

Голові разової спеціалізованої вченої ради
Національного технічного університету
«Дніпровська політехніка» доктору технічних
наук, професору Тарану І. О.

Відгук офіційного опонента, доктора технічних
наук, старшого наукового співробітника,
відділу вібропневмотранспортних систем і
комплексів Інституту геотехнічної механіки
ім. М. С. Полякова НАН України
Пономаренка Сергія Миколайовича
на дисертаційну роботу Гавриленка Станіслава
Сергійовича на тему «Обґрунтування параметрів
врівноваженого колосникового грохота-
перевантажувача на основі математичного
моделювання нестационарних режимів роботи»,
подану на здобуття ступеня доктора філософії з
галузі знань 13 «Механічна інженерія» за
спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування»

1. Актуальність теми та місце роботи в проблематиці вібраційних машин

Вібраційні грохоти, живильники, перевантажувальні та вібротранспортні машини належать до класу технічних систем, у яких технологічний процес безпосередньо визначається параметрами коливального руху робочих органів. Для забезпечення необхідної технологічної ефективності таких машин необхідно формувати задану амплітуду, частоту, напрям і траєкторію коливань, а для забезпечення їх динамічної надійності — обмежувати реакції, що передаються на основу, контролювати положення робочої частоти відносно резонансних областей та забезпечувати прийнятну інтенсивність затухання перехідних процесів.

Для колосникового грохота-перевантажувача задача ускладнюється тим, що до періодичного кінематичного збудження додаються нестационарні дії, пов'язані з нерівномірним надходженням гірничої маси та падінням окремих великогабаритних шматків матеріалу. Короткочасний удар формує вільну складову руху, яка накладається на вимушені коливання. Унаслідок цього максимальні переміщення,

реакції пружних опор і навантаження на несучі елементи можуть визначатися не стаціонарним, а саме післяударним перехідним процесом.

Важливою особливістю конструкції, досліджуваної у дисертаційній роботі С. С. Гавриленка, є використання спільного ексцентрикового вала, яким кінематично задається фазово узгоджений протифазний рух середнього та крайніх колосників. За фізичною природою цей процес відрізняється від самосинхронізації незалежних дебалансних віброзбуджувачів. У досліджуваній машині фазове співвідношення визначається геометрією привода, однак фактичний рух робочих органів формується в пружно-дисипативній багатомасовій системі, тому потребує окремого динамічного аналізу.

За таких умов обґрунтування параметрів грохота не може бути зведене лише до вибору амплітуди або частоти робочих коливань. Необхідно спільно враховувати масово-інерційні характеристики колосників, жорсткості та дисипативні властивості опор, параметри ексцентрикового привода, фазове співвідношення рухів і реакцію системи на локальне ударне збурення.

Тому тема дисертації є актуальною для розвитку теорії та практики вібраційних і вібротранспортних машин, а також для вдосконалення методів розрахунку гірничого та перевантажувального обладнання, яке працює в умовах поєднання періодичного збудження з нестаціонарними ударними навантаженнями.

2. Наукове завдання, мета та методологія дослідження

Наукове завдання дисертаційної роботи полягає в обґрунтуванні конструктивних і режимних параметрів врівноваженого колосникового грохота-перевантажувача шляхом розроблення та експериментальної перевірки математичної моделі, яка описує стаціонарний та нестаціонарний ударний режими з урахуванням масово-інерційних, жорсткісних, дисипативних і режимних параметрів механічної системи.

Постановка наукового завдання є логічною, оскільки відображає необхідність спільного дослідження власних динамічних властивостей багатомасової системи, параметрів кінематичного збудження, фазового співвідношення рухів робочих органів і наслідків короткочасного локального удару.

Методологічну основу роботи становлять методи аналітичної механіки, теорії коливань, рівняння Лагранжа другого роду, багатомасове динамічне моделювання, чисельне інтегрування систем диференціальних рівнянь та експериментальний аналіз часових реалізацій ударно-затухаючих процесів.

Для опису пружного опирання застосовано еквівалентні жорсткісні та дисипативні характеристики гумометалевих опор. Ударна дія великогабаритного шматка вводиться в математичну модель через зміну початкових узагальнених швидкостей після короткочасного контакту.

Такий підхід дає змогу відокремити контактну фазу від подальшої динаміки та зосередити дослідження на вільно-вимушеному післяударному процесі, який визначає величину відхилення системи від робочого режиму, характер затухання вільної складової та відновлення усталених коливань.

Позитивним є те, що автор не перебільшує можливості прийнятої моделі й чітко визначає її межі. Детальний закон зміни контактної сили, тривалість контакту, локальний контактний тиск, відскок і багаторазові контакти в моделі безпосередньо не визначаються; враховується інтегральний динамічний наслідок короткочасної ударної взаємодії.

Логічним завершенням застосованої методології є перехід від математичного моделювання і фізичного експерименту до інженерної процедури вибору параметрів, яка в остаточній редакції дисертації не лише викладена у п'ятому розділі, а й систематизована в окремому Додатку Б.

3. Ступінь обґрунтованості та достовірності результатів

Обґрунтованість теоретичних положень забезпечується послідовним переходом від фізичної конструкції досліджуваного грохота до його розрахункової схеми, вибору узагальнених координат, формування кінетичної та потенційної енергій, дисипативної функції та системи диференціальних рівнянь руху.

Урахування одночасно поступальних і кутових координат є принципово важливим. Фактичний рух довільної точки колосника визначається не лише переміщенням його центра мас, а й кутовим переміщенням робочого органу. Саме тому спрощене подання колосника як тіла з однією поступальною координатою не забезпечило б достатньої точності для аналізу його траєкторій і реакцій пружних опор.

До математичної моделі включено маси, моменти інерції, положення центрів мас, геометричні параметри системи, жорсткості, дисипацію та параметри ексцентрикового збудження. Це дає можливість досліджувати вплив конструктивних і режимних параметрів на амплітудно-частотні характеристики, фактичний фазовий режим, переміщення приводного вузла та характер післяударного перехідного процесу.

Система диференціальних рівнянь приведена до явної форми, придатної для чисельної реалізації. Чисельне дослідження не обмежено одним розрахунковим випадком: розглядаються стаціонарний режим, фазові співвідношення, поздовжні перехідні процеси та нестаціонарні ударні режими.

Достовірність установлених закономірностей додатково підтверджується експериментальним дослідженням. Експеримент організовано послідовно: спочатку досліджувався ударний відгук окремої балкової моделі, далі порівнювалися статична та пружно оперта схеми, варіювалися маса ударного тіла та висота падіння, після чого балкова модель була встановлена на працюючому лабораторному грохоті.

Такий підхід дає змогу відокремити власний ударно-затухаючий процес від фонового вимушеного руху та перевірити основні фізичні закономірності, покладені в основу математичної моделі.

Для кожної основної комбінації експериментальних параметрів виконано по 20 повторних дослідів. Для основної серії проведено статистичне опрацювання результатів. Порівняння розрахункових і експериментальних даних здійснено в нормованій формі, що методично коректно за умов неповної динамічної подібності фізичної та натурної систем.

У сукупності застосовані теоретичні, чисельні та експериментальні методи забезпечують достатній рівень обґрунтованості основних положень і достовірності встановлених у роботі закономірностей.

4. Наукова новизна результатів

Наукова новизна дисертаційної роботи має системний характер і полягає не в отриманні окремого числового результату, а у взаємопов'язаному розвитку математичного опису, умов врівноваження, підходу до ударного збурення та експериментального оцінювання нестаціонарної динаміки.

До основних результатів, що характеризуються науковою новизною, слід віднести:

- розроблення математичної моделі врівноваженого колосникового грохота-перевантажувача з ексцентриковим приводом, особливістю якої є одночасне врахування поступальних і кутових рухів робочих органів, фазово узгодженого протифазного руху колосників та ударного збурення, заданого через зміну початкових узагальнених швидкостей після контакту з великогабаритним шматком матеріалу;

- удосконалення підходу до визначення умов динамічного врівноваження багатоколоосникової системи шляхом взаємопов'язаного врахування мас, моментів інерції та жорсткісних характеристик середнього і крайніх колосників;
- подальший розвиток підходу до моделювання нестационарних ударних режимів вібраційних машин, у якому короткочасна дія великогабаритного шматка формує початкові умови подальшого перехідного руху багатомасової системи;
- удосконалення методики експериментального оцінювання ударно-затухаючих процесів завдяки спільному використанню максимального вертикального переміщення, розмаху першого контактного імпульсу, статистичного опрацювання повторних реалізацій та нормованого зіставлення розрахункових і експериментальних залежностей.

Для теорії вібраційних машин окремо слід відзначити коректне розмежування двох різних фізичних явищ — самосинхронізації незалежних віброзбуджувачів і кінематично заданого фазово узгодженого руху.

У досліджуваному грохоті фазове співвідношення первинно визначається взаємним положенням ексцентриків спільного вала. Водночас фактичні переміщення робочих органів залежать від пружних та інерційних властивостей усієї системи, тому аналіз часових залежностей і фазових траєкторій є необхідним для перевірки реалізації заданого протифазного режиму.

5. Аналіз першого розділу

Перший розділ формує теоретичний і конструктивний контекст подальшого дослідження.

Автором розглянуто технологічне призначення грохотів-перевантажувачів, їх місце у транспортно-перевантажувальних системах, конструкції сучасних вібраційних грохотів, характерні траєкторії руху, типи приводів, способи пружного опирання та ступінь динамічного врівноваження.

Аналіз динамічних процесів охоплює стаціонарні вимушені коливання, перехідні режими, пуск і вибіг як потенційно небезпечні режими проходження резонансних областей, локальні ударні збурення та вплив технологічного матеріалу на рух механічної системи.

Важливо, що результати досліджень самосинхронізованих вібраційних машин використовуються лише як методологічно та фізично близький матеріал для порівняння. Автор не переносить поняття «самосинхронізація» безпосередньо на

досліджувану машину зі спільним ексцентриковим валом, а використовує поняття «кінематично заданий фазово узгоджений протифазний рух».

За результатами огляду обґрунтовано відсутність у проаналізованому масиві публікацій цілісної моделі, яка в єдиній розрахунковій схемі одночасно враховувала б поступальні та кутові переміщення колосників, умови компенсації інерційних сил і моментів, масово-інерційні характеристики секцій, жорсткість і демпфування опор, параметри спільного ексцентрикового привода, локальне ударне збурення та відновлення усталеного руху після нього.

Таке формулювання наукової прогалини безпосередньо визначає логіку побудови математичної моделі у другому розділі.

6. Аналіз другого розділу

Другий розділ містить основний теоретичний результат роботи.

На основі тривимірної конструктивної моделі сформовано розрахункову схему трьохколосникової системи з єдиним ексцентриковим приводом. Для контрольного варіанта радіус ексцентриситету становить 5 мм, а середня секція має фазове зміщення π рад відносно крайніх. Таким чином, необхідний протифазний режим первинно формується кінематично.

Принципово важливим результатом є одержання умов динамічного врівноваження, які не обмежуються лише співвідношенням мас. Маса та момент інерції середнього колосника узгоджуються із сумарними параметрами крайніх секцій, а жорсткості його опор — із сумарними жорсткостями крайніх колосників.

Таке поєднання інерційних і жорсткісних умов є фізично обґрунтованим. У пружній багатомасовій системі формальне кінематичне фазування ще не гарантує мінімальних реакцій на основу, якщо не забезпечено відповідного узгодження параметрів її окремих підсистем.

Математична модель побудована на основі рівнянь Лагранжа другого роду. Вона враховує поступальні й кутові координати та дає змогу визначати не лише рух центрів мас, а й переміщення характерних точок колосників.

Урахування дисипації забезпечує можливість аналізувати процес затухання вільної складової після удару. Ударне збурення вводиться через зміну початкових узагальнених швидкостей, що є ефективним для дослідження післяударної реакції системи.

Рівняння приведено до форми, придатної для чисельного інтегрування в математичному програмному середовищі. У цілому другий розділ створює достатню теоретичну базу для подальшого аналізу стаціонарних, фазових і ударних режимів.

7. Аналіз третього розділу

Третій розділ присвячено чисельному дослідженню амплітудно-частотних характеристик, фазового стану та нестационарних ударних процесів.

Для контрольної системи повна амплітудно-частотна характеристика має основний виражений максимум приблизно в області 30 рад/с, тоді як прийнята робоча кутова швидкість становить 74 рад/с, або 11,78 Гц. Робоча точка знаходиться праворуч від основного максимуму на спадній ділянці амплітудно-частотної характеристики; відношення 74/30 становить приблизно 2,47. Саме аналіз повної амплітудно-частотної характеристики є більш обґрунтованим критерієм вибору робочої області, ніж формальне порівняння робочої частоти лише з однією оцінкою власної частоти.

Особливо позитивно слід оцінити уточнення цього питання в остаточній редакції роботи. Для приведеної крайньої підсистеми наведено оцінки власних поступальних частот приблизно 6,05 Гц у вертикальному та 4,94 Гц у поздовжньому напрямках. Відношення робочої частоти 11,78 Гц до 6,05 Гц становить приблизно 1,95, тобто перевищує $\sqrt{2}$, але не дорівнює двом. Автор коректно відокремлює цю попередню одномасову оцінку від аналізу повної багатокоординатної системи.

Для прийнятої кутової швидкості 74 рад/с механічна частота обертання становить близько $706,6 \text{ хв}^{-1}$, що також узгоджується з вибором електропривода відповідного швидкісного класу.

Для аналізу фазового режиму використано часові залежності та фазові портрети. Синфазний режим розглядається як небажаний граничний випадок, а робочим є фазове співвідношення $0/\pi/0$, за якого середній колосник здійснює протифазний рух відносно крайніх.

Під час імпульсного збурення до вимушеної складової додається вільна складова руху, яка поступово затухає. Після завершення перехідного процесу система повертається до фазово узгодженого вимушеного режиму, а переміщення приводного вузла залишаються малими.

Методологічно правильно, що автор не заявляє про повне дослідження пускового процесу. Загальна форма математичної моделі допускає такий аналіз після задання конкретного закону зміни кутової швидкості привода $\omega(t)$, однак окрема

оптимізація закону розгону в межах роботи не виконувалася. У п'ятому розділі справедливо зазначається необхідність окремої перевірки проходження резонансної області за фактичним законом розгону привода.

8. Аналіз четвертого розділу

Експериментальна частина роботи змістовно й методологічно узгоджена з теоретичною постановкою.

Для кожної комбінації маси ударного тіла та висоти падіння виконано по 20 повторних реалізацій. Для серії з масою ударного тіла 0,25 кг визначено статистичні характеристики та довірчий інтервал за прийнятої довірчої ймовірності $\beta = 0,8$.

Такий підхід є доцільним, оскільки контактні ударні процеси характеризуються певною варіабельністю навіть за формально однакових початкових умов.

Зіставлення теоретичних та експериментальних результатів виконано не лише за окремими максимумами, а за нормованою формою залежностей. Середнє абсолютне відхилення нормованих значень становить 0,032 для серії з масою ударного тіла 0,05 кг та 0,029 для серії з масою 0,25 кг.

Важливо, що ці показники автор трактує саме як міру відмінності нормованих залежностей, а не як відносну похибку абсолютних переміщень. Таке трактування є коректним з огляду на обмежену масштабну подібність лабораторної та натурної систем.

Подальше встановлення балкової моделі на працюючому лабораторному грохоті дало змогу дослідити удар на фоні існуючих вимушених коливань. Встановлена фонові частота залишається стабільною в діапазоні приблизно 49,23–49,33 Гц.

У центральній точці розмах першого ударного імпульсу приблизно у 11,8 раз перевищує фоновий розмах. Експериментальна серія із проміжним шаром піску товщиною 5 ± 1 мм показала зниження середнього розмаху першого імпульсу приблизно на 49,2 %, а післяударного розмаху — приблизно на 45,5 %.

Отриманий результат має фізичне та прикладне значення, оскільки показує можливість використання проміжного шару дрібної фракції як контактноподатливого елемента, здатного знижувати інтенсивність локального ударного збурення.

Разом з тим автор правильно не переносить результати цієї пошукової серії безпосередньо в математичну модель, оскільки розподілена взаємодія сипкого шару з робочою поверхнею потребує окремого математичного опису.

9. Аналіз п'ятого розділу і практичних рекомендацій

П'ятий розділ переводить результати динамічного аналізу, чисельного моделювання та фізичного експерименту до рівня інженерного алгоритму вибору параметрів.

Методика охоплює технологічні вихідні дані й обмеження, параметри робочої поверхні, геометричні, масово-інерційні та кінематичні параметри ексцентрикового збудження, вибір робочої частоти, її узгодження з електроприводом, фазові співвідношення, параметри пружної й дисипативної системи, умови масово-інерційного та жорсткісного врівноваження, а також перевірку стаціонарного та ударного нестационарного режимів.

В остаточній редакції роботи суттєво уточнено частотне обґрунтування. Попередня оцінка за одновимірною моделлю використовується лише як первинна перевірка, а остаточне рішення про робочу область приймається за повною амплітудно-частотною характеристикою багатокоординатної системи.

Практично важливим є також узгодження робочої кутової швидкості 74 рад/с зі швидкісними характеристиками електродвигуна. Це дозволяє пов'язати механічне обґрунтування робочої частоти з реальним вибором привода.

Інженерні критерії не обмежуються номінальною амплітудою. До них включено положення робочої точки відносно резонансних максимумів, фазування $0/\pi/0$, масово-інерційне та жорсткісне узгодження секцій, дисипативні властивості опор та показники ударного відгуку.

За результатами експериментального розділу до методики введено відносні критерії ударного відгуку: розмах першого контактного імпульсу, нормовані показники, коефіцієнти зниження відгуку за наявності проміжного шару та час післяударного затухання.

Особливо слід відзначити, що в остаточному варіанті дисертації методика отримала завершене оформлення в Додатку Б «Методика обґрунтування параметрів врівноважених колосникових грохотів-перевантажувачів з урахуванням розрахунково-моделювального аналізу та експериментальної перевірки».

Таким чином, практичний результат подано не лише у вигляді текстових рекомендацій. Сформовано послідовний розрахунково-моделювальний алгоритм, який пов'язує:

вихідні конструктивні дані → масово-інерційне узгодження → визначення жорсткостей і дисипації → частотну перевірку → вибір робочої точки → узгодження з електроприводом → формування математичної моделі → чисельну перевірку стаціонарного й ударного режимів → експериментальне оцінювання → прийняття інженерного рішення.

Таке подання суттєво підвищує відтворюваність результатів та дає підстави розглядати розроблену методику як самостійний прикладний результат дисертаційної роботи.

Результати дослідження використані в межах науково-дослідної роботи № ДР0122U201676, упроваджені в навчальний процес, а також передані для практичного використання підприємствам ТОВ «Океанмашенерго» та ТОВ «Паритет СОФТ». Додатки дисертації містять відповідні документи про впровадження та застосування результатів.

10. Повнота викладу результатів у публікаціях

За результатами дисертаційного дослідження опубліковано 14 наукових праць, із яких 6 публікацій відображають основні наукові результати дисертації, а 8 засвідчують апробацію матеріалів дослідження.

Тематика публікацій охоплює основні напрями дисертаційної роботи: динаміку врівноваженого грохота-перевантажувача з ексцентриковим приводом, просторові коливання робочого органа, нестационарний ударний процес, експериментальне дослідження ударного відгуку балкової моделі та обґрунтування жорсткісних параметрів пружних опор.

Таким чином, основні теоретичні, чисельні й експериментальні результати дисертаційного дослідження одержали достатнє висвітлення у наукових публікаціях.

11. Академічна доброчесність та самостійність результатів

У дисертації використання наукових положень і результатів інших авторів супроводжується посиланнями на відповідні джерела. У переліку публікацій конкретизовано особистий внесок здобувача в роботи, виконані у співавторстві.

Самостійні публікації С. С. Гавриленка присвячені ключовим складовим його дисертаційного дослідження — моделюванню ударного перехідного процесу,

експериментальному дослідженню ударного відгуку та обґрунтуванню жорсткісних параметрів пружної системи.

Представлені матеріали дають підстави вважати основні результати дисертації результатом особистої наукової роботи здобувача.

Остаточна оцінка дотримання норм академічної доброчесності, зокрема відсутності академічного плагіату, фабрикації та фальсифікації, здійснюється також з урахуванням результатів офіційної перевірки, передбаченої процедурою атестації.

12. Дискусійні питання та зауваження

1. У моделі пружні опори описано еквівалентною в'язкопружною схемою. Для гумометалевих елементів реальні втрати можуть залежати від амплітуди, частоти та температури. Доцільно було б кількісно оцінити вплив можливої нелінійності дисипації на тривалість затухання післяударного процесу.

2. Під час моделювання удару прийнято імпульсний підхід із миттєвою зміною узагальнених швидкостей. Бажано було б сформулювати безрозмірний критерій, що порівнює тривалість контакту з характерним періодом системи та визначає область застосовності такого наближення.

3. Матеріал на робочій поверхні впливає не лише через одиничний удар, а й через додану масу, додаткове демпфування, розподілений контакт і можливі нелінійні ефекти. Повністю зв'язана модель «грохот — шар сипкого матеріалу» могла б суттєво розширити подальші дослідження.

4. Для поняття «стійкість фазово узгодженого режиму» бажано чітко виділити кількісний критерій. Оскільки фазова різниця первинно задається ексцентриковим валом, показником порушення режиму доцільно вважати не саме відхилення геометричної фази привода, а зміну фактичних фазових співвідношень переміщень, зростання коливань приводного вузла або збільшення реакцій на основу.

5. Амплітудно-частотний аналіз виконано для прийнятої параметричної схеми. Було б корисно розглянути зміщення резонансних максимумів при зміні навантаження матеріалом, жорсткості опор і дисипації, тобто побудувати область робочих частот з урахуванням параметричної невизначеності.

6. У роботі пусковий процес не досліджувався окремою чисельною серією. Для вібраційної машини, що при розгоні може проходити резонансні області, важливим продовженням є оптимізація закону $\omega(t)$ за критеріями максимального переміщення та часу проходження небезпечної області.

7. Експериментальна верифікація підтверджує модель на лабораторному рівні. Для промислового використання доцільно провести натурні вимірювання фазових співвідношень, реакцій опор і ударного спектра при реальному потоці гірничої маси.

Наведені зауваження мають характер наукової дискусії, визначають перспективні напрями подальшого розвитку запропонованої математичної моделі та інженерної методики, не заперечують основних висновків дисертації та не знижують її наукової і практичної цінності.

13. Висновок про дисертаційну роботу

Дисертаційна робота Гавриленка Станіслава Сергійовича «Обґрунтування параметрів врівноваженого колосникового грохота-перевантажувача на основі математичного моделювання нестационарних режимів роботи» є завершеним самостійним науковим дослідженням, у якому на основі методів аналітичної механіки, теорії коливань, математичного та чисельного моделювання й фізичного експерименту розв'язано актуальне науково-технічне завдання обґрунтування параметрів врівноваженого колосникового грохота-перевантажувача.

Наукова новизна роботи полягає у розробленні математичної моделі багатомасової врівноваженої системи з одночасним урахуванням поступальних і кутових рухів, удосконаленні умов динамічного врівноваження, подальшому розвитку імпульсного підходу до моделювання нестационарного ударного процесу та вдосконаленні методики експериментального оцінювання ударно-затухаючих режимів.

Достовірність установлених закономірностей підтверджена чисельними розрахунками та експериментальними дослідженнями. Важливою рисою роботи є узгодженість теоретичної та експериментальної частин: експеримент спрямований саме на перевірку основних фізичних закономірностей, покладених в основу математичної моделі.

У роботі обґрунтовано вибір робочої області за повною амплітудно-частотною характеристикою, встановлено умови масово-інерційного і жорсткісного врівноваження, досліджено фазово узгоджений протифазний режим та закономірності післяударного затухаючого руху.

Практична спрямованість дисертації полягає в тому, що встановлені закономірності доведені до інженерної методики обґрунтування параметрів врівноважених колосникових грохотів-перевантажувачів, яка в остаточній редакції систематизована в окремому Додатку Б і поєднує вибір конструктивних параметрів,

частотний аналіз, узгодження з електроприводом, розрахунок пружної системи, математичне моделювання, аналіз ударного режиму та експериментальну перевірку.

Основні результати дисертаційного дослідження опубліковані у наукових працях та пройшли відповідну апробацію.

За актуальністю теми, рівнем наукової новизни, обґрунтованістю і достовірністю результатів, практичним значенням, повнотою їх оприлюднення та рівнем оволодіння здобувачем методологією наукової діяльності дисертаційна робота відповідає вимогам Порядку присудження ступеня доктора філософії, затвердженого постановою Кабінету Міністрів України від 12.01.2022 № 44 зі змінами.

Вважаю, що Гавриленко Станіслав Сергійович заслуговує на присудження ступеня доктора філософії з галузі знань 13 «Механічна інженерія» за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування».

Офіційний опонент:

доктор технічних наук, старший
науковий співробітник,
старший науковий співробітник
відділу вібропневмотранспортних
систем і комплексів

Інституту геотехнічної механіки
ім. М.С. Полякова НАН України

Сергій ПОНОМАРЕНКО