановлюють раціональні співвідношення швидких переміщень виконавчого органу та точних мікропереміщень. Методи базуються на розробленні алгоритмів керування мобільного робота із введенням зворотніх зв'язків по кінематичним параметрам при безпосередній реалізації технологічних операцій. Для введення зворотніх зв'язків проводяться виміри параметрів просторового руху виконавчого органу мобільного робота.

Введення зворотніх зв'язків по переміщенню, швидкості та пришвидженню просторового руху виконавчого органу суттєвим чином підвищує точність мобільного робота. В процесі досліджень розроблені математичні моделі макро- і мікропереміщень виконавчого органу. Проведено моделювання кінематичних характеристик маніпулятора. Для цього використані матрично-векторні залежності переміщень характерних точок маніпулятора від змін керованих координат. Мікропереміщення враховані шляхом визначення матриці Якобі, що пов'язує просторові переміщення виконавчого органу із малими приростами керованих координат. На основі розроблених моделей виконані розрахунки змін взаємного положення маніпулятора мобільного робота та небезпечного об'єкта.

В результаті обґрунтовано вибір раціональних, з точки зору точності, законів керування систем приводів маніпулятора. Це забезпечує суттєве підвищення точності мобільного робота.

Список літератури:

1. Пат. 111381 України, МПК В23Q 5/34. Верстат паралельної кінематики з мехатронною системою активного контролю / Струтинський В.Б. Дем'яненко А.С. // №а201404648; заявл. 30.04.2014; опубл. 25.04.2016, Бюл. № 8.
2. *Strutynskyi V. B. Determination of development grounds and characteristics of mobile multi-coordinate robotic machines for materials machining in field conditions / V. B. Strutynskyi, A. A. Hurzhiy, O. V. Kolot, V. E. Polunichiev // Науковий вісник НГУ. – 2016. - № 5. - с. 43-51.*
3. *Strutynsky V.B. The development of mechatronic active control system of tool spatial position in parallel kinematics machine tool / V.B.Strutynsky, A.S.Demyanenko // Journal of Theoretical and Applied Mechanics. – 2016. -Vol.54, №3. - pp. 757-768.*

УДК 621 373.8/621 383.4

ОТРИМАННЯ ТОНКИХ AL ПЛІВОК ВЕЛИКОГО РОЗМІРУ ЗА ДОПОМОГОЮ ЛАЗЕРНОГО НАПИЛЕННЯ

Байбакова О.В., Жук Р.О., Анякін М.І.
КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

Анотація: Розглянуто метод отримання надтонких плівок великого розміру, які можна використовувати в електроніці, резисторах, мікросхемах та фотошаблоних. Звернута увага на підвищення ефективності та якості обробки. Розглянуто пристрій для безперервної подачі плівки в зону обробки та запропоновані матеріали для обробки. Отримані зразки з тонким нано шаром Si, SiC, та розглянуті їх поверхня та якість обробки. Виділяємо більш продуктивні та дешеві методи отримання зразків.

Ключові слова: лазерне напилення, іонне розпилення, лазерна технологія, надтонкі плівки.

В сучасному суспільстві дуже швидко розвивається галузь нанотехнологій та нанотехніки, все с кожним днем стає все менше та зручніше. Запропоновано метод отримання надтонких плівок за допомогою лазерного напилення нано шарів Si, для подальшого використання в фотошаблоних, електроніці, резисторах, мікросхемах. Пропонуємо пристрій для неперервного лазерне напилення тонких плівок для отримання p – n переходу на плівках. Як показано [1], покриття визначається як рівномірний суцільно з'єднаний шар, утворений з одного (або багатьох) шару (шарів) матеріалу, нанесеного на підкладку. Нанопокриття – це покриття з товщиною менше 500 нм і технології отримання та властивості таких покриттів є одними з найважливіших питань мікро- та нанотехнологій. Завдяки нанорозмірним структурам поверхні зразків, може бути досягнутий великий діапазон нових функціональних можливостей і нових фізичних ефектів [1].

Матеріал для напилення

Наноструктуровані тонкі плівки, грають дуже важливу роль в сучасній техніці. Вони використовуються в найрізноманітніших галузях науки і техніки, наприклад, в якості захисних покриттів, для перетворення сонячної енергії в електричну, в провідникових приладах, в інтегральній і функціональній мікро- і нанoeлектроніці, комп'ютерній техніці, в медицині, фармацевтиці, сільському господарстві тощо [2].

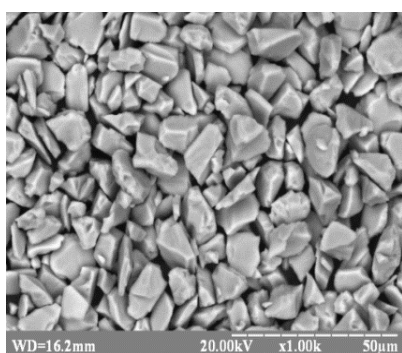


Рис.1. Фракція кремнію піску

Табл. 1
Фракція кремнію піску та його хім склад

№	Хім. елемент	%	Форма часток
1	SiC	47	Еліптичний
2	Si	39	Комплексний
3	Si	5	Голчастий
4	Fe	9	Ламінарний

Кремній пісок – видобуваються на території України (Черкаській, Донецькій, Харківській і Львівській областях).

Принципова схема обробки та отримані зразки

Запропонована принципова схема обробки тонких плівок великих розмірів. При роботі лазерної установки 1 утворюється лазерний промінь 3, який через фокусуючу систему 2

потрапляє на мішень 4 з матеріалом для нанесення. Взаємодія лазерного променя 3 з поверхнею мішені 4 утворює плазмову хмару, з якої частинки мішені 4 потрапляють на плівку 6, яка притискається за допомогою валиків 7, 8 до охолоджуваного циліндричного барабану 5 та рухається по ньому в напрямку перпендикулярному осі барабану. Мішень 4 і фокусуєча система 2 здійснюють зворотно-поступальний рух паралельно осі барабану.

Плівка 6 рухається по охолоджуваному циліндричному барабану 5 в напрямку перпендикулярному його осі, а поверхня мішені 4 взаємодіє з лазерним випромінюванням 3 та розташована нижче осі барабану 5 здійснюючи зворотно-поступальний рух з фіксуєчою системою 2 паралельно осі барабану 5.

Зворотний рух мішені 4 відбувається без подачі випромінювання зі швидкістю, що дорівнює добутку довжини напиленої доріжки на швидкість руху стрічки поділених на крок між напиленими доріжками. Крім того рух плівки 6 відбувається дискретно, з технологічними паузами, під час яких відбувається зворотній рух променя 3 з мішенню 4 без подачі випромінювання.

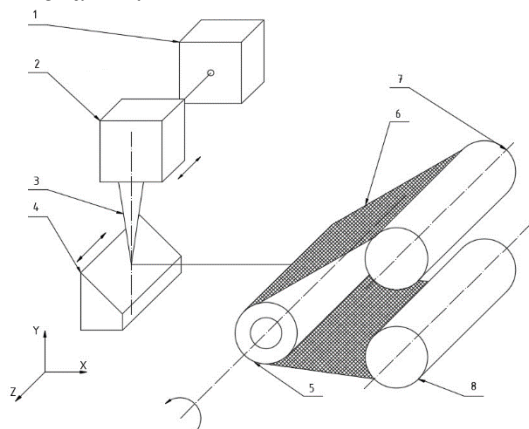


Рис.2. Спосіб нанесення покриття лазерним випромінюванням

залишається на поверхні зразка. Після затвердіння вона діє як матриця що пов'язує кристали SiC, які залишаються незмінними в результаті дії випромінювання.

Спосіб забезпечує скорочення операційного часу на нанесення покриття, ефективне використання матеріалу мішені, спрощення обладнання, підвищення автоматизації та ефективності процесу нанесення покриття.

Кремній має значно вищий коефіцієнт поглинання для випромінювання із довжиною хвилі 1064 нм (яке використане в експериментах), ніж коефіцієнт поглинання для SiC [3]. За поглинання енергії імпульсу частина кремнію випаровується і вилітає у вигляді вищезгаданого плазмового факела з його ефектом захисту, в той час як інша частина кремнію розплавляється і

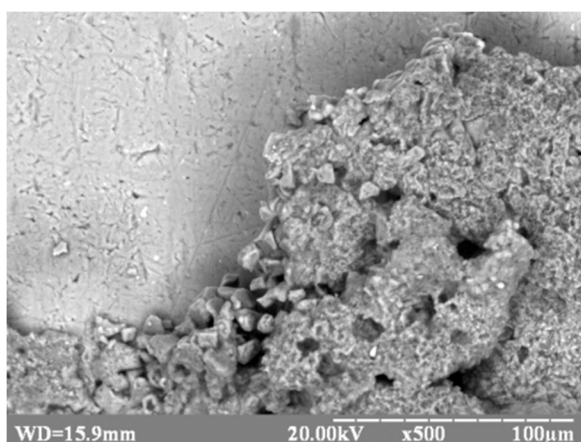


Рис. 3. Електронна мікрофотографія спеченого компаунду Si-SiC, збільшення $\times 500$

наприклад, рентгеноструктурного аналізатора.

На фотографіях отриманих за допомогою оптичного мікроскопу ясно видимі зони, де компаунд вигорів через недостатнє надходження інертного газу. У правому кутку ми бачимо глобули спеченої структури. Пояснення механізму їх утворення наступне - під впливом поглинутого лазерного випромінювання нагріваються перш за все частинки кремнію,

який починає плавитися, і скріплює між собою частинки карбїду кремнію. Точний склад утвореної глобули може бути визначений шляхом дослідження з використанням іншого обладнання -

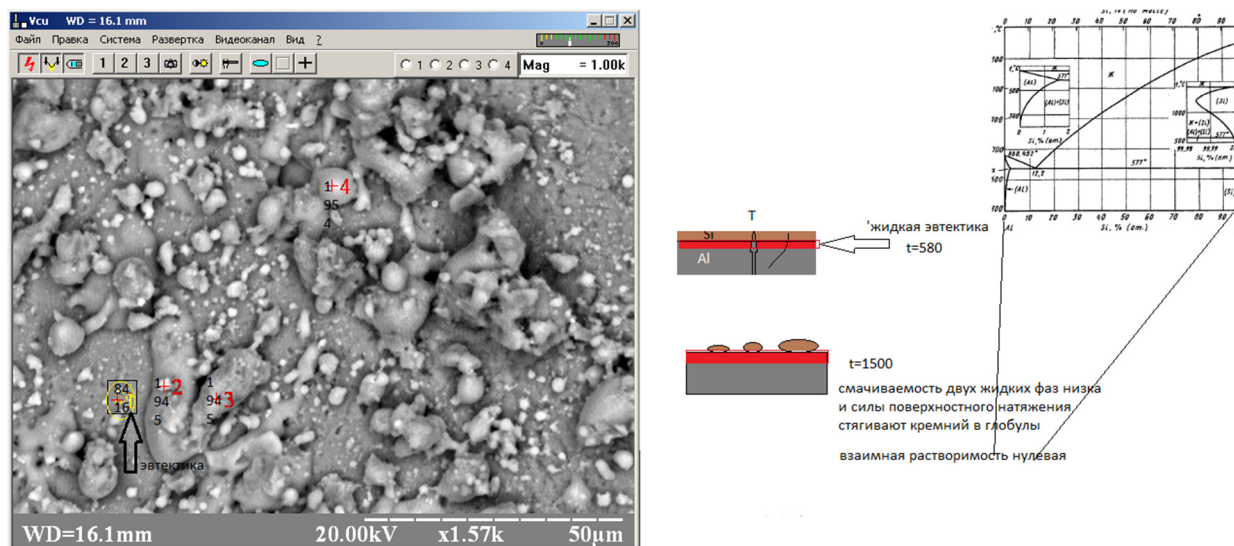


Рис.4 Результати електронної мікроскопії зразка, евтектичні глобули на поверхні зразка
 точка +1: 76,02% Al, 23,98% Si,
 точка +2: 60,76% Al, 39,24% Si
 точка +3: 60,54% Al, 37,64% Si, 1,01% Fe, 0,84% Mn

Дослідивши зразки (Рис 2,3) ми можемо стверджувати, що напилення проходить досить якісно, використовуючи пристрій (Рис.2 плівка не перегрівається і немає перегріву). Шар напиленого шару не однорідний із - за того що розплав попадає в зону обробки вилітає з мішені на великій швидкості. Факел який оброблює плівку складеться не тільки з часточок кремнію чи його розплав, а також з іонів, електронів та нейтронів. Також можемо виділити, що застосування кремнію піску як оброблюваного матеріалу не дає багато домішок, показано хімічним аналізом (Рис.4). Отже застосування піску кремнію доцільно для отримання надтонких Al плівок з напиленим шаром кремнію.

Список літератури:

1. *William Sims Bainbridge. Nano convergence: The Unity of Nanoscience, Biotechnology, Information Technology and Cognitive Science*, June 27, 2007, Prentice Hall, ISBN 0-13-244643-X
2. *Review of Nanocomposite Thin Films and Coatings Deposited by PVD and CVD Technology*, Krzysztof Lukaszkoicz
3. *Laser coating and thermal spraying - process basics and coating properties*// P. Vuoristo, 2012

УДК 514.18 : 678.5.05

ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ МОДЕЛЮВАННЯ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ ДЛЯ ОДЕРЖАННЯ ПОЛІМЕРНИХ КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ ФУНКЦІОНАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Колосова О. П., Ванін В. В.

КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

Полімерні композиційні матеріали (ПКМ), що поєднують малу щільність, високий модуль пружності і міцність (що є прикладами функціональних характеристик), у даний час широко використовуються в різних галузях промисловості: авіабудуванні, автомобільній промисловості, будівництві, спортивній індустрії, медицині та ін. Завдання проектування технології і обладнання для одержання традиційних і наномодифікованих функціональних ПКМ спрямовані на виявлення і вивчення взаємозв'язків між структурно-механічними і геометричними параметрами виробів, з одного боку, і технологічними факторами їх виробництва, з іншого боку.

У свою чергу, дослідження задач оптимального проектування технологічно-конструктивних параметрів засобів для одержання ПКМ дають змогу виокремити як основне завдання вивчення взаємозв'язку тріади "склад композиту – структура – властивості". Зазначимо, що визначення оптимальних (ефективних), тобто певним чином усереднених характеристик, є у загальному випадку трудомісткою задачею. Цю задачу, як правило, вирішують на базі проведення коштовних натурних експериментів, або шляхом моделювання з використанням чисельно-аналітичних та інших методів.

У деяких випадках навіть вдається отримати емпіричні аналітичні залежності. Проте основні складнощі виникають при здійсненні синтезу вихідних характеристик (експлуатаційних властивостей) ПКМ складної геометричної структури внаслідок суттєвого впливу неоднорідності (анізотропності) їх середовища на технологічні процеси чи обладнання для формування, що моделюються.

Існування широкого спектру диверсифікованих структур ПКМ та складність моделювання технологічних процесів та формуючого обладнання обумовлює високий рівень деталізації застосовуваних моделей (математичних, геометричних, комп'ютерних). Це нерідко призводить до суттєвого підвищення складності (наприклад, на порядок) реалізуємих алгоритмів. Тому для розв'язування таких задач чисельними методами доцільним є застосування процедур як паралельних, так і розподілених обчислень.

Наприклад, отримані аналітично кінетичні рівняння поздовжнього і поперечного «вільного» просочення орієнтованих і тканих волокнистих наповнювачів рідкими полімерними сполучними дозволяють прогнозувати час просочення і швидкість протягання волокнистого наповнювача крізь просочувальну ванну, а також проектувати її габарити.

Проектувати оптимальне зусилля натягнення просочених волокнистих наповнювачів при окружному намотуванні дозволяє вивчення експериментальних результатів щодо впливу технологічних режимів просочення на міцність просочених і висушених волокнистих наповнювачів. Причому для мінімізації матеріальних і часових витрат, як правило, застосовують методику структурно-параметричного моделювання конструкційно-технологічних параметрів технології та обладнання (інструментів) для озвучування рідких полімерних середовищ і для одержання реактопластичних ПКМ.

Наприклад, досліджувану класичну структурну схему просочення і дозованого нанесення полімерного (епоксидного) сполучного на довгомірний волокнистий наповнювач з використанням ультразвукової модифікації доцільно розділити на такі окремі структуровані

блоки: 1) блок озвучування епоксидного олігомера і приготування просочувальної епоксидної композиції (ЕК) на його основі; 2) блок «вільного» просочення орієнтованого (тканого) волокнистого наповнювача рідкою ЕК; 3) блок дозованого нанесення рідкої ЕК на просочений волокнистий наповнювач. Далі в рамках проведення синтезу аналізуються тільки вищевказані укрупнені блоки і їх складові структурні елементи, а також конструкційно-технологічні взаємозв'язки між ними.

Інша проблемна ситуація в технології ПКМ пов'язана з модифікацією поверхні армуючого волокна і рідкого полімерного сполучного з метою поліпшення фізико-механічних і експлуатаційних властивостей одержуваних традиційних і наномодифікованих композитів, що є актуальним завданням полімерного матеріалознавства. Це завдання реалізується як так і комплексно, так і окремо різними методами модифікації (фізичної – у вигляді ультразвуку, хімічної та комбінованої фізико-хімічної).

Таким чином, питання проектування технологічного процесу одержання функціональних традиційних і наномодифікованих ПКМ конструкційного призначення на основі реактопластів є не менш актуальними. Причому саме ультразвукова обробка є домінуючим методом фізичної модифікації, яка одночасно направлена на інтенсифікацію багатьох технологічних операцій одержання таких матеріалів, а також на поліпшення фізико-механічних і експлуатаційних характеристик одержуваних виробів і конструкцій.

Питанням приготування, підвищення фізико-механічних і експлуатаційних властивостей і особливостей застосування функціональних реактопластичних наномодифікованих ПКМ присвячено ряд робіт [1 – 5]. Зокрема, описані напрямки розвитку технології одержання полімерних нанокомпозитів, включаючи економічні аспекти реалізації нанотехнологій їх формування. Відзначено, що незважаючи на широкий спектр використовуваних технічних засобів, призначених для одержання таких матеріалів, саме технічні засоби, які використовують низькочастотний ультразвук в режимі кавітації, заслуговують на особливу увагу.

Це пов'язано з труднощами забезпечення рівномірного розподілу наночастинок в олігомері, що обумовлений схильністю вводимих у нього наночастинок, внаслідок їх високої поверхневої енергії, до взаємного тяжіння, що призводить до їх злипання і агрегування. Показано, що необхідними умовами для створення таких матеріалів є малий розмір і максимально однорідний розподіл часток вуглецевого наноаповнювача в рідкій полімерній матриці. Встановлено, що ефективність введення наночастинок у рідке полімерне середовище залежить не тільки від їх дозування, але і від технологічних параметрів проведення змішування, що приводить до необхідності їх врахування під час розроблення ефективних складів.

Відзначено, що одним з перспективних варіантів вирішення завдання модифікації поверхні вуглецевого волокна і полімерного сполучного для поліпшення механічних властивостей кінцевого виробу є створення вуглепластиків комбінованого наповнення, в яких безперервне вуглецеве волокно поєднується зі сполучним, в об'ємі якого рівномірно розподілені ультрадисперсні вуглецеві наночастинок.

Подальші напрями досліджень в області створення армованих ПКМ функціонального призначення лежать у площині поліпшення властивостей застосовуваних наномодифікаторів у вигляді вуглецевих нанотрубок, удосконалення технології деагломерації і подальшого поєднання компонентів нанокомпозитів, а також у розробці інноваційних методів синтезу вуглепластиків комбінованого наповнення та гібридних вугленанокомпозитів.

Список літератури

2. Колосов О.Є. Одержання волокнистонаповнених реактопластичних полімерних композиційних матеріалів із застосуванням ультразвуку: [монографія] / О.Є.Колосов, В.І. Сівецький, О.П. Колосова. – К.: ВПК «Політехніка», 2015. – 295 с.

3. Колосов О.Є. Одержання високоякісних традиційних та наномодифікованих реактопластичних полімерних композиційних матеріалів: [монографія] / О.Є. Колосов. – К.: ВПі ВПК «Політехніка», 2015. – 227 с.
4. Колосова О.П. Моделювання процесів виготовлення реактопластичних композиційно-волокнистих матеріалів [монографія] / О. П. Колосова, В. В. Ванін, Г. А. Вірченко, О. С. Колосов. – К.: ВПК «Політехніка» НТУУ «КПі», 2016. – 164 с.
5. Колосова О.П. Моделювання процесів та обладнання для виготовлення реактопластичних матеріалів: [монографія] / О.П. Колосова, В. В. Ванін, О.Є. Колосов, В.І. Сівецький. – К.: КПі ім. Ігоря Сікорського, 2017. – 235 с.
6. Сівецький В.І. Технології і устаткування для формування виробів з традиційних та інтелектуальних полімерних композиційних матеріалів [монографія] / В.І.Сівецький, О.Є. Колосов, О.Л. Сокольський, І.І. Івіцький. – К.: ВПі ВПК «Політехніка», 2017. – 120 с.

УДК 622.235:553.98+67.017

НОВІ ФУНКЦІОНАЛЬНІ МАТЕРІАЛИ В МАШИНОБУДУВАННІ

Войтенко Ю.І.

Український державний геологорозвідувальний інститут, КПі ім. Ігоря Сікорського,
м. Київ, Україна

***Анотація:** Запропоновано клас нових композитних матеріалів, які дозволяють підвищити ефективність вибухових технологій і роботи кумулятивних пристроїв в задачах спеціального машинобудування та інших галузей промисловості. Експериментально показано, що основні умови функціонування таких матеріалів – оптимальна пористість матеріалу лайнера і хімічна взаємодія компонентів матеріалу в процесі проникнення в мішень. Підвищення ефективності кумулятивних струменів і компактних ударників із таких матеріалів досягається за рахунок виділення додаткової енергії в процесі деформації пористого матеріалу ударника і теплоти хімічних реакцій компонентів матеріалу лайнера: міді, нікелю і алюмінію з утворенням алюмінідів металів. Запропоновано ряд перспективних композиційних матеріалів з використанням інших важких металів та енергетичних добавок.*

***Ключові слова:** функціональні матеріали, кумулятивний заряд, лайнер, пористість*

В останні декілька десятиріч поряд з розумними пристроями, розумними технологіями в сучасному науково-технічному прогресі помітне місце займають функціональні матеріали, в англійській літературі – smart materials.

Функціональними називають такі матеріали, які контролювано змінюють свої властивості у відповідь на зміни навколишнього середовища. Їхньою основною властивістю є здатність перетворювати один вид енергії в інший. [1].

Мета даної роботи – аналіз досягнень в області розробки нових функціональних матеріалів для виготовлення облицювань кумулятивних зарядів і визначення перспективних напрямів досліджень.

В сучасних конструкціях зарядів для виготовлення облицювань, в англійській літературі і далі за текстом – лайнерів, використовують порошки важких металів, а також лайнери із суцільних заготовок. Переважно – мідь, нікель, молибден, вольфрам, тантал та їх композити. Відомо, що одним із основних параметрів роботи кумулятивного заряду є глибина пробиття мішені. Вона визначається конструкцією заряду, швидкістю детонації вибухової речовини, матеріалом лайнера та точністю виготовлення деталей заряду, зокрема лайнера. Ряд конструкцій кумулятивних зарядів утворюють не струмені, а ударні ядра (УЯ), які рухаються в декілька разів повільніше, ніж КС і мають масу, яка дорівнює масі лайнера. Ефект впливу матеріалу пористих і суцільних лайнерів на характер дії кумулятивного заряду на мішень був установлений в експериментах з порошками металів Cu, W, Pb, Ni, Al та суцільними

лайнерами із Al і Cu в умовах ударно - хвильових навантажень і дії кумулятивних струминних течій на крихкі і пластичні матеріали [2-5].

Очевидно, що основною мірою енергії ударної взаємодії КС чи УЯ з перепною є об'єм каналу. Вже після заміни лайнера з кутом у вершині кумулятивного заряду $55^\circ/60^\circ$ із суцільного Al на аналогічний пористий ми отримали збільшення об'єму кратера в 1,8-1,9 рази в результаті вибуху заряду калібром 26 мм. Маса вибухового матеріалу (RDX) - 10 г [3]. Приблизно такий же ефект отримано для суцільного і пористого лайнерів із міді при підриванні зарядів калібром 31 мм; маса вибухівки 15 г. Пористість лайнера із Al складала 8-16 %, із Cu – 11 – 28 %. Тобто фактично введення пористості в суцільний металічний лайнер заряду та її параметри є одним із шляхів створення функціональних матеріалів. Для отримання одного і того ж питомого об'єму тиск і внутрішня енергія пористої речовини повинні бути суттєво більшими, ніж суцільної. Тому при однакових розмірах пористих і суцільних КС і УЯ тиск на матеріал мішені, температура і енергія ударної взаємодії буде більша у першому випадку. Іншим додатковим шляхом збільшення енергії ударної взаємодії є введення в склад композитного матеріалу лайнера компонентів, які реагують між собою, перетворюючи енергію механічного ударно-хвильового навантаження в енергію теплоти хімічних перетворень [3].

В експериментах було встановлено, що застосування пористих композитів Cu-Al, Cu-Pb-Al, Ni-Al, W-Cu-Pb-Al дозволяє отримувати канали об'ємом більшим, ніж базові (Cu, Cu-Pb, Ni-Pb, W-Cu-Pb) (без Al) на 20 – 90%. Це свідчить про перетворення частини механічної енергії ударної взаємодії в хімічну та теплову в реакціях взаємодії Al з іншими компонентами композитів [3, 4]. Величину цієї енергії для композита Cu-Al можна оцінити значенням $\approx 15...20\%$ від енергії КС для стехіометричного співвідношення Cu і Al. Необхідно зазначити, що застосування Al, B, Mg та їх сполук в складі вибухових і горючих матеріалів досить відоме [6]. Дослідженню ж взаємодії цих речовин та їх сполук з іншими металами та неметалами в умовах ударно-хвильового навантаження присвячено значно менша кількість робіт. Взаємодія Al з Cu, Ni, Nb, Co, Pd в режимі теплового вибуху досліджувалась в багатьох роботах, причому найбільш повно в [7]. Режими нагрівання та швидкості горіння металів в екзотермічних реакціях взаємодії можна охарактеризувати як квазістатичні. В той же час в ряді робіт досліджувалась поведінка, в тому числі теплові ефекти хімічних реакцій за фронтом ударної хвилі при ударно-хвильових навантаженнях [8 - 10]. В них та інших роботах було показано, що при певних критичних параметрах за фронтом ударної хвилі (ФУХ) починається хімічна взаємодія компонентів в суміші з утворенням нових речовин і виділенням додаткової енергії.

Так, згідно [8] взаємодія компонентів піротехнічної суміші CuO-Al починається при тиску на ФУХ ~ 10 ГПа. Температура при цьому підвищується до $\sim 3000^\circ\text{C}$ з виділенням додаткової енергії ≈ 4 кДж/г. Аналогічний ефект спостерігається в суміші S+Al (0,45+0,55 мас.) при ударі по зразку сталі ударником діаметром 40 мм і висотою 15 мм, швидкістю 2000 м/с і вище [10]. В роботі [11] досліджувалась взаємодія Al і Ni в умовах ударно-хвильового навантаження. В цих дослідах було показано, що структура і склад матеріалу, який утворюється (AlNi) не дуже відрізняється від аналогічного продукту, отриманого традиційним способом (високотемпературним синтезом, що само розповсюджується). Аналогічні перетворення відбуваються при ударі кумулятивного струменя (КС) або ударного ядра в області між ФУХ в КС і контактною поверхнею. Температура при ударі КС із Cu-Al досягає не менше 3000°C . Продукти реакцій між компонентами КС – CuAl_2 , Cu_4Al_9 та інші не ідентифіковані сполуки Cu і Al [3, 4]. Виділення додаткового тепла в осередку удару сприяє збільшенню ступеня пластичної деформації і більшому викиду матеріалу з кратера на гідродинамічній стадії проникнення. Таким чином підвищена ефективність кумулятивних зарядів з пористими композитними облицюваннями пояснюється тим, що композити, які містять Al і метали з температурою плавлення $\leq 3000^\circ\text{C}$ взаємодіють в умовах високих тисків і температури з утворенням алюмінідів і виділенням додаткового тепла аналогічно тепловому

вибуху. Аналогічні процеси відбуваються при взаємодії деяких металів, наприклад Al і Cu з полімером, що містить фтор - політетрафлюоретилен (PTFE), що має хімічну формулу $[C_2F_4]_n$ [12]. В роботі [12] проведено порівняння дії кумулятивного заряду з облицюваннями з чистого PTFE і модифікованого PTFE: Cu-PTFE (38,5-61,5%, мас.) на перепону. Калібр заряду - 40 мм, кут в основі конуса - 55° . Діаметр вхідного отвору збільшувався на 18,5%, вихідного отвору в тильній пластині перепони - на 12,6%. Глибина проникнення в сталеву мішень Ст45 - 30,3 мм.

Для порівняння струмін з PTFE діаметром 2,7 мм пробив канал глибиною 22,1 мм. Збільшення діаметра каналу по всій довжині вказує на виділення додаткової енергії при пробитті перепони. Автори [13] звертають увагу на механізм підвищення енергії такої ж природи при пробитті перепон, що містять алюміній, магній, титан, ударниками з PTFE в результаті хімічної екзотермічної реакції металів з PTFE. Не виключено, що КС із пористого Al також частково взаємодіють з матеріалами мішені: залізом, марганцем, міддю та цинком в сплаві АМЦ-н. Про це свідчить стабільне перевищення об'єму каналу, утвореного алюмінієвим струменем із пористого лайнера, над об'ємом каналу в результаті удару мідного струменя в середньому на 8 – 10 % [3]. В окремих експериментах ця різниця складала 20 – 30 %. В принципі будь-які комбінації матеріалів, які реагують в умовах ударно-хвильового навантаження з виділенням додаткової енергії, корисні для збільшення ударної дії КС та компактних ударників за винятком деяких тугоплавких металів. Так, використання композитного матеріалу W-Al в складі лайнера кумулятивного заряду показало, що розміри каналу в мішені «сталь Ст .3» із вмістом Al змінюються, проте об'єм мало залежить від кількості Al [2]. Основна причина – відсутність реакцій $W+Al = W_xAl_y$ в даному діапазоні енергій ударної взаємодії. Оцінка енергії КС в припущенні про лінійний градієнт розподілу швидкостей елементів вздовж нього з урахуванням експериментальних даних про швидкість головної частини КС, діаметр каналу на вході в сталеву мішень та ефективну довжину КС [2] дає наступні значення: $E_{КС}=27,6$ кДж, 28,3 кДж та 29,9 кДж відповідно для мідного, алюмінієвого та композитного КС. Калібр заряду – 26 мм. Ці оцінки показують, що різна енергія КС для різних матеріалів лайнерів не може бути причиною різкої зміни ударних властивостей. Цими причинами є теплота, яку генерує пористість в зоні деформації КС, і теплота хімічних реакцій в умовах ударно-хвильових навантажень.

Особливий інтерес для науки та практики представляє можливість хімічної взаємодії важких металів (Mo, Ta, W, U) з енергетичними добавками за ФУХ. Враховуючи, що в режимі теплового вибуху з Al взаємодіють тугоплавкі метали (Nb), є підстави надіятися на аналогічний ефект між компонентами композитів Mo+Al, Mo+W при ударно-хвильових навантаженнях [14] при певних швидкостях ударної взаємодії, більших ніж критичні. Якщо наявність хімічних перетворень прямо, або опосередковано доведено в експериментах з композитними КС із Cu-Al, Ni-Al, W-Cu-Pb-Al [3], то питання про можливість таких перетворень у разі застосування інших сумішей та металів, або деяких сполук високоенергетичних матеріалів (MgB_2 , AlB_2) залишається відкритим. В той же час перспективність деяких композицій не викликає сумніву, тому що масова теплота горіння Al в кисні складає 7,4 ккал/г, В – 14,1 ккал/г, MgB_2 – 9,18 ккал/г, AlB_2 – 9,1 ккал/г [15].

Одне із практичних застосувань кумулятивних вибухів – це збудження детонації у ВР за допомогою КС, або компактного ударника. Воно інколи використовується у вибуховій, та гірничій справі, але переважно у військовій справі для підривання вибухових матеріалів в автотранспорті, на складах та арсеналах супротивника, а також у разі ураження ракет при перехопленні. Наявність, або відсутність детонації в кожній ВР при ударі КС, або компактного елемента визначається, наприклад, критерієм: $G=dv^2 > G_{cr}$ (d , v - діаметр КС та його швидкість, G_{cr} – критичне значення параметра, при якому ймовірність детонації дорівнює одиниці) (M. Held) [12]. Зрозуміло, що у разі хімічно активних КС, або компактних ударників величина G_{cr} матиме дещо менше значення для кожної ВР, ніж наведені в [12]. Із фізичних міркувань аналогічний ефект матиме місце при ударі композитного КС або композитного

компактного ударника по стінці резервуару з займистою речовиною (нафта, ракетні палива, паливно-мастильні матеріали).

При певних схемах ударно-хвильового навантаження вихідних порошкових сумішей можна отримувати нові конструкційні матеріали в капсулах збереження, наприклад алюмінід нікелю [11].

Висновок

Встановлено клас нових функціональних матеріалів для вибухових пристроїв кумулятивної дії і сформульовано вимоги до них: висока щільність компонентів та їхня оптимальна пористість; максимальний тепловий ефект хімічних реакцій між компонентами в умовах ударно-хвильового навантаження матеріалу струменю або компактного елемента при проникненні. Перспективними енергетичними добавками до відомих металів, які використовуються в пристроях кумулятивної дії (Cu, Ni, Mo, W, Ta) окрім Al можуть бути В, MgB_2 , AlB_2 та їх комбінації.

Список літератури:

1. *Новые интеллектуальные материалы* /Р. Бхавсар, Н.И. Войдя, П. Гангули и др. // Нефтегазовое обозрение. – 2008. – Вып. 4 – С. 38 – 49.
2. *Войтенко Ю.И. Механическое действие кумулятивных зарядов с пористыми облицовками* / Ю.И. Войтенко, С.В.Гошовский, А.Г. Драчук, В.П. Бугаец // Физика горения и взрыва. – 2013. – т. 49, № 1. - С. 125 – 131.
3. *Войтенко Ю.И., Бугаец В.П. Влияние алюминия на ударные свойства композитных кумулятивных струй* // Вісник НТУУ «КПІ». Серія «Гірництво»– 2016. - Вып. 30. - С. 36-48.
4. *Peculiarities of brittle and ductile materials destruction and deformation during the explosion of industrial shaped charges*/ Yu. Voitenko, V. Kravets, A. Shukurov, O. Drachuk //Mining of mineral deposits. -2017. - #2. – p. 12-20.
5. *Тришин Ю.А, Кинеловский С.А. О влиянии пористости на кумулятивное течение* // Физика горения и взрыва. – 2000. – т. 36., №2. – С. 122-132.
6. *Махов М.Н. Влияние добавок алюминия и бора на теплоту взрыва и метательную способность взрывчатых веществ* // Химическая физика. – 2015. – т. 51, №1. – С. 40 – 45
7. *Письменная Е.Б. Высокотемпературный синтез интерметаллических соединений в режиме динамического теплового взрыва*: дис. кандидата физ.-мат. наук. Черноголовка: Институт структурной макрокинетики и проблем материаловедения РАН, 2000. 179 с.
8. *Голубев В.А., Вахрушев В.В., Пантуров Е.В. и др. Поведение пиротехнического состава Al-CuO при ударно-волновом нагружении*. 2001. – 7с. <http://www.vniitf.ru/rig/konfer/6zst/dokl/sec5/39.pdf>.
9. *Бацанов С.С. Гозуля М.Ф., Бражников М.А. и др. Поведение системы Sn+S в ударных волнах* // Физика горения и взрыва. – 1994. – т.30, №3. – С. 107.
10. *Зелепугин С.А., Никуличев В.Б. Численное моделирование взаимодействия серы и алюминия при ударно-волновом нагружении* // Физика горения и взрыва. – 2000. – т. 36., №6. – С. 186 – 198.
11. *Жуков А.Н., Якушев В.В., Ананьев С.Ю. и др. Исследование алюминид никеля, образовавшегося при ударно-волновом нагружении смесей алюминия с никелем в плоских ампулах сохранения* // Физика горения и взрыва. – 2018. – т.54, № 1- С. 72 – 80
12. *V.H. Chang, J.P. Yin, Z.Q. Cui, T.X. Liu Improved dynamic mechanical properties of modified PTFE jet penetrating charge with shell* // Проблемы прочности. – 2016. - №1. – С.97-105.
13. *Физика взрыва* /под ред. Л.П. Орленко.- Изд. 3-е, испр. – в 2. т. Т.2 – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2004. – 656 с.
14. *Блошенко В.Н., Бокій В.А., Мержанов А.Г. Механизм самоочистки от примесного кислорода при горении порошков молибдена и бора* // Физика горения и взрыва. – 1988. – т.24, №2 - С. 102 – 111.
15. *Розенбанд В., А. Гани Синтез порошка диборида магния в режиме теплового взрыва* [// Физика горения и взрыва. – 2014. – Т. 50, №6. – С. 34-39.