

Теорія і практика будівництва

№7, 2011

Засновники:

Українська академія наук,
Київський національний університет
будівництва і архітектури

ЗМІСТ:

Редакційна колегія:

Бойко І.П., д.т.н.;
Друкований М.Ф., д.т.н.;
Дудар І.Н., д.т.н.;
Дьомін М.М., д.арх.;
Єсіпенко А.Д., д.т.н.;
Кіслов В.В., д.т.н.;
Лагутін Г.В., д.т.н.;
Лівінський О.М., д.т.н.;
Менейлюк О.І., д.т.н.;
Назаренко І.І., д.т.н. (Головн. редактор);
Оніпко О.Ф., д.т.н.;
Ратушняк Г.С., к.т.н.;
Сабалдир В.П., к.т.н.;
Савицький М.В., д.т.н.;
Смірнов В.М., к.т.н.;
Соха В.Г., к.т.н.;
Терновий В.І., к.т.н. (Відповід. секретар);
Тугай О.А., д.т.н.; (Заст. головн. ред.);
Черненко В.К., д.т.н.

*Статті друкуються в авторській редакції
Відповідальність за достовірність даних у
відкритому друку несуть автори.*

Назаренко І.І., Клименко М.О., Чичур А.І., Сахно С.В.
Перспективні конструкції автобетонозмішувачів.....3

Цимбал С.Й., Малишев О.В.
Характер взаємодії квадратної і таврової палі
з глинистим ґрунтом.....11

Руденко В.В., Зигун А.Ю.
Застосування модульно-блочного принципу при
проектуванні сміттєпереробного заводу.....15

Кузьо І.В., Гурський В.М., Ланець О.В.
Реалізація двочастотних коливань вібраційних систем
з однотактним електромагнітним приводом.....18

Горда О. В.
Особенности визуализации дефектов строительных
машин, оборудования и сооружений на основе
изображений оптического диапазона.....22

Банахевич Р.Ю., Крупка В.О., Марчук О.М.
Досвід діагностичного обстеження вантового переходу
МГ Івацевичі – Долина ІІ н. через ріку Дністер.....24

Діктерук М.Г., Човнюк Ю.В.
Планування згладжених траєкторій руху
будівельних/промислових роботів (маніпуляторів) у
просторі приєднаних змінних.....28

Вітюк М.В., Матоліков Д.П., Немчук О.О.
Метод аналізу параметрів систем автоматизації
приводів перевантажувачів на основі мір схожості.....33

Клапченко В.І., Пономаренко С.М.
Корпускулярно-кінетична модель флуктуацій
фізичного вакууму.....39

*Рекомендовано до друку Вченою радою
Київського національного університету
будівництва і архітектури Протокол №38*

УДК 666.97.052.3

Назаренко І.І., Клименко М.О., Чичур А.І., Сахно С.В.¹

ПЕРСПЕКТИВНІ КОНСТРУКЦІЇ АВТОБЕТОНОЗМІШУВАЧІВ

АНОТАЦІЯ. Розглянуті основні тенденції розвитку машин для транспортування та перемішування бетонних сумішей. Подані критерії оцінки для порівняння автобетонозмішувачів незалежно від об'єму барабана та особливостей конструктивного виконання.

Ключові слова: конструкція автобетонозмішувача, об'єм барабана, критерії оцінки, ефективність перемішування, енергоефективність.

АННОТАЦИЯ. Рассмотрены основные тенденции развития машин для транспортирования и перемешивания бетонных смесей. Приведены критерии оценки для сравнения автобетоносмесителей независимо от объема барабана и особенностей конструктивного исполнения.

Ключевые слова: конструкция автобетоносмесителя, объем барабана, критерии оценки, эффективность перемешивания, энергоэффективность.

ANNOTATION. Basic progress of machines trends are considered for a portage and mixing of concrete mixtures. Criteria over of estimation for comparison of mixer truck regardless of volume of drum and features of structural execution are given.

Key words: construction of truck mixer, drum volume, criteria of estimation, efficiency of mixing process, energy efficiency.

Вступ. З поширенням в Україні монолітно-каркасного технології як в багатоповерховому, так і в індивідуальному будівництві вимоги до ефективності транспортування бетонних сумішей постійно зростають. Отримання суміші належної якості можливе лише за допомогою сучасної спецтехніки доставки будівельних сумішей, яка б забезпечувала якісне та швидке виконання будівельних робіт. В нашій країні такими машинами є переважно автобетонозмішувачі.

Постановка проблеми. Незважаючи на досить усталену конструкцію автобетонозмішувачів, їх розвиток за останні 15 років пережив значних змін. Це пов'язано як з поступовим вдосконалення конструкції автобетонозмішувачів в цілому, і окремих його вузлів зокрема, так і з економічними чинниками. Отже, важливим моментом є встановлення особливостей конструкції такого класу машин та перспективних напрямків їх розвитку.

Аналіз досліджень. Значну увагу дослідженням автобетонозмішувачів було приділено у 80-90-х роках радянськими вченими, такими як Корольов К.М. [1], Португальський Л.М., Плавельський Є.П. та ін. Ними були сформульовані основні напрямки розвитку автобетонозмішувачів та їх застосування в будівельному виробництві. Подальші дослідження сфокусовані переважно в напрямку вивчення стійкості бетонотранспортних машин [2] та динаміки їх руху [3], а також особливостей конструкції автобетонозмішувачів окремих виробників [4-9]. На даний момент відсутні узагальнені відомості як щодо конструкцій таких машин так і критеріїв оцінки ефективності їх роботи, що є важливим для проведення оцінки та порів-

няння багато чисельних машин для транспортування бетонних сумішей.

Мета дослідження. Виконати аналіз основних особливостей конструкцій автобетонозмішувачів, а також узагальнення підходів провідних світових виробників у питаннях поліпшення конструкції та інтенсифікації роботи цих машин. Розробити критерії оцінки та порівняння автобетонозмішувачів, незалежно від об'єму барабана та відмінностей конструктивного виконання.

Основна частина. Розвиток автобетонозмішувачів (АБЗ) відноситься до початку 20-го ст. і пов'язаний з американськими виробниками машин для транспортування товарного бетону. В Радянському Союзі перші спроби виготовлення автобетонозмішувачів датовані 1938 р., коли на заводі "Червоний екскаватор" були виготовлені серійні моделі СССМ-738 на базі ЗІС-6 із об'ємом барабану 1,5 м³.

Основними світовими виробниками автобетонозмішувачів на сьогодні є такі як: Stetter, Liebherr, CIFA, IMER GROUP, Mulder, McNeilus, Terex, Con-Tech Manufacturing та ін. В СНД найбільшими виробниками слід вважати російські "КОМЗ-Експорт", що випускає серію змішувачів під торгівельною маркою "Tigarbo", ООО "Туймазинський завод автобетоновозів" ("ТЗА"), Машинобудівельний завод "Бецема", ООО «Дизель-ТС», білоруський Могильовський автомобільний завод ім. С.М Кірова (МоАЗ). Українські відомі виробники, такі як "Бетонмаш", на сьогодні втратили свої позиції як розробники автобетонозмішувального обладнання і випускають їх переважно за рахунок встановлення технологічного устаткування російських виробників на українсь-

¹ Назаренко І.І., д.т.н., проф. Київ. нац. ун-т буд. і арх.; Клименко М.О., асистент Київ. нац. ун-т буд. і арх.;

Чичур А.І., Сахно С.В. студенти Київ. нац. ун-т буд. і арх.

ких шасі.

Конструкції переважної більшості виробників АБЗ можна розділити на три типорозмірні гру-

пи: машини із об'ємом готової суміші до 6 м^3 (рис.1), $6-9 \text{ м}^3$ (рис. 2), 9 м^3 і більше (рис. 3).



Рис. 1. Автобетонозмішувач із об'ємом 5 м^3 .



Рис. 2. Автобетонозмішувач із об'ємом 7 м^3 .



Рис. 3. Автобетонозмішувач із об'ємом 9 м^3 .



Рис. 4. Автобетонозмішувач із об'ємом 12 м^3 на напівпричепі.

Історично склалось так, що на першому етапі розвитку через відсутність потужних базових шасі найбільшого поширення мала перша група з об'ємами барабанів 4 та 5 м^3 . Проте сьогодні, в зв'язку з інтенсифікацією будівельного виробництва переважний наголос робиться на конструкціях із об'ємом барабана 7 та 9 м^3 , які вважаються найбільш економічно доцільними в експлуатації і займають у виробничих програмах заводів до 75% від усієї кількості автобетонозмі-

шувачів. Цікавим є факт, що часто змішувачі із об'ємом барабана 6 і 7 м^3 та 8 і 9 м^3 монтується на одному і тому самому шасі, що, вірогідно, і обумовлює вибір споживачем моделей із більшим об'ємом. При цьому, якщо автобетонозмішувачі першої типорозмірної групи переважно встановлюються на 2-х вісному ході (рис. 1), друга група - на 3-х вісному (рис. 2), то остання пропонується як на 3-х або 4-х вісному шасі (рис. 3), так і на напівпричепі (рис. 4).

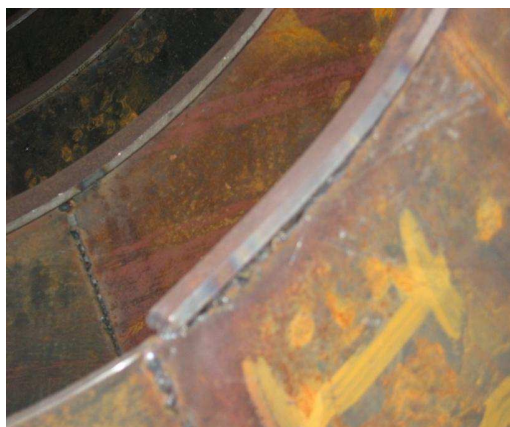


Рис. 5. Т-подібний захист ($30 \times 8 \text{ мм}$) на поверхні шнека барабанів фірми Stetter.



Барабан і внутрішні змішувальні елементи виготовляються з зносостійкої сталі 17ГС та 10ХСНД товщиною: дно барабана – 6 мм , конус дна і центральна частина - від $4,5$ до 5 мм , конус

біля розвантажувального отвору – 3 мм . Г- або Т-подібний захист на поверхні шнека захищають одну або обидва боки шнека та забезпечує більшу жорсткість та міцність від деформацій.

Барабани останніх моделей виконані із збільшеним (до 2300...2350 мм) діаметром циліндричної частини. При цьому для моделей із об'ємом барабана більше 8 м³ характерне використання вже чотирьох конічних частин, які одночасно мають збільшену довжину та кут нахилу внутрішніх шнеків. Такі на перший погляд незначні зміни дозволили збільшити на 10-15% корисний об'єм барабану, зменшити його кут нахилу і, як наслідок, перерозподілити навантаження між колесами, знизити центр мас, а отже, збільшити швидкість пересування автобетонозмішувача.

Для розширення можливого використання баки для води, а в деяких випадках і змішувальні барабани виконують із підігрівом вихлопними газами двигуна. Завантажувально-розвантажувальні лотки обладнують вкладиша-

ми, що зменшує зношування лотків та полегшує процес їх ремонту.

Огляд закордонних зразків автобетонозмішувачів дозволив виокремити певні особливості схем встановлення змішувального обладнання, яке прийнято поділяти із заднім (рис.1-4) і переднім (рис. 5-6) розвантаженням. Перевагами змішувачів із фронтальним вивантаженням бетонної суміші є більше навантаження задніх осей, а також максимальне наближення розвантажувального отвору до кабіни оператора, що полегшує процес вивантаження і дозволяє здійснювати його, навіть не виходячи з кабіни. Обладнання за такою схемою випускають McNeilus, Terex, Oshkosh. Об'єм барабана при цьому може досягати 9 м³.



Рис.6. Автобетонозмішувач з фронтальним вивантаженням фірм Oshkosh і Terex.

Для випадків транспортування бетонних сумішей в незначних об'ємах, американськими виробниками автобетонозмішувачів запропоновані схеми із встановленням барабану та його приводу на окремому причепі (рис. 7). Об'єм барабану обмежується значенням 3 м³, а його робота здійснюється виключно на будівельному майданчику в нерухомому стані. Серед країн СНД автобетонозмішувальне обладнання такого об'єму випускає тільки завод "Дизель ДС" (рис. 8).

В тих випадках коли будівельний майданчик обмежений в розмірах доступу (особливо по висоті) використовуються схеми із горизонтальним барабаном (рис. 9), що мають крім того посилену колісну базу та поліпшену прохідність. Ці машини знайшли широкого використання при спорудженні тунелів, шахт, підземних паркінгів, кар'єрів, тощо.

Аналізуючи особливості конструкцій авто бетонозмішувачів, слід зазначити широке



Рис. 7. Причпний змішувач із об'ємом 3 м³.



Рис. 8. Автобетонозмішувач фірми "Дизель ДС" об'ємом 2 м³.



Рис. 9. Змішувач з горизонтальним барабаном фірми Normet.

використання в конструкції допоміжного обладнання, яке полегшує та прискорює процес вивантаження та розподілення бетонної суміші на будівельному майданчику. Найпоширенішими конструкціями є встановлення на базовому шасі разом з барабаном бетононасоса (рис.10) продуктивністю від 50 до 65 м³/год. (максимальна висота подавання та виліт стріли 25-30 м); транспортера-живильника (рис.11) продуктив-



Рис. 10. Автобетонозмішувач з бетононасосом фірми Stetter.

Щодо приводу барабана – на сьогоднішній день використовуються три схеми: механічний через ланцюгову або зубчасту передачу від окремого двигуна внутрішнього згоряння; від



Рис. 12. Автобетонозмішувач з телескопічним лотком фірми IMERGROU.



Рис. 10. Автобетонозмішувач BelAZ-75296 фірми БелАЗ.

ністю до 70 м³/год. (виліт стріли 12-16 м) або лотків набірної конструкції і змінної довжини (рис.12). Для автобетонозмішувачів, які виготовляються в США, характерне, крім того, використання додаткового опорного візка (рис.13), який встановлюється позаду змішувача і зменшує консольне навантаження на лоток під час вивантаження бетонної суміші з барабана. В транспортному положенні візок піднімається вгору.



Рис. 11. Автобетонозмішувач з конвеєром фірми IMERGROU.

окремого двигуна внутрішнього згоряння через гідромеханічну або гідрооб'ємну трансмісію (рис. 14); від двигуна базової машини через коробку відбору потужності та гідропривод (рис. 15).



Рис. 13. Автобетонозмішувач з додатковим візком фірми Oshkosh.

Перший з методів практично повністю витиснений двома останніми. Використання окремого двигуна приводу дещо ускладнює конструкцію і збільшує його масу, але збільшує надійність у випадку відмови двигуна базової машини. Слід зазначити, що практично всі виробники мають у своїй виробничій програмі однакові моделі, що приводяться як моделі від автономного двигуна, так і від двигуна базової машини.

За відсутності дозувального обладнання компонентами значно ускладнюється

процедура завантаження сировинними. Для таких випадків виробниками запропоновані конструкції із само завантаженням (рис. 16).

Розглянувши конструкції АБЗ було проведено аналіз технічних характеристик сто п'яти моделей АБЗ провідних виробників Європи та СНД. Результатами даного аналізу представлені в гістограмах питомої металоємності (рис. 17) та питомої енергоємності (рис. 18) для трьох умовних груп АБЗ: до 6 м^3 , від 6 до 9 м^3 та об'ємом більше 9 м^3 .



Рис.14. Привод змішувального барабана від автономного двигуна.



Рис. 15. Привод змішувального барабана від гідроприводу з відбором потужності від коробки відбору потужності шасі.



Рис. 16. Автобетонозмішувач з самозавантаженням.

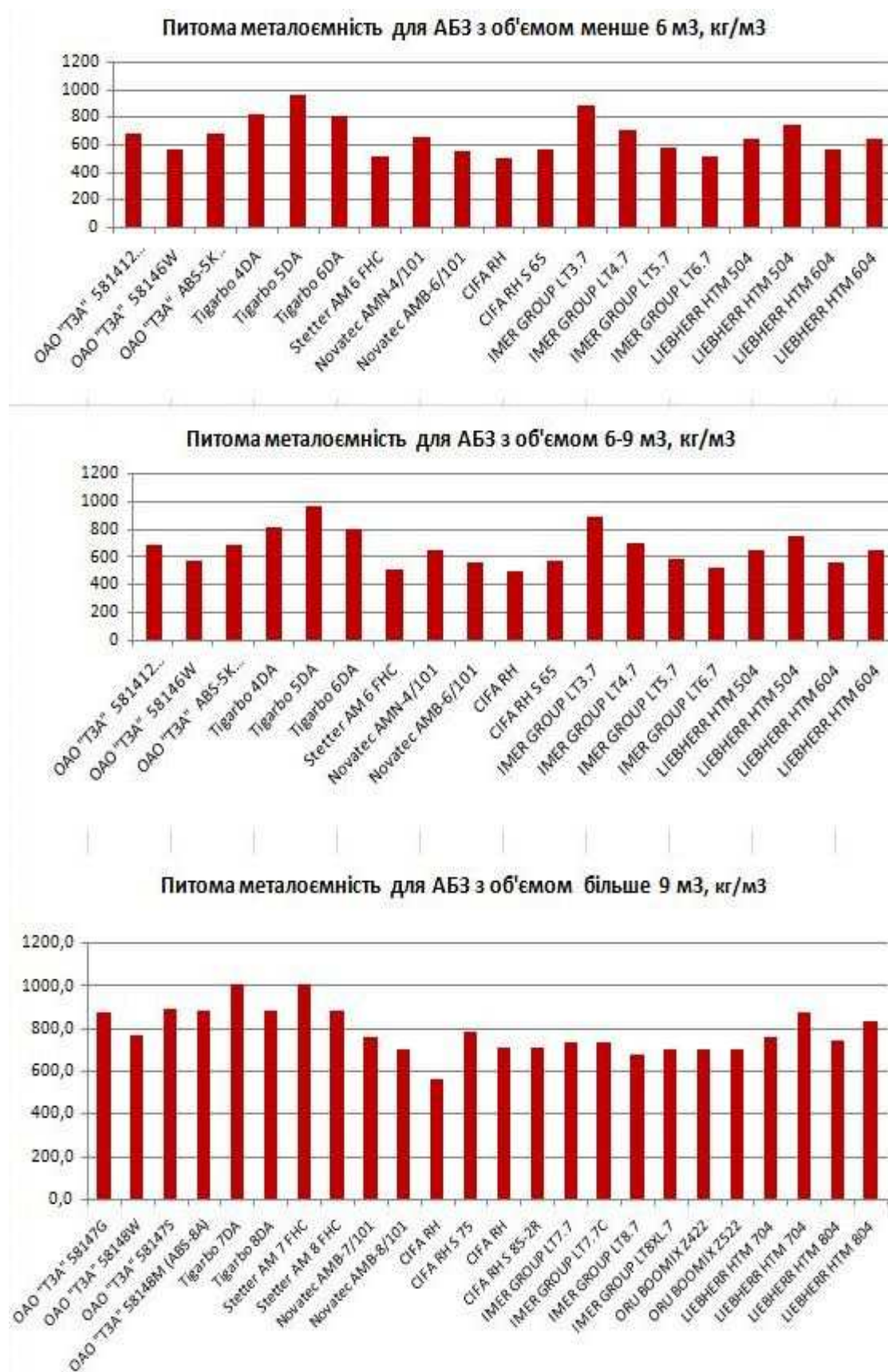


Рис. 17. Питома металоємність для трьох умовних груп.

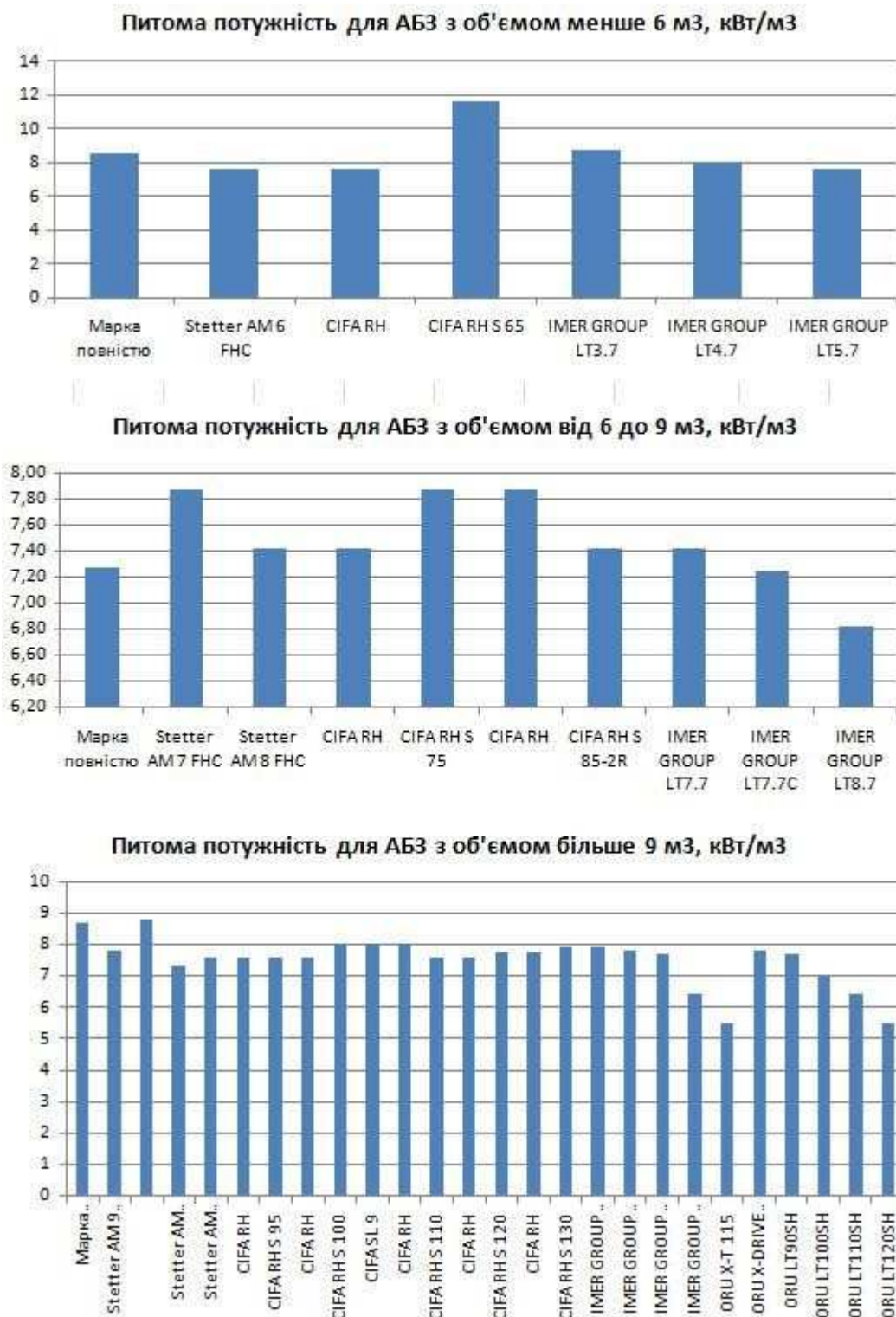


Рис. 18. Питома енергоемність.

Розглянувши дані гістограми можна дійти до висновку, який із виробників даного обладнан-

ня забезпечує найкращі показники, а отже має переваги у конструкції машин. Такими виробни-

ками є фірми Stetter, Liebherr, Cifa та IMER Group. Крім того аналіз окремих груп дозволили виявити найбільш ефективні на сьогодні об'єми автобетонозмішувачів. Такими є автобетонозмішувачі з об'ємом 7-9 м³.

Отриманий висновок підтверджується дослідженнями аналітичних агенцій, якими зазнача-

ється, що з точки зору економічної ефективності найбільш доцільними є конструкції на 7 і 8 м³. Той самий висновок підтверджує статистика продажу автобетонозмішувачів в Росії та європейському співтоваристві.

Висновки

Проведені дослідження дозволили виявити наступні закономірності та зробити такі висновки

1. Визначені основні конструктивні особливості сучасних автобетонозмішувачів. Конструкції автобетонозмішувачів спрямовані, переважно, для транспортування готової бетонної суміші або перемішування на кінцевому етапі шляху сировинних компонентів від дозованих на бетонних заводах.

2. Найбільш ефективними на сьогодні є автобетонозмішувачі фірм Stetter, Liebherr, Cifa з об'ємом 7 м³ та 9 м³.

3. Частота обертання барабана не повинна бути меншою 4 об/хв. і більшою 18 об/хв.

4. Мінімальна кількість обертів барабана після подачі в барабан усіх сировинних компонентів, включаючи воду, повинна бути 70...100 обертів. При цьому загальна кількість обертів барабана не повинна перевищити 300.

5. Інтенсивність вивантаження бетонної суміші повинна бути не меншою 0,76 м³ за 10 секунд, при рухомості суміші 25-50 мм.

6. Накладається обмеження на співвідношення геометричного об'єму барабана та об'єму готової суміші, виходячи з залежності:

$$V_{geom.} = 1,742708 \cdot V_{гот.сум.} - 0,665115 \text{ м}^3,$$

де $V_{гот.сум.}$ – об'єм готової суміші, м³.

7. Об'єм баку для води приймається рівним 250 л на кожен кубічних метрів суміші (для змішувачів, що обладнані системою подачі води та миття барабану).

Література

1. Королев К.М. Механизация приготовления и укладки бетонной смеси. – М.: Стройиздат, 1986. – 136 с.
2. Плавельский Е. П. Поперечные колебания автобетоносмесителей / Е.П. Плавельский, Н.С. Гринберг, С.А. Сурков // Совершенствование рабочих процес сов автотранспортных средств: Сб. науч. трудов. Московский автомобильно-дорожный институт. – М.: Издание МАДИ, 1983. – С. 120–128
3. Зінько Р., Лозовий І., Дзелендзяк О., Бурніцький С. Дослідження динаміки руху автобетонозмішувача з урахуванням характеристик двигуна// Вісник ТДТУ. — 2010. — Том 15. — № 2. — С. 159-163
4. Vladimir Novoselov Mixer Passions. The Russian market of concrete mixer trucks // Строительная техника и технологии, - 2011, №7. – С. 84-87
5. Пархомчик П.А., Егоров А.Н., Семко С.Н. Автобетоносмесители Могилёвского автозавода// Строительные и дорожные машины, - 2010, №2. – С.5-7
6. Туймазинские автобетононасосы и автобетоносмесителя // Строительные и дорожные машины, - 2011. – №10. – С.4
7. Автобетоносмесители Terex с передней разгрузкой// Строительные и дорожные машины, - 2010. – №9. – С.13-14
8. Усовершенствованные автобетоносмесители компании Liebherr// Строительные и дорожные машины, - 2012. – №1. – С.53
9. Новоселов В., Новикова А. Советский автобетоносмеситель с иностранным акцентом: из истории строительной техники// Строительная техника и технологии. - 2005. - №2. - С. 34-37.

Цимбал С.Й., Малишев О.В.¹

ХАРАКТЕР ВЗАЄМОДІЇ КВАДРАТНОЇ І ТАВРОВОЇ ПАЛІ З ГЛИНИСТИМ ҐРУНТОМ

АНОТАЦІЯ. В статті описані результати експериментальних польових досліджень взаємодії моделей квадратної та таврової палі з глинистим ґрунтом. Проведено порівняння отриманих результатів.

Ключові слова: вдавлювана паля, глинистий ґрунт, складний поперечний переріз.

АННОТАЦИЯ. В статье описаны результаты экспериментальных полевых исследований взаимодействия моделей квадратной и тавровой сваи с глинистым грунтом. Проведено сравнение полученных результатов.

Ключевые слова: вдавливаемая свая, глинистый грунт, сложное поперечное сечение.

SUMMARY. The article presents the results of experimental field researches of co-operation models piles with square and t-cross section in clay soils. The comparative estimation of the received results is given.

Keywords: driven pile, clay soils, complex cross-section.

Актуальність роботи. Дослідженнями деформацій та напружень у ґрунті при заглибленні паль займався багато вчених в період тривалого часу, оскільки лише на основі вивчення деформацій ґрунту та його напруженого стану можливо правильно оцінити характер роботи палі.

Експериментальні випробування таврових паль статичним навантаженням в глинистих ґрунтах показали, що характер роботи таких паль в ґрунті суттєво відрізняється від характеру роботи призматичних паль і насамперед тим, що включається в роботу ґрунт, що знаходиться між полицею та ребром.

Правильна оцінка характеру взаємодії бічної поверхні палі з ґрунтом, що працює разом з нею, можлива лише на основі досліджень деформацій ґрунту навколо палі.

Задачі та об'єм досліджень:

- вивчення деформацій ґрунту навколо таврової та квадратної палі при їх заглибленні в глинистих ґрунтах;
- дослідження характеру взаємодії бічної поверхні палі з ґрунтом основи;
- дослідження зміни фізичних характеристик ґрунту навколо таврової та квадратної палі.

Методика та результати досліджень

Вивчення деформацій та переміщення ґрунту навколо таврової та квадратної палі проходило в процесі вдавлювання та відкопування цих паль. При вдавлюванні спостерігався наступний характер деформацій ґрунту: ґрунт, розміщений між полицею та ребром тавра, в основному захоплювався бічною поверхнею та переміщувався разом з палею, що призводило до утворення воронки, розміри якої залежать від розмірів перерізу палі та глибини її заглиблення в ґрунт, а також від властивостей ґрунту. Навколо квадратної палі такої воронки не спостерігалось.

З метою отримання найбільш реальних та правдоподібних результатів щодо деформацій ґрунту та зміни його фізичних характеристик було виконано комплекс робіт.

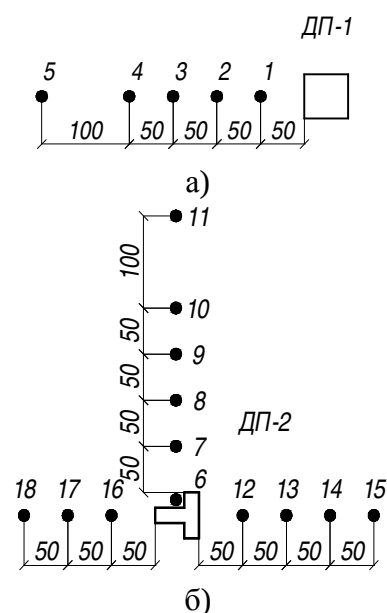


Рис. 1. Характерні точки динамічного зондування: а) навколо квадратної палі; б) навколо таврової палі.

¹ Цимбал С.Й., к.т.н., професор Київ. нац. ун-т буд. і арх., Малишев О.В. аспірант Київ. нац. ун-т буд. і арх.

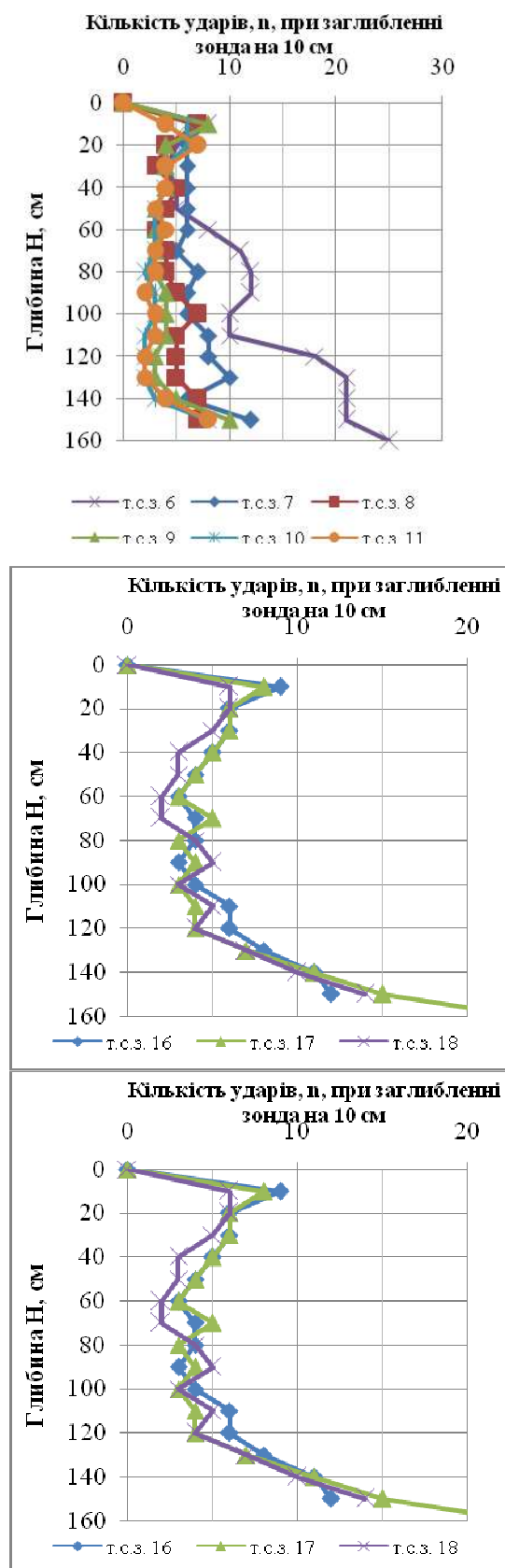


Рис. 2. Графіки залежності кількості ударів від глибини заглиблення навколо таврової палі.

Насамперед навколо кожної дослідної палі було виконано динамічне зондування. Характерні точки в яких проводилося зондування показані на рис. 1. Отримані результати оброблялися статистичними методами [1], та представлені на рис. 2. З у вигляді графіків залежності кількості ударів від глибини заглиблення.

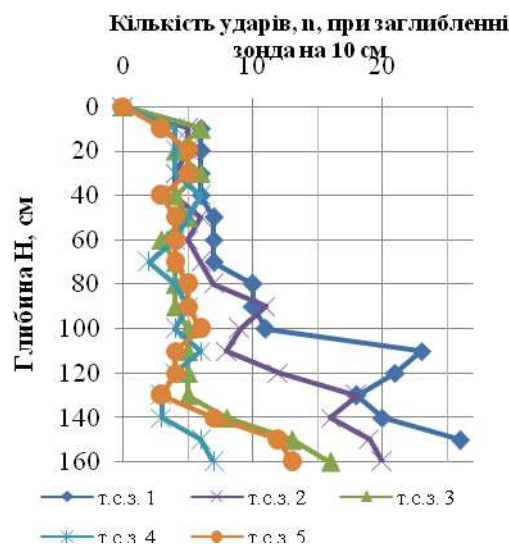


Рис. 3. Графіки залежності кількості ударів від глибини заглиблення навколо квадратної палі.

Графіки динамічного зондування, а також результати попередніх досліджень вказують на те, що різниця в питомій несучій здатності паль полягає в різному характері ущільнення та роботи ґрунту навколо їх бічної поверхні. З метою підтвердження даних динамічного зондування, а також для виявлення маси ґрунту, що приймає участь у роботі таврової палі («робоча маса ґрунту») дослідні палі було висмикнуто. Сverdлови́ни, що утворилися зображено на рис. 4. Сverdлови́на, утворена після виймання квадратної палі чітко повторювала її контури (рис. 4. а), при цьому на бічній поверхні ґрунт, що міг би налипати, не був поміченим. Натомість, при вийманні таврової палі була зафіксована так звана «робоча маса ґрунту», що знаходиться між полицею та ребром тавра (рис. 4.в). Сverdлови́на мала форму тавра, при цьому з тієї сторони, де виконувалося динамічне зондування «робоча маса ґрунту» не утворювалася, що пов'язано з руйнуванням зв'язків глинистого ґрунту, які не встигли відновитися до виймання палі. З іншої сторони, протилежної до тої, де проводилося зондування, було помічено, що сverdлови́на по довжині мала форму тавра зі скошеною гранню, чи зі звуженням в місці примикання полиці до



а)



б)



в)

Рис. 4. а), б) – свердловини, утворені при вийманні квадратної та таврової палі, відповідно; в) – «робоча маса ґрунту» таврової палі.

ребра (рис.4. б). Перше пояснюється утворенням «робочої маси ґрунту», яка умовно складала з палею одне ціле. Друге – недоуцільненням ґрунту при заглибленні палі, яке не призвело до утворення «робочої маси», проте навіть такий ґрунт має підвищені показники щільності та міцності. При повному вийманні палі, за рахунок пружних властивостей ґрунту відбувається звуження порожнини в місці примикання полиці тавра до ребра.

Для визначення зони ущільнення під подошвою дослідних палей було проведено динамічне зондування, яке показало більш ущільнену зону для квадратної палі (рис.5).

Для більш повного та точного вивчення взаємодії дослідних палей з ґрунтом основи, останні було відкопано на повну глибину. При відкопуванні визначалася щільність скелету ґрунту на-

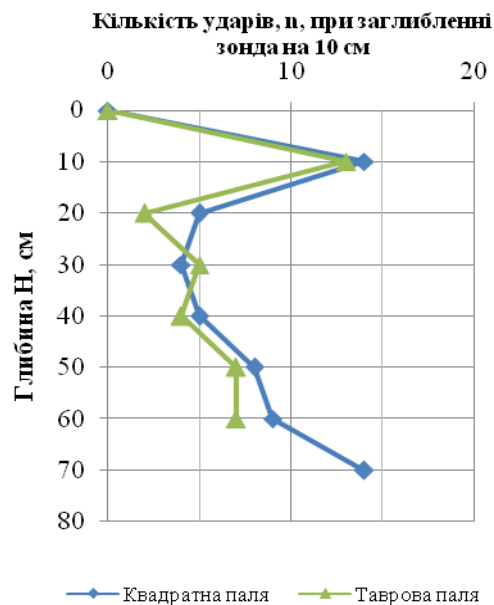


Рис. 5. Графіки залежності кількості ударів від глибини заглиблення під вістрям квадратної та таврової палі.

вколо палей методом ріжучого кільця через кожні 10 см по глибині.

Доповнюючи та корегуючи результати динамічного зондування, даними щільності скелету ґрунту, визначеними методом ріжучого кільця було побудовано області ущільнення навколо вдавнюваних палей квадратного та таврового поперечного перерізу, що зображені на рис. 6.

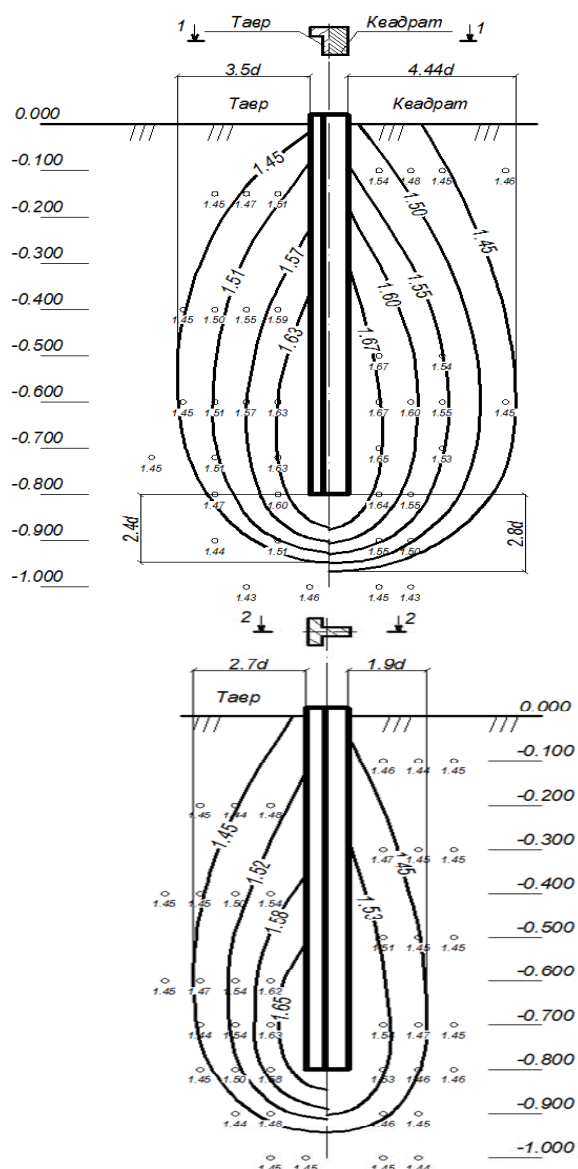


Рис. 6. Зміна щільності скелету ґрунту навколо таврової та квадратної палі.

При відкопуванні паль відбиралися моноліти з непорушеним ґрунтом для їх подальшого випробування на стиск та зсув в лабораторних умовах. Досліди показали, що для зразків взятих з непорушених ділянок та в безпосередній близькості від палі, залежність навантаження – деформація мають різний характер. Ґрунти, що розміщені біля самої палі, особливо між полицею та ребром тавра, були значно перем'яті та відрізнялися більшою щільністю, меншою деформованістю під навантаженням та більшою міцністю, в порівнянні з ґрунтами, що знаходилися в непорушеному стані. По мірі віддалення від стовбура палі, щільність та міцність ґрунтів зменшуються і на певній відстані становляться рівними, по міцності та щільності, ґрунтам в природньому стані. Так на основі проведених досліджень було встановлено зони ущільнення ґрунту навколо дослідних моделей паль. Для квадратної палі навколо бічної поверхні деформована зона становить близько $8.9d$ (за d прийнято сторону квадратної палі, що дорівнює 6 см). Для таврової палі остання навколо бічної поверхні становить: за полицею $2.7d$, перед ребром – $1.9d$, справа та зліва від ребра – $3.5d$ (дивись рисунок 6). На рис. 6 також представлено ізолінії зміни щільності скелету ґрунту: навколо таврової та квадратної палі відносно їх осі симетрії (рис. 6.а.), перед ребром та за полицею тавра (рис. 6. б).

Зона ущільнення ґрунту під вістрям палі в різноманітних ґрунтах буде різною, та залежатиме від того, яким чином були влаштовані палі – ударним методом, віброзаглибленням, вдавлюванням, та ін. способами, а також від конструктивних параметрів пристроїв, що заглиблюють палі (співвідношення енергії удару молота від ваги палі, ступеню «оброки» ґрунту основи молотом через палю та ін.). В нашому випадку зона ущільнення ґрунту для квадратної палі під підшоною становить – $2.8d$, а для таврової – $2.4d$.

Висновки

1. Проведені дослідження підтверджують різницю в несучій та питомій несучій здатності квадратної та таврової палі за рахунок різного характеру взаємодії стовбура з оточуючим ґрунтом.
2. Взаємодія ґрунту, розміщеного між ребром та полицею тавра, з бічною поверхнею розпочинається вже в процесі заглиблення палі, що призводить до ущільнення і утворенні «робочої маси ґрунту», яка працює як одне ціле з палею та має в плані форму рівнобічного прямокутного трикутника з катетом 20 мм. Утворюється своєрідна ґрунтова сорочка.
3. Визначено розміри зон ущільнення ґрунту, що становлять для квадратної палі $8.9d$ на глибині 60 см, для таврової – $5.8d$ (середнє значення) на глибині 50 – 60 см від поверхні.
4. Таврові палі цілком і повністю відповідають вимогам, що висуваються до забивних та вдавлюваних паль, і за рахунок «робочої маси ґрунту» краще ніж призматичні палі працюють на вертикальне навантаження.

Література

1. ГОСТ 20522-96. Грунты. Методы статистической обработки результатов испытаний. Межгосударственный стандарт. М. – 1996. – 38с.

УДК 628.4.02

Руденко В.В., к.арх., доцент, Зигун А.Ю.

ЗАСТОСУВАННЯ МОДУЛЬНО - БЛОЧНОГО ПРИНЦИПУ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ СМІТТЕПЕРЕРОБНОГО ЗАВОДУ

Постановка проблеми. Різниця між прогресуючим накопиченням відходів і заходами з їх утилізації та знешкодження постійно збільшується та веде до загострення екологічної ситуації в Україні. Проблема відходів у нашій країні пов'язана з нераціональними, неефективними методами поводження з ними та недостовірним прогнозуванням кількісного та якісного складу відходів.

З цього погляду актуальним є дослідження можливості проектування сміттєпереробного заводу, що реагує на зміни соціально-економічного, науково-технічного та природно-кліматичного впливу факторів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Основними проблемами у питаннях системи санітарного очищення міста, а саме накопичення та переробки сміття на відповідних промислових підприємствах займалися такі дослідники Бондар О.І., В.Є. Барановська, М.О. Барінов[1], Голік Ю.Й[2].

Основний матеріал. Заводи з переробки відходів при всій різноманітності технологічних та конструктивних схем мають обладнання для чотирьох основних технологічних операцій, що забезпечують повний цикл знешкодження твердих побутових відходів: для приймання та попередньої підготовки твердих побутових відходів; сортування; заключна обробка та складування. На практиці використовуються заводи з повною (спалення, компостування, збір та пресування металів) або частковою переробкою відходів. В залежності від прийнятого типорозміру біобарабана та числа технологічних ліній сміттєпереробні заводи проектують продуктивністю від 300 тис. до 1 млн. м³ТПВ/рік.

Існуюча практика будівництва та експлуатації сміттєпереробних заводів основана на використанні обладнання що працює за принципом максимальної або кінцевої потужності. Оскільки на норму накопичення відходів впливає багато факторів (кліматичні, містобудівельні), перш за все соціально-економічні[2], то й обладнання повинно реагувати на ці зміни, тобто працювати з можливістю зміни своєї потужності.

В будівлях і спорудах сміттєпереробних заводів виникає невідповідність їх потужності або пропускної спроможності зростаючим потребам суспільства або у зв'язку з тим, що змінюється кількісний та якісний склад твердих побутових

відходів[1]. Як наслідок і будівельна частина цих об'єктів та їх об'ємно-планувальні рішення повинні реагувати на зміну факторів.

З необхідністю збільшення потужності або пропускної спроможності, внаслідок зміни технології процесів, що відбуваються в них, доводиться значно перебудовувати самі будівлі.

Зменшити непродуктивні витрати можна завдяки розробці досконалішої методики проектування будівель і споруд сміттєпереробних заводів, визначення потужності, профілю і місць розміщення підприємств і установ, прогнозування технічного розвитку будівель на основі уніфікованих рішень.

Це дозволило б ефективно передбачати зміни і відповідно планувати мережі, більш співставляти потужності підприємств і установ з загальною ситуацією, що складається і конкретними умовами розміщення будівель і споруд, передбачати технічні можливості адаптації будівель до зміни технологій.

Проте довгострокове прогнозування пов'язане з необхідністю обліку великої кількості соціальних, економічних і містобудівних чинників, що важко піддаються перспективній оцінці, і тому не завжди може дати достовірні результати.

Впровадження в практику проектування і будівництва принципів динамічної архітектури дозволяє пристосовувати будівлі до умов, що змінюються у часі впродовж всього терміну експлуатації.

Основним принципом застосування динамічної архітектури в системі санітарного очищення міста є розділення технологічних процесів системи на модулі та блоки. Повний технологічний процес переробки відходів повинен складатися єдиний модуль, який в свою чергу складається з окремих стадій-блоків технологічного процесу.

Основні блоки технологічного процесу переробки сміття:

1. Накопичення відходів
2. Сортування відходів
3. Біотермічна обробка на барабанах
4. Заключна стадія – переробка або складування для подальшої переробки.

Блочно-модульний принцип набув широкого поширення в області проектування громадських, промислових і сільськогосподарських будівель у наслідок переваг, які він дає.

До основних позитивних сторін цього принципу слід віднести[3]:

- з позиції містобудування – можливість гнучкого обліку величини, конфігурації і містобудівного значення ділянки розміщення будівель і комплексів і інших місцевих конкретних умов;
- з позиції варіативності композиційного рішення – можливість варіабельного різноманітного об'ємно – просторового і композиційного рішень, що забезпечують обмеженість вписування в простір;
- з позиції економіки і організації будівництва – поетапне будівництво, вибіркове, чергами у відповідності з введенням інших компонентів, можливість обліку існуючих будівель, приведення потужності, площі і місткості блоків у відповідність з конкретними вимогами;
- з позиції адаптації до умов, що змінюють-

ся – легкість зміни структури завдяки локальному застосуванню типового планування, зміні профілю, потужності спеціалізації, можливості розвитку на всіх напрямках;

- з позиції конструктивного рішення – можливість застосування різних конструктивних систем, виробів і будматеріалів.

Використання декількох модулів в межах одного заводу дозволяє змінювати потужність, враховуючи факторний вплив на норму накопичення відходів при цьому не змінюючи об'ємно-планувальні рішення будівель і споруд системи санітарного очищення міста.

Тобто: 1 рівень – завод; 2 рівень – модулі заводу; 3 рівень – функціональні блоки модулів; 4 – блоки обладнання.

Причому 3 рівень може складатися з декількох однакових блоків на різній стадії технологічного процесу (рис. 1).

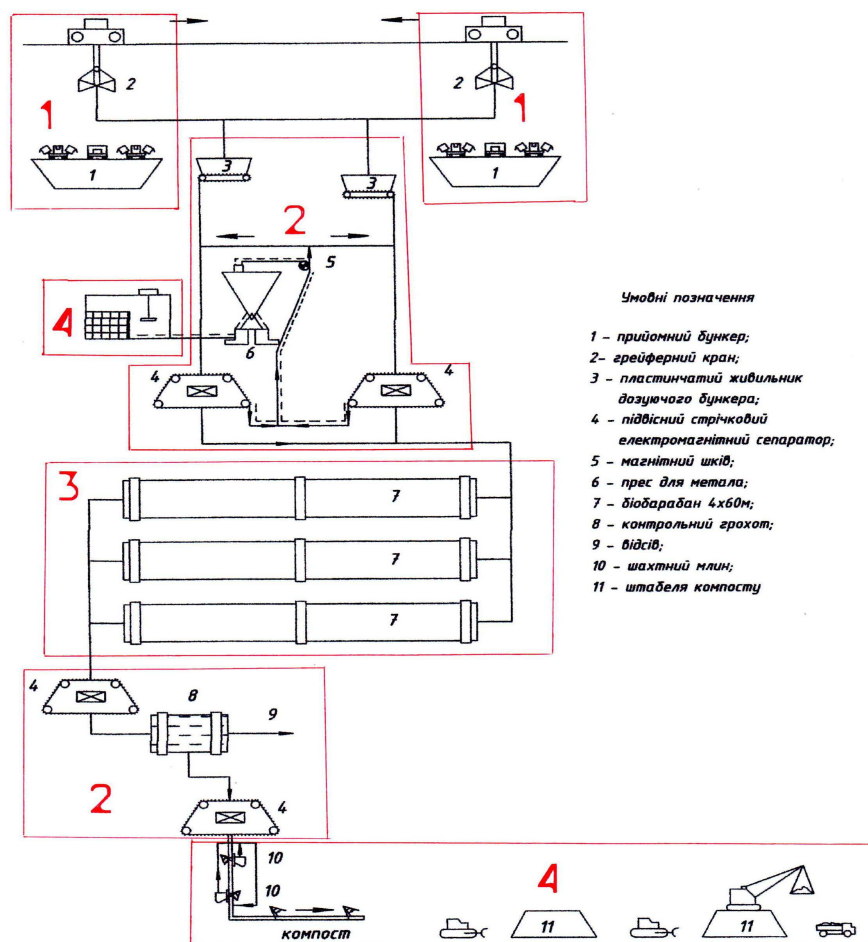


Рис.1. Технологічна схема заводу з переробки сміття з використанням блокування основних процесів.

При використанні скоординованого по потужності технологічного обладнання є можливість формувати ці об'єкти модульного типу (рис. 2).

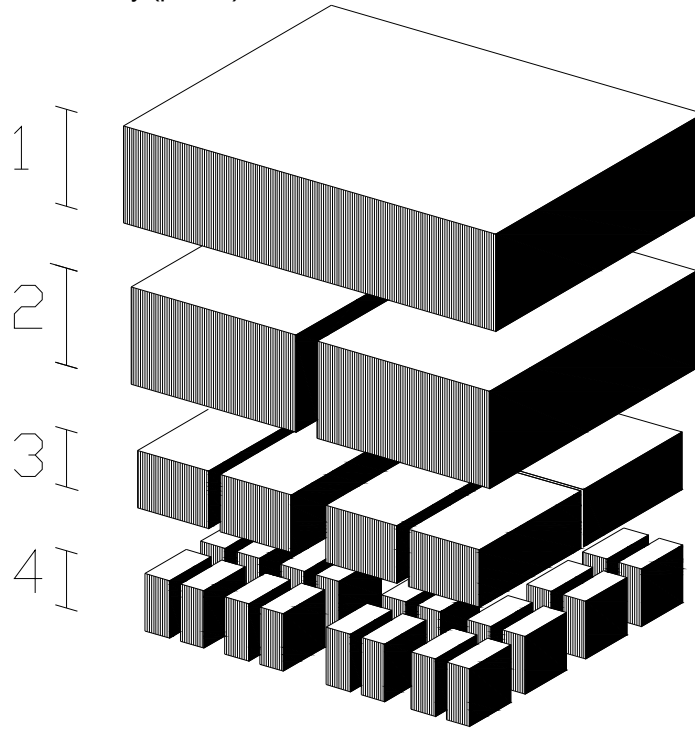


Рис.2. – Структура модульно-блочного заводу.

Висновок

Досліджено можливість застосування модульно-блочного принципу при проектуванні сміттєпереробних заводів. Проаналізовані основні позитивні сторони застосування модульно-блочного принципу.

Принцип модульно-блочного проектування дозволяє розробити варіант планувального та технологічного рішення сміттєпереробного заводу, що має можливість реагувати на зміну кількісного та якісного складу відходів, тобто працювати з можливістю зміни своєї потужності.

Література

1. Управління відходами: вітчизняний та зарубіжний досвід: посібник / [О.І. Бондар, В.Є. Барановська, М.О. Барінов та ін.]; за ред. О.І. Бондаря. – К.: Айва Плюс Лтд, 2008. – 196 с.
2. Поводження з відходами на Полтавщині. Екологічна бібліотека Полтавщини. Ю.С. Голік. Випуск 5. – Полтава: Полтавський літератор, 2009. – 292 стр.
3. Динамическая архитектура. Основные направления развития, принципы, методы / Гайдученя А.А. – Киев: Будівельник, 1983. – 96с.

УДК 621.01

Кузьо І.В., Гурський В.М., Ланець О.В.¹

РЕАЛІЗАЦІЯ ДВОЧАСТОТНИХ КОЛИВАНЬ ВІБРАЦІЙНИХ СИСТЕМ З ОДНОТАКТНИМ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ

В статті викладені принципи вибору параметрів і реалізації двочастотних коливань в тримасових лінійних механічних коливальних системах ланцюгової структури з одноктактними електромагнітними віброзбуджувачами (ЕМВ) з випрямленим струмом живлення.

Вступ. В машинобудівній, будівельній, переробній, хімічній галузях промисловості використовують різноманітні вібраційні системи у вигляді технологічних машин, випробувальних динамічних стендів, засобів інтенсифікації виробництва. Такі системи різняться структурою, типом приводу, режимами роботи, показниками технологічної ефективності, тощо. Як правило, значна частина машин вібраційної дії представляють нелінійні системи (з механічної, електричної, технологічної точки зору) [1, 2]. Тому, їхні робочі чи виконавчі органи можуть здійснювати негармонійні та багаточастотні за спектром коливання. Із загалу можна виділити машини із явно вираженими одночастотними (гармонійні), двочастотними (бігармонійні) та полічастотними режимами роботи.

Постановка проблеми. Якщо мова йде про вібраційні системи із резонансним режимом роботи, то найчастіше мають місце машини із ЕМВ. Останній є нелінійним щодо законів зміни сили струму та повітряного проміжку між якорем і осердям ЕМВ, що може породжувати багаточастотні коливання.

Аналіз останніх досліджень. Серед різноманітних схем живлення ЕМВ [3] найбільш часто використовується одноктактна схема на випрямленому струмі живлення [5]. Останнім часом від цієї схеми почали відмовлятися, з огляду на відомі її недоліки [3-5].

Отримати результуючі двочастотні коливання в системах із ЕМВ можна використовуючи незалежне збудження тримасових механічних систем на власних частотах в резонансних режимах [6].

Визнані недоліки одноктактних ЕМВ можна спробувати використати в позитивній стороні, представляючи імпульсний закон збудження багаточастотним (із кратними частотами) за спектром. Ефективність реалізації двочастотних режимів може бути обґрунтована раціональним використанням резонансних частот механічної сис-

теми [7], налаштованих на відповідні гармоніки тягового зусилля ЕМВ із випрямленим струмом живлення.

У праці [8] побудовані замкнуті електромеханічні моделі резонансних вібраційних систем та проведений порівняльний аналіз за статичних і динамічних характеристик ЕМВ (в першому випадку враховано реальну зміну повітряного зазору між якорем та осердям, а в випадку другому модель реалізована за постійного зазору). Моделі мають високу збіжність, коли розглядається лінійна вібраційна система.

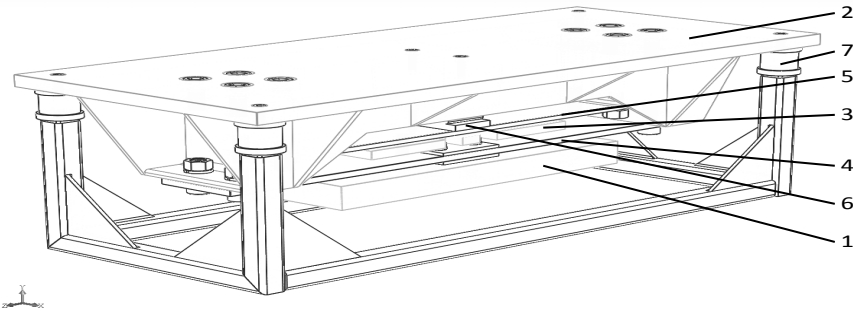
Постановка задачі. В цій статті апробується варіант реалізації двочастотних коливань робочого органа тримасової лінійної механічної системи (розглядаються малі коливання) за умови імпульсного збудження ЕМВ на основі одноктотної схеми із випрямленим струмом живлення.

Виклад основного матеріалу. Розглянемо вібраційну систему, що реалізована у вигляді вібраційного стола за тримасовою коливальною системою ланцюгової структури (рис. 1, а). Масові характеристики коливальних мас становлять (рис. 1,б): $m_1 = 18,7 \text{ кг}$; $m_2 = 60 \text{ кг}$; $m_3 = 3,55 \text{ кг}$. Для збудження коливань використовуються одноктактні ЕМВ з випрямленим струмом живлення. Для прикладу, частота напруги живлення відповідає основній (нижчій) частоті і становить $\omega = 157 \text{ рад/с}$. За відомих масових характеристик коливальних мас потрібно вибрати такі пружні параметри системи [6, 7], за яких вона визначатиметься двома власними, кратністю 2, частотами коливань $\omega_{02} = 2\omega_{01} = 2\omega/z$, де z – резонансне налагодження системи, що визначається за масою технологічного середовища ($z = 0,94 \dots 0,96$). Внутрішнє тертя системи описується моделлю Кельвіна-Фойхта, де коефіцієнти в'язкого тертя отримано переходом від моделі комплексного тертя через коефіцієнти непружності опору, жорсткості та частоту коливань.

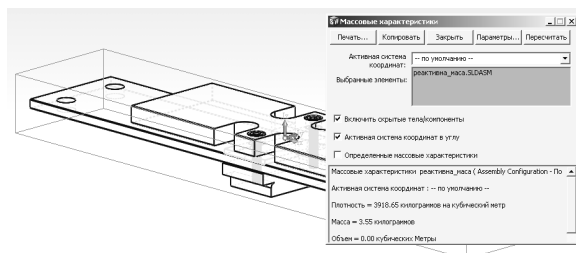
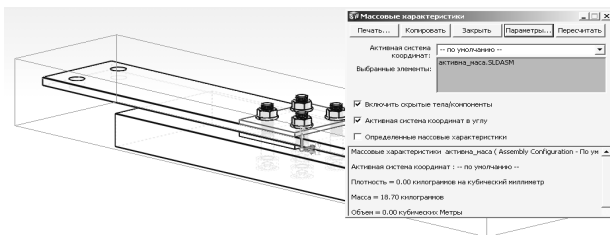
Дослідження зводяться до представлення імпульсного струму у вигляді полічастотного спектру, вибору пружних параметрів, реалізації двочастотних коливань робочого органа та аналізу електромеханічних коливань на основі відомої

¹ Кузьо І.В., д.т.н., професор НУЛП; Гурський В.М., канд. техн. наук, ст. викл. НУЛП; Ланець О.В., аспірантка НУЛП.

математичної моделі електровібраційної системи.



а



б

Рис.1. 3D модель (а) та масові характеристики конструктивних модулів вібраційної системи (б): 1, 2, 3 – активна, робоча та реактивна маси, 4,5 – плоскі пружини (резонансні), 6 – якорь ЕМВ, 7 – віброізолятор.

Диференціальне рівняння коливань електричних параметрів ЕМВ за статичною моделлю зведене до наступного виду [4, 8]:

$$\frac{k}{2\delta_0} \cdot i(t) + r \cdot i(t) = u(t), \quad (1)$$

де $k = \mu_0 S w^2$; $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7} \text{ Гн/м}$ – магнітна проникливість повітря; S – площа поверхні полюсів магніту; w – кількість витків котушки ЕМВ; r – активний опір обмотки; δ_0 – номінальне (постійне) значення повітряного проміжку.

Рівняння (1) за нульових початкових умов дозволяє отримати аналітичний розв'язок для випадку живлення напругу згідно закону $u(t) = U_0 \sin(\omega t)$, де ω – частота коливань напруги живлення.

$$i(t) = \frac{U_0 \left(Z \omega \cdot e^{\frac{-r \cdot t}{Z}} + r \cdot \sin(\omega t) - Z \omega \cdot \cos(\omega t) \right)}{Z^2 \omega^2 + r^2}, \quad (2)$$

де $Z = k / 2\delta_0$.

Усталені коливання сили струму запишуться в такому вигляді:

$$i(t) = \frac{U_0 (r \cdot \sin(\omega t) - Z \omega \cdot \cos(\omega t))}{Z^2 \omega^2 + r^2}. \quad (3)$$

Нехтуючи величина другого порядку малості, оскільки $r \ll Z\omega$, вираз (3) буде визначати одночастотні коливання сили струму:

$$i(t) = \frac{-U_0}{Z\omega} \cos(\omega t) = \frac{U_0}{Z\omega} \sin(\omega t - \pi/2). \quad (4)$$

На котушки ЕМВ подається випрямлений (пульсуючий) струм, тому вираз (4) можна подати у вигляді ряду Фур'є з коефіцієнтами, що описують амплітудні значення постійної, основної та кратної гармоніки сили струму:

$$i(t)^* = \frac{U_0}{\pi Z \omega} - \frac{U_0}{2Z\omega} \cos(\alpha t) + \frac{2U_0}{3\pi Z \omega} \cos(2\alpha t). \quad (5)$$

Вираз для тягового зусилля з n числом ЕМВ, ввімкнених паралельно, має вигляд [4, 8]:

$$F(t) = \frac{n \cdot k}{4} \left[\frac{i(t)}{\delta_0} \right]^2, \quad (6)$$

де $i(t) = \begin{cases} i(t) & \text{if } i(t) > 0 \\ 0 & \text{if } i(t) \leq 0 \end{cases}$ – закон зміни імпульсного

струму. У виразі (6) можна використовувати замість (4) та останньої умови вираз (5). Результуюче тягове зусилля ЕМВ буде мати дещо складніший частотний спектр по відношенню до сили струму.

Реалізувати двочастотні резонансні режими роботи вібраційної системи за відомих її масових характеристик можна за комбінації пружних параметрів, що визначені [7] на основі синтезу кратності 2 власних частот коливань лінійної тримасової системи:

$$c_2 = \frac{m_3 [5M \cdot m_2 + \sqrt{M \cdot m_2 (9M \cdot m_2 - 16m_1 m_3)}]}{2M(m_2 + m_3)} \omega_1^2$$

$$c_1 = 4 \cdot m_1 m_2 m_3 \cdot \omega_1^4 / (M \cdot c_2), \quad (7)$$

де $M = m_1 + m_2 + m_3$ – маса вібраційної системи.

Узагальнена математична модель електромеханічних тримасових вібраційних систем (без врахування динаміки зміни зазору ЕМВ) набуде вигляду:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{y}_1(t) + c_1 \cdot (y_1(t) - y_2(t)) + b_1 \cdot (\dot{y}_1(t) - \dot{y}_2(t)) = 0; \\ m_2 \ddot{y}_2(t) - c_1 \cdot (y_1(t) - y_2(t)) - b_1 \cdot (\dot{y}_1(t) - \dot{y}_2(t)) + \\ + c_2 \cdot (y_2(t) - y_3(t)) + b_2 \cdot (\dot{y}_2(t) - \dot{y}_3(t)) + \\ + c_{i3} \cdot y_2(t) + b_{i3} \cdot \dot{y}_2(t) = \frac{n \cdot k}{4} \left[\frac{i(t)}{\delta_0} \right]^2; \\ m_3 \ddot{y}_3(t) - c_2 \cdot (y_2(t) - y_3(t)) - \\ b_2 \cdot (\dot{y}_2(t) - \dot{y}_3(t)) = -\frac{n \cdot k}{4} \left[\frac{i(t)}{\delta_0} \right]^2. \end{cases} \quad (8)$$

Використання статичної моделі ЕМВ дозволяє окремо розглядати електричну (1) та механічну (8) складові вібраційної системи, оперуючи тільки силовими характеристиками ЕМВ (6).

Результати чисельного моделювання системи диференціальних рівнянь подано на рис. 2–рис. 4: часові залежності імпульсних електро-силових параметрів, визначених згідно формул (3)–(6) наведено на рис. 2; гармонійний аналіз та значення коефіцієнтів ряду Фур'є подано на рис. 3, що підтверджує можливість реалізації полічастотних коливань вібраційних систем на основі випрямленого струму живлення котушок ЕМВ. Усталені двочастотні коливання робочого органа та їхній спектр показано на рис. 4. На відміну від сили струму тягове зусилля ЕМВ має додаткову, кратністю 3 гармоніку. Однак на неї механічна система не в змозі зреагувати, оскільки її амплітудно-частотна характеристика в цій зарезонансній області має малі значення коефіцієнтів динамічності. Реально використовуються основна та кратна їй друга гармоніка, оскільки вони знаходяться в околі резонансних частот механічної коливальної системи. Якщо б розглядалася нелінійна механічна система із широким спектром кратних власних частот коливань, то мали б місце суб- і супергармонійні резонансні режими.

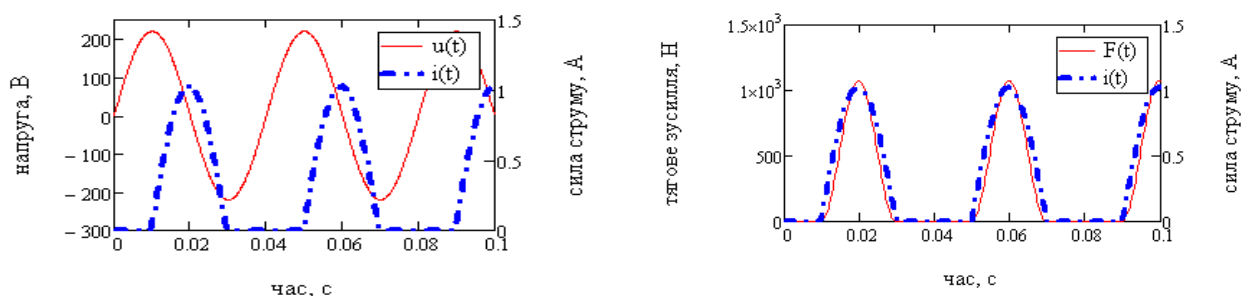


Рис. 2. Часова залежність електричних і силових параметрів ЕМВ.

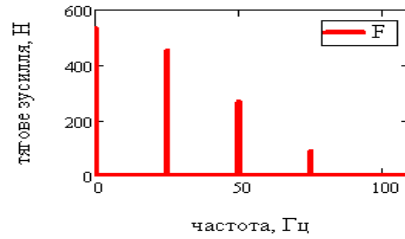
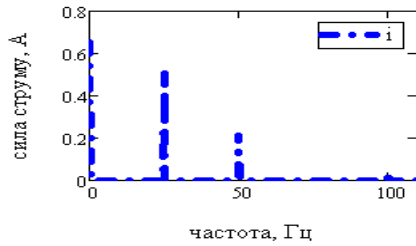


Рис. 3. Частотний спектр електричних і силових параметрів ЕМВ (примітка: відображена на графіках постійна складова має подвійне значення від дійсного).

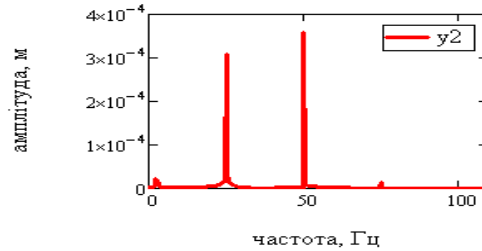
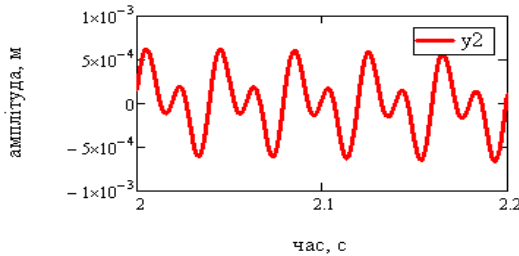


Рис. 4. Усталені двочастотні коливання робочого органа та їхній амплітудно-частотний спектр.

Висновки

Реалізовано двочастотні коливання робочого органа вібраційного стола за умови імпульсного збурення ЕМВ на основі однократної схеми із випрямленим струмом живлення. Розрахунком пружних параметрів тримасової моделі досягнуто кратності 2 основних власних частот коливань механічної системи, що знаходяться в околі частот збурення. Значення потрібних амплітуд коливань робочих органів вібраційних систем на відповідних гармоніках можуть бути реалізовані за рахунок певного підбору інерційних параметрів коливальних мас, що входять в структуру лінійної механічної коливальної системи.

Література

1. Цыфанский С. Л. Электрическое моделирование колебаний сложных нелинейных механических систем. – Рига: Зинатне, 1979. – 180 с.
2. Цыфанский С.Л., Бересневич В.И., Окс А.Б. Нелинейные и параметрические колебания вибрационных машин технологического назначения. - Рига: Зинатне, 1991. – 231 с.
3. Назаренко І.І. Використання електромагнітних вібраторів на змінному струмі в ударно-вібраційних системах / І.І. Назаренко, Ю.О. Баранов, Т.Ф. Щербина // Теорія і практика будівництва. Збірник наукових праць. – 2007, Вип. 3.
4. Низкочастотные электровибрационные машины / М. В. Хвингия, М. М. Тедошвили, И. А. Питимашвили и др.; под ред. К. М. Рагульскиса. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. – 95 с.: ил.
5. Ланець О. С. Високоєфективні міжрезонансні вібраційні машини з електромагнітним приводом (Теоретичні основи та практика створення): Монографія. – Львів: Видавництво Національного університету "Львівська політехніка", 2008. – 324 с.
6. Гурський В. М. Динаміка резонансного двочастотного вібраційного стола з електромагнітним приводом / В. М. Гурський, О. С. Ланець // Всеукраїнський збірник наукових праць "Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини". – Київ: КНУБА, 2010. – № 76. – С. 50-54.
7. Гурський В. М. Встановлення раціональних пружних параметрів двочастотних резонансних вібраційних систем / В. М. Гурський, Я. В. Шпак // Вісник Національного університету "Львівська політехніка" "Динаміка, міцність та проектування машин і приладів". – Львів, 2011. – № 701 – С. 15-21.
8. Гурський В. М. Аналіз електромеханічних характеристик резонансних вібраційних систем / В. М. Гурський, Я. В. Шпак // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Український міжвід. наук.-техн. зб. – Львів: НУ "Львівська політехніка", 2011. – Вип. 45. – С. 192-198.

УДК 620.179.680

Горда О. В.¹

ОСОБЕННОСТИ ВИЗУАЛИЗАЦИИ ДЕФЕКТОВ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН, ОБОРУДОВАНИЯ И СООРУЖЕНИЙ НА ОСНОВЕ ИЗОБРАЖЕНИЙ ОПТИЧЕСКОГО ДИАПАЗОНА

Постановка проблемы. Сегодня особое внимание уделяется методам активного неразрушающего контроля, сущность которых - в анализе динамики смена технического состояния строительных машин, оборудования и сооружений, его прогнозирования, обнаружении и классификации естественных дефектов. С целью построения эффективных фильтров, необходимо использовать данные по особенностям визуализации дефектов строительных машин, оборудования и сооружений на основе изображений оптического диапазона

Решение проблемы. Методы решения поставленной задачи базируются на классификации особенностей изображений дефектов строительных машин, оборудования и сооружений.

К наиболее характерным и основным механизмам дефектообразования строительных машин, оборудования и сооружений относятся:

- коррозионное растрескивание;
- коррозионное растрескивание под напряжением (межкристаллитная коррозия, транскристаллитная коррозия);
- щелевая коррозия и локальное коррозионное воздействие (микробная коррозия, питтинговая коррозия);
- эрозия при кавитации;
- эрозия коррозия;
- вибрационная усталость;
- термическая усталость;
- усталостной трещины

Рассматриваемая визуализация дефектов строительных машин, оборудования и сооружений на основе изображений оптического диапазона содержит следующие этапы:

- анализ технической и ремонтной документации, результатов обследования с использованием различных методов контроля.
- анализ режима эксплуатации элементов строительных машин, оборудования и сооружений и определение расчетно-экспериментальным путём эксплуатационных характеристик.
- оценка характеристик дефектов строительных машин, оборудования и сооружений с учётом временной корректировки по данным технического диагностирования среды эксплуатации.
- обоснование применимости соответствующих механизмов накопления дефектов

строительных машин, оборудования и сооружений.

В результате коррозии (атмосферной, подземной, подводной, промышленной) образуются новые вещества – видимые продукты коррозии, и происходят изменения, связанный с потерями механической прочности, в структуре материала объекта – коррозионное разрушение. Коррозионный материал служит маркером для внутренних факторов коррозии (состав, структура, внутренние напряжения, состояние поверхности) и внешних факторов коррозии (температура, влажность, обмен среды, состав коррозионной среды, давление).

Распределение по поверхности строительных машин, оборудования и сооружений коррозионного материала отображает вид распространения (сплошная коррозия равномерная и неравномерная, местная коррозия пятнами, язвы, точечная, вспучивание, расслоение, избирательная, межкристаллитная, щелевая, ножевая коррозия) и проявляет процесс коррозионно-механического разрушения, в том числе и под напряжением, а именно коррозионного растрескивания, коррозионной усталости, коррозионной эрозии, коррозионной кавитации.

Для процесса визуализации дефектов строительных машин, оборудования и сооружений решаются следующие задачи:

- визуализации дефектов при различных условиях регистрации изображений
- снижения влияния факторов, ограничивающих точность определения размеров и типов несплошностей изображений:
- визуализация дефектов, обеспечивающая определение их реальных размеров.

Использование видимых продуктов коррозии в качестве маркера дефектов представляется наиболее целесообразно и доступно, но предполагает наличие интеллектуальных алгоритмов обработки изображений. Существует альтернативное направление – так в университете Мичигана (College of Engineering, Jerome Lynch) на основе устойчивого к механическому воздействию композитного материала, который представляет собой сети углеродных нанотрубок, расположенные между слоями полимерного материала, разработана и исследуется краска, отслеживающая коррозию и микротрещины для самолётов, мос-

¹ Горда О.В. інженер Київ. нац. ун-т буд. і арх.

тов и различных зданий.

Рассмотрим особенности визуализации дефектов строительных машин, оборудования и сооружений на основе изображений оптического диапазона полученных веб-камерами.

Обработка осуществляется на основе представления полученного не обработанного изображения в цветовых слоях после его параметрического приведения к фиксированному на предыдущем этапе визуализации или некоторому ранее определённом стандартному режиму фиксации изображения, что обеспечивает преемственность полученных ранее результатов и сохранение полноты информации последнего наблюдения.

Поэтому, во времени на интервалах между точками системных изменений, точками где структурно изменяются условия эксплуатации и среда эксплуатации, процедура идентификации сходится к опознанию дефектов. В случае структурных системных изменений переопределяется первоначальное изображение с учётом выявленных дефектов и идентификация продолжается с первого шага во вновь определенных параметрах среды и объекта наблюдения.

Под присутствием дефекта на изображении будем подразумевать относительную долю площади занятой дефектами фиксированного класса к общей площади на изображении наблюдаемого объекта.

Определённая выше функция присутствия класса дефекта одного типа является не убывающей, т.к. присутствие дефектов обнаруженных ранее по площадному признаку не может уменьшиться даже в случае слияния дефектов одного класса.

Таким образом, дефект у которого функция присутствия на изображении убывает – это неверно определённый дефект, дефект загрязнения, неопределённый ранее дефект, или результат поглощения присутствия другим классом дефектов, например многочисленные пунктирные дуговые концентрические микрокоррозии замкнулись и образовали трещину.

Это свойство функций присутствия является следствием того, что дефекты, обнаруженные ранее, не изменившись качественно не могут исчезнуть на изображении. Функции присутствия является индикатором дефектов, таким образом, отслеживая в совокупности их временную дина-

мику, осуществляется обнаружение новых дефектов.

Функции присутствия позволяют оценить влияние случайных, не опознанных не связаны с объектом эксплуатации, но влияющих на идентификацию дефектов, и не выявленных, систематически действующих, идентифицируемых в процессе наблюдения, факторов на динамику идентифицированных ранее дефектов.

В процессе визуализации дефектов строительных машин, оборудования и сооружений на основе изображений оптического диапазона распознающие и классифицирующие возможности функций присутствия увеличиваются за счёт допускающих корректировку искажающих факторов к которым относятся незнание ракурса съёмки, различия в параметрах освещения на предыдущих шагах идентификации и текущем шаге, изменения в поляризации и степени когерентности освещения от предыдущих значений, степень выраженности краевых эффектов на полученном изображении, изменения параметров профиля тракта формирующего изображение.

Случайные факторы в процессе распознавания и классификации дефектов строительных машин, оборудования и сооружений время наступления которых предопределить невозможно, но возможно классифицировать по результатам формирования изображения, это:

- случайное загрязнение поверхности
- изменение прозрачности среды между объектом мониторинга и фиксирующей камерой (пыль, дождь, снег, кристально чистый воздух)
- случайное затенение не связанные с объектом (наведённые тени от не стационарно расположенных предметов находящихся вне области формирования изображения объекта)
- случайное осветление не связанное с объектом (наведённые блики и переотражения от не стационарно расположенных предметов находящихся вне области формирования изображения объекта)
- случайные режимы эксплуатации – разовые, аварийные, неординарные.
- ошибки фиксации в документации изменений режимов эксплуатации
- случайные утраты данных по наблюдениям за объектом.
- первичное проявление ранее неопределённого фактора.

Выводы

Таким образом, особенности алгоритма визуализации дефектов строительных машин, оборудования и сооружений на основе изображений оптического диапазона основываются на:

- внутренних факторах – представлении строительных машин, оборудования и сооружений как объектов, которым присущи определённые дефекты;

- внешних факторах – представлении строительных машин, оборудования и сооружений как объектов, эксплуатирующиеся в определённом множестве сред и в заданном многообразии режимов нагрузок;

- механизме визуализации – исследование многообразия функций присутствия дефектов представленных изображениями коррозионного материала и изучаемых объектов в процессе коррозионного дефектообразования.

- адаптивный алгоритм визуализации выявления в динамике неопределённых ранее факторов и на основе их проявления дефектов реализуется по схеме: наблюдаемое состояние объекта за вычетом ранее наблюдаемого состояния, аппроксимированного на данный момент времени с учётом динамики условий эксплуатации и среды эксплуатации, за вычетом проявлений случайных факторов, определяет проявления не выявленных ранее или первоначально выявленных факторов.

Литература

1. Горда О. В. Фільтрація зображень дефекту типу „тріщина” в оптичному діапазоні web-камер. Техніка будівництва. Вип. 21. 2008 р. с.134-138.
2. Михайленко В. М., Горда О. В., Технологія адаптивної фільтрації зображення дефекту типу «тріщина». Управління розвитком складних систем. Вип. 1, 2010 р. с. 65-68.

УДК 622.691

Банахевич Р.Ю., Крупка В.О., Марчук О.М.¹

ДОСВІД ДІАГНОСТИЧНОГО ОБСТЕЖЕННЯ ВАНТОВОГО ПЕРЕХОДУ МГ ІВАЦЕВИЧІ – ДОЛИНА ІІ Н. ЧЕРЕЗ РІКУ ДНІСТЕР

АННОТАЦІЯ. У даній статті був проведений аналіз напружено-деформованого стану переходу та наданий висновок щодо можливості проведення внутрішньотрубної діагностики (ВТД) на магістральних газопроводах.

Ключові слова: магістральні газопроводи, вантові споруди, аналіз напружено-деформованого стану.

АННОТАЦИЯ. В данной статье был проведен анализ напряженно-деформированного состояния перехода и предоставлено заключение о возможности проведения внутритрубной диагностики (ВТД) на магистральных газопроводах.

Ключевые слова: магистральные газопроводы, вантовые сооружения, анализ напряженно-деформированного состояния.

SUMMARY. In this article, an analysis of the stress-strain state of transition, and given the conclusion of the possibility of in-line inspection (ILI) in gas pipelines.

Key words: natural gas pipelines, cable-stayed structure, analysis of the stress-strain state.

Система магістральних газопроводів (МГ), які експлуатуює ДК «Укртрансгаз» побудована впродовж, в основному, в 50 – 80-х роках минулого сторіччя і на сьогоднішній день має довжину 38552,8 км в односторонньому вимірі. Ці газопроводи перетинають багато природних та штучних перешкод, які облаштовані спеціальними переходами різноманітної конструкції і типу [2,3]. Особливий інтерес викликають конструкції переходів МГ через ріки, оскільки, практично, кожен з них збудований за окремим технічним рішенням, має свою специфіку і потребує від експлуатаційних служб виробничих підрозділів особливих певних заходів для підтримання проектних рішень та до-

тримання встановлених режимів транспортування газу, забезпечення безперебійної та безаварійної його роботи [1,2].

Серед надземних переходів МГ через ріки особливий інтерес викликають вантові споруди, які є досить унікальними і вимагають підвищеної уваги з боку експлуатаційних служб. В цій статті розглянемо роботу, яка була проведена спеціалістами Асоціації «Надійність машин і споруд» (м. Київ) разом з фахівцями нашого підприємства по діагностичному обстеженню вантового переходу МГ Івацевичі – Долина ІІ нитка (456,3 км) через ріку Дністер, який знаходиться поблизу села Заліски Жидачівського району Львівської області та

¹ Банахевич Р.Ю., УМГ «Львівтрансгаз» ДК «Укртрансгаз»; Крупка В.О., ДК «Укртрансгаз» НАК «Нафтогаз України»; Марчук О.М., ПрАТ «ПВІ ЗІТ Нафтогазбудізоляція».

має цілий ряд характерних саме для нього експлуатаційних факторів і саме тому вимагає до себе підвищеної уваги [5,6].

В процесі виконання згаданої роботи було виконано аналіз напружено - деформованого стану (НДС) цього повітряного переходу. В якості початкових даних використовувались результати інструментальної зйомки, які вказують на наявність великих переміщень труби в зоні повітряного переходу [6].

Метою роботи був аналіз напружено-деформованого стану переходу та видача висновку щодо можливості проведення внутрішньотрубної діагностики (ВТД). Проблема полягала в тому, що очисний та інтелектуальний поршні мають досить велику вагу та рухаються зі швидкістю 7-8 км/год. - 15 км/год. (очисний та інтелектуальний відповідно), що зумовлює наявність інерційних сил на криволінійних ділянках. Крім того, до ваги поршня додається вага „бруд“, що накопичується перед ним під час проходження по газопроводу, величина якої на сьогоднішній день невідома, оскільки з початку експлуатації згаданого газопроводу, зважаючи на конструктивні особливості його переходів через ріки Дністер та Свіча, очистка з допомогою пропуску поршнів жодного разу не проводилась [4]. Також було відомо, що візуальний огляд вантового переходу через ріку Дністер (див. рис. 1, 2) вказував на наявність нахилу пілонів, заземлення вантів на пілонах та скривлення осі трубопроводу. Такі зміни в порівнянні з проектною конфігурацією викликали необхідність додаткової та ретельної перевірки міцності конструкції переходу.



Рис.1 Зовнішній вигляд повітряного переходу.

В роботі для визначення напружено-деформованого стану повітряного переходу за результатами інструментальної зйомки положення точок труби було використано програмний комплекс “3DPipeMaster”, що дозволяє побуду-

вати модель, близьку до реальної геометрії переходу та виконати її розрахунок за різних умов навантаження (власна вага, внутрішній тиск, температурний перепад) [6].

Паспортні дані вантового переходу наведено нижче і мають такий вигляд:

Найменування об'єкта	Повітряний перехід через р.Дністер газопроводу «Івацевичі-Долина» 456,3 км II нитка
Місце розташування	с.Заліски, Ходорівського р-ну, Львівської обл. GPS координати: N49°23'30", E24°13'13"
Власник	Бібрське ЛВУМГ, Філія УМГ “Львівтрансгаз”, ДК “Укртрансгаз”
Категорія ділянки	III
Дата введення в експлуатацію	1976
Розміри, матеріали:	
а) діаметр (зовнішній), мм	1220
б) довжина, м	158,5
в) товщина стінки труби, мм	17,0
г) товщина стінки згинів, мм	30,0
д) марка сталі	17Г1С



Рис. 2 Вигин труби в горизонтальній площині за напрямком руху газу.

Період проведення обстеження – травень - листопад 2007 р.

Інструментальна зйомка виконувалася за допомогою тахеометра TRIMBLE DR-3305. Прилад дозволяє одержати координати точок труби в декартовій системі координат XYZ. Зйомка виконувалась для верхньої твірної труби. На рис.3 показано точки повітряного переходу та реперів у площині XY. На рисунку видно, що в площині XY ділянка між пілонами є криволінійною. Максимальне горизонтальне відхилення від прямої лінії в центральній частині переходу складає 67 см. На рис.10 показана залежність прогину точок від координати X. Прогин в точках кріплення вантів дорівнює 30 см, в центральній частині – 37 см [6].

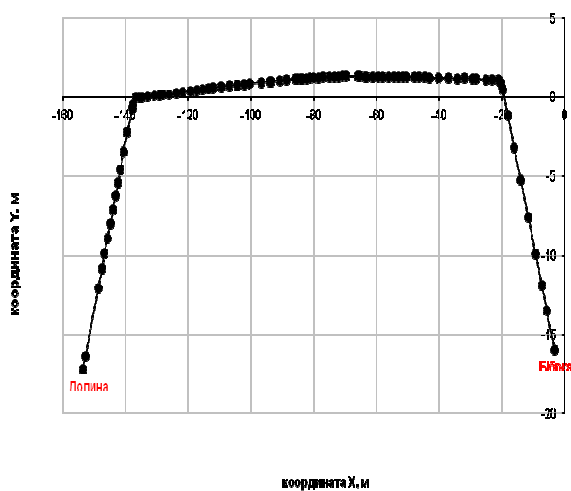


Рис.3. Точки повітряного переходу в площині XY.

Розрахунок НДС переходу з врахуванням підземних ділянок виконаний за допомогою програмного комплексу (ПК) "3DPipeMaster". ПК "3DPipeMaster" розроблений в Інституті проблем міцності ім. Г.С. Писаренка НАН України і призначений для розрахунку складних просторових багатоконтурних розгалужених трубопроводів систем за статичного та динамічного навантаження.

Результати аналітичного та чисельного розрахунків показали, що при навантаженні додатковим зусиллям по 25тс в обох точках кріплення вантів практично співпадають. Загальні напруження в вантах досягають близько 400 МПа, що в 2 рази менше за границю міцності.

При прикладанні додаткового зусилля 50 тс в одній точці кріплення вантів загальні напруження в вантах досягають 400 МПа, що в 2 рази менше за границю міцності. При цьому додаткові напруження в трубі сягають 200 МПа, а додаткові напруження в пілонах 40 МПа. Такий великий рівень напружень свідчить про те, що за такого навантаження в трубі та пілоні можливі пластичні деформації.

Крім того, в ході цієї роботи проводились співставлення отриманих результатів з використанням ПК "3DPipeMaster" з результатами, отриманими за допомогою відомого російського

ПК "АСТРА", де додаткове навантаження в місцях кріплення вантів дорівнює 10 кН. За дії такого додаткового навантаження отримано, що розрахункові значення відрізняються в межах 50%, наприклад, значення сумарного осьового зусилля в чотирьох вантах VI: $P_{VI} = 7,5кН$ для ПК "3DPipeMaster" та $P_{VI} = 5,1кН$ для ПК "АСТРА". Зробивши додаткові перевірочні обрахунки прийшли до висновку, що використання ПК "АСТРА" приводить нас до невірних значень, які не співмірні ні з розрахунковими ПК "3DPipeMaster", ні з результатами замірів [5,6].

Потім в ході проведення роботи виконано розрахунок зусиль та напружень в згаданій ділянці газопроводу під час руху поршня при умовах, коли:

- поршень рухається по криволінійних ділянках переходу;
- поршень рухається по центральній прямолінійній ділянці переходу.

Результати розрахунків показано на рис. 4.

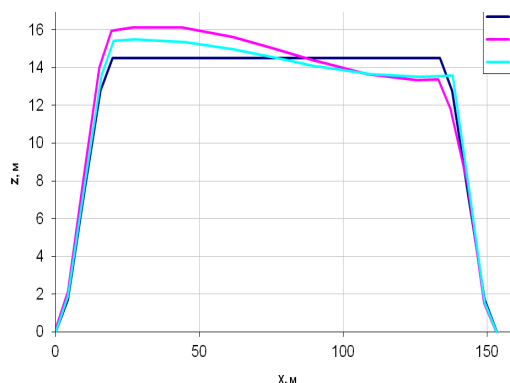


Рис.4. Переміщення трубопроводу при русі поршня вагою 1тс.

Після проведення цілого комплексу робіт з діагностування вантового переходу та проведення розрахунків були зроблені наступні висновки [1,4,5,6]:

1. Результати інструментальної зйомки свідчать про наявність великих горизонтальних переміщень (близько 60 см в центральній частині переходу), вертикальних переміщень (30 см в місцях кріплення вантів та 38 см в центральній частині переходу), переміщень верхніх точок пілонів (22 та 17 см). Каткові опори, на які спирається труба на пілонах знаходяться в неробочому стані. Труба з'їхала з катків в напрямку вигину в горизонтальній площині та впирається в них, що є недопустимим.

2. За результатами інструментальної зйомки в ПК "3D PipeMaster" побудовано модель труби повітряного переходу за наявності спостережуваних вертикальних переміщень. Для такої моделі за різних розрахункових режимів виконано

оцінку напружено-деформованого стану труби. Максимальні згинальні напруження досягають значення 60 МПа, а максимальні еквівалентні напруження не перевищують окружних напружень від тиску та дорівнюють 218 МПа.

Розрахунок за допомогою ПК "3D PipeMaster" показав, що таке переміщення можливе при надлишковій довжині труби 67 см, що є аналогом навантаження температурним перепадом $\Delta T = 410^{\circ}C$. При цьому враховувалось, що труба впирається в катки, які діють на неї з певною силою. Згинальні напруження в трубі за такого навантаження складають 50 МПа. Якщо поставити трубу на катки, то сила протидії катків зникне, переміщення зменшаться на 9 см, а напруження зменшаться до 43 МПа.

Причина наявності великих горизонтальних переміщень полягає в надлишковій довжині труби, на що вказує характер zdeформованої геометрії за даними інструментальної зйомки.

3. За результатами замірів провисів вантів отримані значення сил натягу в них, які досягають 11 тс, що призводить до напружень близько 165 МПа та свідчить про виконання умови міцності для вантів. Результати обстеження вітрових розтяжок свідчать про те, що дві розтяжки знаходяться в натягнутому стані, а дві в ненапруженому стані. Максимальне значення сили натягу в натягнутих вітрових розтяжках складає 1,5 тс, що призводить до напружень близько 130 МПа та є допустимим.

4. Розрахунок зусиль на пілонах по заміряних переміщеннях свідчить, що напруження в місцях защемлення пілонів дорівнюють 126,5 МПа для першого пілона (з переміщенням верхньої точки пілону на 22 см) та 97,8 МПа для другого пілона (з переміщенням верхньої точки пілону на 17 см). Такі напруження є допустимими. Але згідно геодезичних даних по пілонах їх нахил не відповідає традиційній кубічній параболі. Швидше за все нахил пілонів був допущений при будівництві переходу.

5. Проведено аналітичне та чисельне за допомогою ПК "3D PipeMaster" моделювання впливу додаткового навантаження на перехід, яке викликане наявністю поршня з брудом. Розглядалися 2 випадки в залежності від защемлення катків на пілонах.

При защемлених катках та додатковому навантаженні 50 тс додаткові зусилля в вантах досягають 15 тс, а загальні напруження становлять 400 МПа, що лише в два рази менше за межу міцності. При цьому додаткові напруження в трубі сягають 200 МПа, а додаткові напруження в пілонах 40 МПа. Такий великий рівень напружень свідчить про те, що за такого навантаження в трубі можливі пластичні деформації.

При вільних катках та додатковому навантаженні 50 тс додаткові зусилля в вантах досягають 12 тс, а загальні напруження становлять 340 МПа. При цьому додаткові напруження в пілонах сягають 120 МПа. Такий великий рівень напружень свідчить про те, що за такого навантаження в пілоні можливі пластичні деформації.

Отриманий рівень напружень в трубі та вантах свідчить про те, що додаткове навантаження на перехід не може перевищувати 40 тс.

6. Проведено аналіз зміни напружено-деформованого стану трубопроводу під час руху внутрішньотрубного поршня. Показано, що при русі поршня по трубі можливе виникнення додаткових переміщень в горизонтальній площині, які треба погасити. Виникнення додаткових горизонтальних переміщень може супроводжуватися динамічними ефектами, в результаті яких напруження в вітрових розтяжках значно збільшаться. В разі розриву однієї вітрової розтяжки на трубу буде діяти зусилля принаймні в 1,5 тс, яке стримує розтяжка. Дія такого зусилля призведе до додаткового переміщення труби в напрямку кризису ще на 8 см.

Результатом проведеної роботи стали заходи, які були розроблені фахівцями УМГ «Львівтрансгаз» з метою підготовки згаданого переходу до ВТД, що на даний момент впроваджуються.

ЛІТЕРАТУРА

1. Новоселов В.Ф. Типовые расчеты при проектировании и эксплуатации газопроводов / В.Ф. Новоселов, А.И. Гольянов, Е.М. Муфтахов.-М.: Недра,1982.- 136 с.
2. щесоюзные нормы технологического проектирования. Магистральные газопроводы. Часть 1. Газопроводы: ОНТП 51-1-85.- [введены 1986.01.01].- М.: Мингазпром.- 221с.
3. бопровідний транспорт газу / [М.П. Ковалко, В.Я. Грудз, В.Б. Михалків та ін.]: за ред. М.П. Ковалка.- К.: АренаЕКО,2002.- 600 с.
4. А. Фролов, В.Ф. Новоселов –Учеб. Очистка полости действующих магистральных трубопроводов: Уфимский нефтяной институт 1989.- 349 с.
5. Положение по техническому обследованию и контролю за состоянием надземных переходов магистральных газопроводов: ВСН 39-1.10-003-2000 – М. ИРЦГП, 2000.
6. Моніторинг технічного стану МГ Івацевичі-Долина на ділянці вантового переходу через р. Дністер, 2-га нитка, 465,3-й км в процесі пропуску діагностичних поршнів / Технічний звіт, Асоціація "Надійність машин та споруд", Київ, 2000

УДК 681.5

Діктерук М.Г., Човнюк Ю.В.¹

ПЛАНУВАННЯ ЗГЛАДЖЕНИХ ТРАЄКТОРІЙ РУХУ БУДІВЕЛЬНИХ/ПРОМИСЛОВИХ РОБОТІВ (МАНІПУЛЯТОРІВ) У ПРОСТОРІ ПРИЄДНАНИХ ЗМІННИХ

АНОТАЦІЯ. Запропонований і обґрунтований спосіб (алгоритм) планування згладжених траєкторій руху будівельних/промислових роботів (маніпуляторів) у просторі приєднаних змінних, який базується на поліномах сьомого степеню по часовій координаті (t) й дозволяє уникати ефектів "биття" вказаних траєкторій (процесу руху).

Ключові слова: планування, згладжені траєкторії, будівельні (промислові) роботи, маніпулятори, приєднані змінні.

АННОТАЦИЯ. Предложен и обоснован способ (алгоритм) планирования сглаженных траекторий движения строительных/промышленных роботов (манипуляторов) в пространстве присоединенных переменных, который базируется на полиномах седьмой степени по временной координате (t) и позволяет избежать эффектов «биений» указанных траекторий (процесса движения).

Keywords: planning, smoothed out trajectories, (industrial) construction-works, manipulators, added variables.

SUMMARY. The method (algorithm) of planning of the smoothed out trajectories of motion of building/industrial robots (manipulators) is offered. It's based on the polynomials of seventh degree for a temporal coordinate. One may use then in the space of the added variables. Such approach allows to avoid the effects of "beatings" for the indicated trajectories (process of motion).

Key words: planning, smoothed out trajectories, building (industrial) robots (manipulators) added variables.

Постановка проблеми. Відомо [1-10], що у задачі вибору закону управління, який забезпечує рух будівельних/промислових роботів (маніпуляторів) впродовж деякої заданої траєкторії, перед початком руху вказаного маніпулятора важливо знати:

1) чи існують на його шляху які-небудь перепони?

маніпулятором розпадається на дві взаємно пов'язані підзадачі – вибір (планування) траєкторії та реалізація руху маніпулятора впродовж обраної траєкторії. Зазвичай спочатку розглядають різні способи планування траєкторій руху маніпулятора при відсутності перешкод на шляху руху. Вводять формалізм опису заданої траєкторії руху

Таблиця 1.

Типи управління будівельним/промисловим роботом (маніпулятором)

Наявність/відсутність обмежень на траєкторію руху маніпулятора	Перепони на шляху руху маніпулятора	
	Присутні	Відсутні
Наявні обмеження	Автономне планування траєкторії, що забезпечує обхід перепон, плюс регулювання руху впродовж обраної траєкторії у процесі роботи маніпулятора	Автономне планування траєкторії плюс регулювання руху впродовж обраної траєкторії у процесі роботи маніпулятора
Відсутність обмежень	Позиційне управління плюс виявлення та обхід перепон (перешкод) у процесі руху	Позиційне управління

2) чи накладаються будь-які обмеження на траєкторію захоплення.

У залежності від відповідей на ці два питання закон управління маніпулятором належить до одного з чотирьох типів, вказаних у таблиці 1.

З таблиці 1 видно, що задача управління

маніпулятора у вигляді послідовності точок простору, у яких задані положення маніпулятора, й просторової кривої, яка з'єднає ці точки. Криву, впродовж котрої захоплювач маніпулятора рухається з початкового положення у кінцеве, називають траєкторією захоплювача маніпулятора (ЗМ) .

¹ Діктерук М.Г., к.т.н., доцент, Київ. нац. ун-т буд. і арх.; Човнюк Ю.В., к.т.н., доцент, Національний університет біоресурсів і природокористування України.

Проблема полягає у розробці математичного апарату для вибору й опису бажаного руху маніпулятора між початковою й кінцевою точками траєкторії.

Сутність різних способів планування траєкторій руху маніпулятора зводиться до апроксимації чи інтерполяції обраної траєкторії поліномами деякого класу й до вибору деякої послідовності опорних точок, у яких здійснюють корекцію параметрів руху маніпулятора на шляху від початкової до кінцевої точки траєкторії. Початкова і кінцева точки траєкторії можуть бути задані у приєднаних, так і у декартових координатах [10]. Найчастіше використовують для цього декартові координати, оскільки у них зручніше задавати правильне положення ЗМ. Крім того, приєднані координати непридатні у якості робочої системи координат ще й тому, що вісі зчленувань більшості будівельних/промислових роботів (маніпуляторів) не ортогональні, внаслідок чого неможливий незалежний опис положення й орієнтації ЗМ. Якщо ж у початковій та кінцевій точках траєкторії необхідно знати приєднані координати, їх значення можна отримати за допомогою програми розв'язку зворотної (оберненої) задачі кінематики.

Як правило, траєкторія, яка з'єднує початкове положення ЗМ, не єдина. Можливе, наприклад, переміщення маніпулятора як вздовж прямої, що з'єднує початкову й кінцеву точки (прямолінійна траєкторія), так і вдовж деякої кривої, яка задовольняє низці обмежень на положення й орієнтацію ЗМ на початковій та кінцевій ділянках траєкторії (згладжена траєкторія). Щоб врахувати обмеження динаміки руху маніпулятора, слід

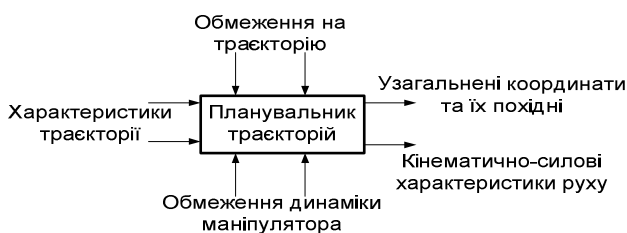


Рис 1. Блок-схема планувальника траєкторій руху ЗМ.

спочатку розглянути найбільш простий випадок планування траєкторій, які задовольняють деяким обмеженням на характер руху ЗМ.

За своїм змістом (сутністю) планувальник траєкторій можна розглядати як «чорний ящик» (рис.1). На вхід планувальника траєкторій подають деякі змінні, що характеризують накладені на траєкторію руху обмеження. Вихід – це задана у часі послідовність проміжних точок, у яких визначені у декартових чи приєднаних координатах положення, орієнтація, швидкість та прискорення ЗМ й через котрі маніпулятор повинен пройти на

шляху з початкової до кінцевої точки траєкторії. При плануванні траєкторій зазвичай застосовується один з двох наступних підходів.

Перший полягає у тому, що дослідник задає точний набір обмежень (наприклад, неперервність та гладкість) на положення, швидкість й прискорення узагальнених координат маніпулятора у деяких точках траєкторії (вказані точки зазвичай називають вузловими). Планувальник траєкторій після цього обирає з деякого класу функцій (як правило, серед багаточленів, степінь котрих не перевищує деяке задане число n) функцію, яка проходить через вузлові точки й задовольняє у них заданим обмеженням.

Другий підхід полягає у тому, що дослідник задає бажану траєкторію ЗМ у вигляді деякої аналітично описуваної функції, як, наприклад, прямолінійну траєкторію у декартових координатах. Планувальник потім здійснює апроксимацію заданої траєкторії у приєднаних чи декартових координатах.

У першому підході визначення обмежень і планування траєкторії здійснюють у приєднаних координатах. Оскільки на рух ЗМ ніяких обмежень не накладають, досліднику важко уявити траєкторію ЗМ, яка реалізується, і тому виникає можливість зіткнення з перешкодами, інформація про наявність котрих на шляху ЗМ відсутня. При другому підході обмеження задаються у декартових координатах, у той час як силові приводи реалізують зміну приєднаних координат. Тому для знаходження траєкторії, що досить точно апроксимує задану, за допомогою наближених функціональних перетворень переходять від обмежень, заданих у декартових координатах, до обмежень, заданих у приєднаних координатах, тільки після цього відшукують серед функцій заданого класу траєкторію, яка задовольняє обмеженням, що виражаються у приєднаних координатах.

Вказані вище два підходи до планування траєкторій маніпулятора можна було б використати для ефективного (практично у реальному часі) конструювання (побудови) послідовностей вузлових точок траєкторій ЗМ. Однак задана у часі послідовність векторів $\{\vec{q}(t), \dot{\vec{q}}(t), \ddot{\vec{q}}(t)\}$ у просторі приєднаних змінних формується без врахування обмежень динаміки маніпулятора, що може призвести до виникнення значних помилок відслідковування при управлінні маніпулятором. (Тут $\vec{q}(t)$ – вектор узагальнених координат, що залежать від часу t ; $\dot{\vec{q}}(t)$ – вектор швидкостей узагальнених координат; $\ddot{\vec{q}}(t)$ – вектор прискорень узагальнених координат).

Аналіз публікацій по темі дослідження. Планування траєкторій руху маніпуляторів (промислових, будівельних роботів) розглянуто у роботах [1-10]. Методи опису прямолінійного руху між послідовними вузловими точками викладені у [11-13].

У загальному випадку планування траєкторій у декартових координатах полягає у реалізації двох послідовних кроків: 1) формування послідовності вузлових точок у декартовому просторі, розміщених вповдовж запланованої траєкторії ЗМ; 2) вибір деякого класу функцій, що описують (апроксимують) ділянки траєкторії між вузловими точками у відповідності з деяким критерієм. Критерій, який використовується на другому кроці, обирається, як правило, із врахуванням алгоритмів, котрі застосовуються потім для управління задля того, щоб гарантувати можливість руху вздовж обраної траєкторії. Існує два основних підходи до планування траєкторії у декартовому просторі. У першому з них більшість обчислень, оптимізація траєкторій і наступне регулювання руху здійснюються у декартових координатах. Зокрема, керуючий сигнал, який подається на привод, обчислюється за розбіжністю між поточним й заданим положеннями ЗМ у декартовому просторі. Вузлові точки на заданій прямолінійній траєкторії у декартовому просторі обчислюються через фіксовані інтервали часу. Обчислення значень приєднаних координат у цих точках здійснюють у процесі управління рухом ЗМ. Другий підхід полягає у апроксимації проміжних ділянок траєкторії у декартовому просторі приєднаних змінних, отриманими у результаті інтерполяції траєкторії між сусідніми вузловими точками поліномами низького степеня. Регулювання руху у цьому підході здійснюється на рівні приєднаних змінних. Керуючий сигнал, який подається на привод, обчислюється за розбіжністю між поточним й заданим положеннями маніпулятора у просторі приєднаних координат. Запропонований Тейлором [13] метод побудови траєкторій з обмеженими відхиленнями й розроблений Ліном метод опису траєкторій кубічними сплайнами [14] використовують апроксимацію прямолінійної траєкторії поліномами низького степеня у просторі приєднаних змінних.

Перший з наведених вище підходів до планування траєкторій у декартовому просторі дозволяє забезпечити високу точність руху вповдовж заданої траєкторії. Однак усі відомі алгоритми управління рухом будуються із врахуванням відсутності датчиків, що вимірюють положення ЗМ у декартовому просторі, у просторі приєднаних змінних. Це призводить до необхідності здійснювати перетворення декартових координат ЗМ у вектор приєднаних координат маніпулятора у процесі руху – задача, яка вимагає великої кількості обчислень й до того ж нерідко така, що збільшує термін управління маніпулятором. Крім того, перехід від декартових до приєднаних координат погано обумовлений завдяки відсутності взаємно-однозначної відповідності між цими координатами. У подальшому щодо траєкторії (неперервність, гладкість, граничні умови) формулюються у декартових координатах, у той час як обмеження динаміки, які необхідно враховувати на етапі планування траєкторії, задаються у про-

сторі приєднаних змінних. У результаті необхідно вирішувати задачу оптимізації з обмеженнями, заданими у різних системах координат.

Перераховані вище недоліки першого підходу призводять до того, що більш широко використовується другий підхід, заснований на перетворенні декартових координат вузлових точок у відповідні приєднані координати з наступним проведенням інтерполяції у просторі приєднаних змінних поліномами низького степеня. Цей підхід забезпечує менші (у порівнянні з першим) обчислювальні витрати часу й полегшує врахування обмежень динаміки маніпулятора. Однак точність руху вздовж заданої у декартовому просторі траєкторії при цьому знижується.

Мета роботи полягає у обґрунтуванні алгоритму планування згладжених траєкторій руху ЗМ у просторі приєднаних змінних, який для опису руху його i -го зчленування використовує поліном високого степеня (сьомого).

Виклад основного змісту дослідження. *Планування згладжених траєкторій руху будівельного/промислового робота (маніпулятора) у просторі приєднаних змінних.*

При управлінні маніпулятором (цей термін буде у подальшому вживатись у тексті роботи як узагальнюючий), перш ніж почати планувати траєкторії руху, необхідно визначити конфігурації маніпулятора у початковій та кінцевій точках траєкторії. Планування згладжених траєкторій у просторі приєднаних змінних слід здійснювати із врахуванням наступних міркувань [15]:

1. У момент підйому об'єкту маніпулювання рух ЗМ повинен бути спрямований від об'єкту; у протилежному випадку може відбутись зіткнення ЗМ з поверхнею, на якій розміщений об'єкт.
2. Якщо задати точку відходу на нормалі до поверхні, яка проходить через початкове положення ЗМ, на котрій розміщений об'єкт, й вимагати, щоб траєкторія руху ЗМ проходила через цю точку, тоді буде заданий припустимий рух відходу. Задаючи час, за який ЗМ попадає у цю точку, можна керувати швидкістю руху ЗМ на початковій ділянці (ділянка відходу).
3. Аналогічні умови можна сформулювати для ділянки підходу до заданого кінцевого положення: ЗМ повинен пройти через точку підходу, яка розміщена на нормалі до поверхні, що проходить через кінцеве положення ЗМ, й на котру повинен бути розміщений об'єкт маніпулювання. Це забезпечить правильний напрям руху на кінцевій ділянці траєкторії (ділянка підходу).
4. З наведеного вище випливає, що будь-яка траєкторія руху маніпулятора повинна проходити через чотири задані точки: початкову точку, точку відходу, точку підходу й кінцеву точку (рис. 2).
5. На траєкторію руху накладаються умови:

- а) початкова точка: задані швидкість і прискорення (зазвичай нульові);
 - б) точка відходу: неперервність положення швидкості й прискорення;
 - в) точка підходу: те ж саме, що й для точки відходу;
 - г) кінцева точка: задані швидкість та прискорення (зазвичай нульові).
6. Значення приєднаних координат повинні знаходитись у межах фізичних та геометричних обмежень кожного із зчленувань маніпулятора.
7. При визначенні часу руху необхідно враховувати наступне:
- а) термін проходження початкового й кінцевого елементів (ділянок) шляху/траєкторії об-

рається із врахуванням необхідної швидкості підходу й відходу ЗМ й представляє собою деяку константу, яка залежить від характеристик силових приводів зчленувань;

б) час руху вдовж ділянки траєкторії визначається максимальними значеннями приєднаних швидкостей і прискорень кожного із зчленувань. Для нормування використовується максимальний час, необхідний для проходження цієї ділянки траєкторії найбільш повільним зчленуванням.

Умови, яким повинна задовольняти типова згладжена траєкторія у просторі приєднаних змінних, перераховані у таблиці 2.

Таблиця 2.

Обмеження на траєкторію у просторі приєднаних змінних

Точка траєкторії руху маніпулятора	Задані граничні умови у точці
Початкова точка	1. Положення (задане). 2. Швидкість (задана; зазвичай нульова). 3. Прискорення (задане; зазвичай, нульове).
Проміжні точки	4. Положення у точці відходу (задане). 5. Положення у точці відходу (змінюється безперервно при переході між послідовними ділянками траєкторії). 6. Швидкість (змінюється безперервно при переході між послідовними ділянками траєкторії). 7. Прискорення (змінюється безперервно при переході між послідовними ділянками траєкторії). 8. Положення у точці підходу (задане). 9. Положення у точці підходу (змінюється безперервно при переході між послідовними ділянками траєкторії). 10. Швидкість (змінюється безперервно при переході між послідовними ділянками траєкторії). 11. Прискорення (змінюється безперервно при переході між послідовними ділянками траєкторії).
Кінцева точка	12. Положення (задане). 13. Швидкість (задана; зазвичай нульова). 14. Прискорення (задане; зазвичай, нульове).

Слід обрати деякий клас поліноміальних функцій степеня не вище n , які дозволяють здійснювати інтерполяцію траєкторії за заданими вузловими

Один із способів полягає у тому, щоб описати рух i -го зчленування поліномом сьомого степеня:

$$q_i(t) = a_7 t^7 + a_6 t^6 + a_5 t^5 + a_4 t^4 + a_3 t^3 + a_2 t^2 + a_1 t + a_0, \quad (1)$$

у якому наведені коефіцієнти a_j , $(0,1,...,7)$ визначаються із заданих граничних умов й умов неперервності.

Слід зазначити, що на думку авторів [10], використання поліному такого високого степеня (сьомого) (1) призводить до цілої низки недоліків. Зокрема, важко визначити його екстремальні значення. Крім того, інтерполяція поліномами високого степеня призводить до появи «биття» інтерполюючої функції, котре обумовлює непотрібні (і, навіть, шкідливі) рухи маніпулятора. Тому автори [10] пропонують альтернативний підхід, який полягає у тому, щоб розбити траєкторію руху на декілька ділянок й кожну з цих ділянок інтерполювати поліномом низького степеня. (Існує, до речі, багато різноманітних способів розбиття траєкторії на ділянки, кожний з котрих має переваги й недоліки. Найбільш розповсюджені наступні способи [10]: 4-3-4 – траєкторії; 3-5-3 – траєкторії; кубічні сплайни,

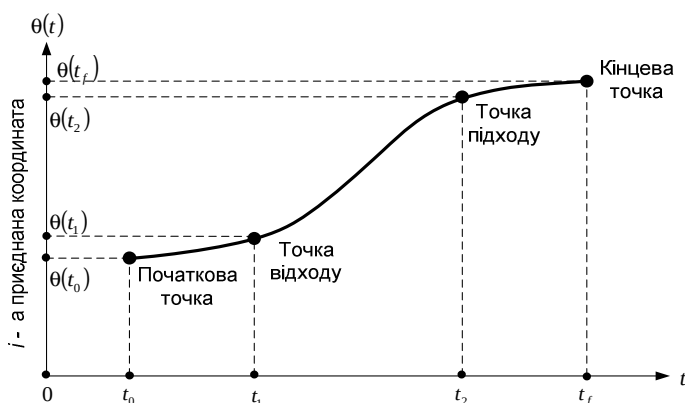


Рис. 2. Обмеження щодо положення траєкторії у просторі приєднаних змінних.

точками (початкова точка, точка відходу, точка підходу, кінцева точка), що забезпечує виконання умов неперервності положення, швидкості й прискорення на усьому інтервалі часу $[t_0, t_f]$.

які використовуються при розбитті траєкторії на п'ять ділянок).

Автори даної роботи обґрунтовують використання саме поліномів (1), які логічно впливають з необхідних умов (рівняння Ейлера-Пуассона) існування критерію мінімуму квадрату четвертої похідної від узагальненої q_j – ої координати по часу t :

$$J = \int_0^{t_f} \{q_j^{(IV)}\}^2 \rightarrow \min. \quad (2)$$

Саме такий критерій руху маніпулятора забезпечує необхідну гладкість руху (траєкторії) у всіх точках (початковій, кінцевій, проміжних).

Константи a_i , $i = (0, 1, \dots, 7)$ у (1) визначаємо з наступних умов:

$$\begin{aligned} q_j|_{t=0} = \dot{q}_j|_{t=0} = \ddot{q}_j|_{t=0} = \ddot{\ddot{q}}_j|_{t=0} = 0; \\ q_j|_{t=t_f} = q_{jf}; \quad \dot{q}_j|_{t=t_f} = \dot{q}_j|_{t=t_f} = \ddot{q}_j|_{t=t_f} = \ddot{\ddot{q}}_j|_{t=t_f} = 0. \end{aligned} \quad (3)$$

Рівняння Ейлера-Пуассона для умови (2) має вид:

$$q_j^{(VIII)} = 0. \quad (4)$$

Розв'язок (4) відшукуємо у вигляді (1) по t . З початкових/граничних (крайових) умов (3) легко знаходимо:

$$\begin{cases} a_0 = a_1 = a_2 = a_3 = 0; \quad a_4 = \left(\frac{427}{953}\right) \frac{q_{jf}}{t_f^4}; \\ a_5 = \left(-\frac{84}{953}\right) \frac{q_{jf}}{t_f^5}; \quad a_6 = \left(\frac{854}{953}\right) \frac{q_{jf}}{t_f^6}; \\ a_7 = \left(-\frac{244}{953}\right) \frac{q_{jf}}{t_f^7}. \end{cases} \quad (5)$$

Таким чином, закон руху $q_j(t)$, що задовольняє критерію якості руху (2) за заданих граничних умов (3) набуває такого виду:

$$q_i(t) = \frac{q_{jf}}{953} \left\{ \begin{aligned} & -244 \left(\frac{t}{t_f}\right)^7 + 854 \left(\frac{t}{t_f}\right)^6 - \\ & -84 \left(\frac{t}{t_f}\right)^5 + 427 \left(\frac{t}{t_f}\right)^4 \end{aligned} \right\}. \quad (6)$$

Саме закон руху $q_j(t)$ – ої координати маніпулятора (6) забезпечує необхідну гладкість траєкторії у її точках (початковій, кінцевій, проміжних).

Висновки

1. Наведений опис руху j – го зчленування маніпулятора (робота) промислового/будівельного типу, який дозволяє запланувати необхідну траєкторію вказаного руху з певним (достатнім) ступенем її гладкості, а саме – поліномом сьомого степеню по t .
2. Екстремальні значення такого поліному легко знаходити за правилами вищої математики, а інтерполяція траєкторії руху маніпулятора таким чином дозволяє позбутися негативних ефектів «биття» інтерполюючої рух (траєкторію руху) функції (в усіх точках цього руху).
3. Отримані у роботі результати можуть у подальшому слугувати для вдосконалення й уточнення існуючих алгоритмів розрахунку планувальника траєкторій руху ЗМ, промислових/будівельних роботів як на стадіях їх конструювання/проектування, так і у режимах реальної експлуатації.

Література

1. Робототехника и гибкие производственные системы: Проблемы создания гибких автоматизированных производств./ Под ред. академиков И.М. Макарова, К.В. Фролова, чл.-корр. АН СССР П.Н. Беянина. – М.: Наука, 1987.
2. Научные основы робототехники. / Под ред. чл.-корр. АН СССР Д.Е. Охочимского и чл.-корр. АН СССР Е.М. Попова. – М.: Наука, 1987.
3. Попов Е.П. Манипуляционные роботы: Динамика и алгоритмы. / Е.П. Попов, А.Ф. Верещанин, С.Л. Зенкевич. – М.: Наука, 1978.
4. Медведев В.С. Системы управления манипуляционных роботов./ В.С. Медведев, А.Г. Лесков, А.С. Ющенко. – М.: Наука, 1978.
5. Кулешов В.С. Динамика систем управления манипуляторами. / В.С. Кулешов, Н.А. Лакота. – М.Ж Энергия, 1971.
6. Промышленная робототехника. / Под ред. Я. А. Шифрина. – М.: Машиностроение, 1983.
7. Пашков Е.В. Робототехнические системы в сборочном производстве. / Е.В. Пашков, Б.В. Погорелов, А.Г. Карлов и др. – К.: Вища школа, 1987.
8. Костюк В.И. Промышленные роботы: Конструирование, управление, эксплуатация. / В.И. Костюк, А.П., А.П. Гавриш, Л.С. Ямпольский, А.Г. Карлов. – К.: Вища школа, 1985.
9. Чернаусько Ф.Л. Манипуляционные роботы: Динамика, управление, оптимизация. / Ф.Л. Чернаусько, Н.Н. Болотник, В.Г. Градецкий. – М.: Наука, 1989.
10. Фу К. Робототехника. / К.Фу, Р.Гонсалес, К.Ли. – М.: Мир, 1989. – 624 с.

11. Luh J.Y.S. Optimum Path Planning for Mechanical Manipulators. / J.Y.S.Luh, C.S. Lin // Transactions of ASME. Dynamic Systems, Measurement and Control. – 1981. – V. 102. – P.142-151.
12. Paul R.P. Manipulator Cartesian Path Control. / R.P. Paul //IEEE Transactions. Systems, Manual Cybernetics/ SMC – 9.– 1979. – No. 11. – P.702 – 711.
13. Taylor R.H. Planning and Execution of Straight Line Manipulator Trajectories. / R.H. Taylor // IBM J. Res Devel. – 1973. – V.23. – No. 4. – P. 424 – 436.
14. Lin C.S. Formulation and Optimization of Cubic Polynomial Joint Trajectories for Industrial Robots. / C.S. Lin, P.R. Chang, J.Y.S. Luh //IEEE Transactions on Automatic Control. – 1983. – Vol. AC – 28. – No. 12. – P. 1066-1073.
15. Paul R.P. Modeling, Trajectory Calculation and Servoing of a Computer Controlled Arm./ R.P. Paul. – Memo AIM – 177; Stanford Artificial Intelligence Laboratory, Palo Alto, Calif. 1972.

УДК 621.3.07

Вітюк М.В., Матоліков Д.П., Немчук О.О.¹

МЕТОД АНАЛІЗУ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМ АВТОМАТИЗАЦІЇ ПРИВОДІВ ПЕРЕВАНТАЖУВАЧІВ НА ОСНОВІ МІР СХОЖОСТІ

Анотація. У статті досліджується вживаність мір схожості до рішення задач аналізу і оптимізації систем підйомно-транспортних машин на прикладі системи автоматизації приводу механізму пересування. Пропонується алгоритм обробки експериментальних даних, підібрані міри схожості, які дозволяють отримати найефективніші рішення поставлених задач. Міра схожості являє собою функцію, що ставить у відповідність кожній парі об'єктів деяке число, що характеризує ступінь їх схожості між собою. Таким чином, міра схожості виступає інструментом угруповання, вимірювання зв'язку і автоматичної класифікації.

Ключові слова: привід перевантажувачів, система автоматизації, міри схожості, коефіцієнти подібності, аналіз, оптимізація.

Аннотация. В статье исследуется применение мер сходства к решению задач анализа и оптимизации систем подъемно-транспортных машин на примере системы автоматизации привода механизма передвижения. Предлагается алгоритм обработки экспериментальных данных, подобраны меры сходства, позволяющие получить наиболее эффективные решения поставленных задач. Мера сходства представляет собой функцию, ставящую в соответствие каждой паре объектов некоторое число, характеризующее степень их сходства между собой. Таким образом, мера сходства выступает инструментом группировки, измерения связи и автоматической классификации.

Ключевые слова: привод перегружателей, система автоматизации, меры сходства, коэффициенты подобия, анализ, оптимизация.

Annotation. In this article we investigate the applicability of similarity measures to solving problems of analysis and optimization of lifting-transporting machines systems on the example of the movement mechanism drive automation system. We propose an algorithm data processing, chosen measure of similarity, which give the most effective solution of tasks. Similarity measure is a function associating with each pair of objects a certain number that characterizes the degree of similarity between them. Thus, similarity measure is the instrument of groupment, measuring of communication and automatic classification.

Keywords: drive of cranes, system of automation, similarity measures, similarity coefficients, analysis, optimization.

Вступ. Для рішення сучасних технічних завдань залучається велика кількість факторів: інженерних, технологічних, економічних, а також людський фактор. Для забезпечення комплексного підходу необхідно використовувати нові методи, що оперують багатоозначковим простором. Найбільш суттєвою в даному випадку є парадигма мір схожості: «подібні за структурою об'єкти

володіють подібними характеристиками». Міра схожості являє собою функцію, яка ставить у відповідність кожній парі об'єктів деяке число, що характеризує ступінь їх схожості між собою. Аналіз дослідів та публікацій показав, що міри схожості використовуються в дослідженні технічних систем, як інструмент угруповання, вимірювання зв'язку і автоматичної класифікації. Розробка ав-

¹ Вітюк М.В., к.ф.-м.н, професор; Матоліков Д.П., асистент; Немчук О.О., к.т.н., доцент
Одеський національний морський університет.

томатизованих систем підтримки прийняття рішень з використанням елементів штучного інтелекту вимагає надійних систем аналізу та порівняння інформації баз даних. Подібні системи створюються для різних областей: транспорт [1], енергетика [2], нафтохімія, машинобудування [3, 4, 5, 6, 7, 8, 9]. В розглянутих роботах для пошуку в базі даних найближчого за описом об'єкту (прецеденту) використовуються деякі з мір схожості. Ці дослідження показують доцільність та ефективність такого методу для порівняння даних, що складаються з формалізованого опису стану об'єкту у багатовимірному ознаковому просторі.

Мета дослідження. В даному дослідженні ми також звертаємось до мір схожості. Метою дослідження був пошук достатньо практичних з точки зору розрахунків засобів вирішення задач не тільки аналізу, але й оптимізації параметрів систем підйомно-транспортних машин. Отримані результати повинні мати можливість наглядного відображення для безпосереднього візуального розуміння та полегшення прийняття рішень. Саме для демонстрації вирішення задачі оптимізації у якості об'єкту дослідження була обрана система автоматизації синхронізації руху візків механізму пересування перевантажувача для стабілізації перекосу його конструкції.

Проводилися комп'ютерні експерименти з використанням імітаційної моделі системи. Актуальність застосування імітаційного моделювання в дослідженні складної системи такого роду зумовлена рядом особливостей цього підходу. В даному дослідженні найважливішими з них були можливість контролювати умови експерименту та швидкість отримання даних.

Була створена імітаційна модель пересування перевантажувача з запрограмованою різницею швидкості опор; в модель вмонтовано блок імітації роботи системи синхронізації руху опор. Досліджена імітаційна модель має високий рівень деталізації усіх процесів, що засновується на програмуванні технічних даних реальних компонентів системи (датчиків, логічних контролерів, приводів візків механізму пересування).

Автоматична система синхронізації руху, що досліджується, складається із запрограмованого контролеру, що отримує сигнали від органів управління пересуванням перевантажувача та системи лазерних далекомірів. Лазерні далекомі-

ри встановлюються на опорах перевантажувача та визначають відстань до спільного фіксованого рівня. Система отримує показання датчиків, порівнює їх значення, обчислює значення перекосу. Потім розраховується поправка по швидкості перевантажувача, яка необхідна для збільшення інтенсивності усунення перекосу на малих швидкостях руху. Обчислюється поправочний коефіцієнт, значення якого залежать від значень перекосу. Контролер корегує завдання швидкості для кожної опори окремо за допомогою частотного керування. Система визначає випереджаючу опору та подає сигнал для її гальмування; швидкість опори знижується пропорційно поправочному коефіцієнту. Завдане значення швидкості опори, що відстає, залишається без зміни і дорівнює заданій кранівником швидкості руху перевантажувача. Швидкість випереджаючої опори задається заниженою відносно швидкості, заданої кранівником, на значення поправочного коефіцієнту (відносно максимального значення в одиницю). Поправочний коефіцієнт швидкості руху опор K нелінійно змінюється в залежності від кількох параметрів: коефіцієнту впливу корегування на систему K_{KOR} , що зберігає постійне значення під час роботи системи але може задаватися попередньо у межах від 0 до 1; заданої кранівником швидкості руху перевантажувача V (Рис. 1.); значення перекосу крану dL (відносного відставання опор) (Рис. 1.). Емпіричним шляхом поправочний коефіцієнт K ми обмежили значенням 0,9. Найбільший вплив на поведінку системи має зміна значення коефіцієнту впливу корегування на систему K_{KOR} . Комп'ютерний експеримент полягав в отриманні параметрів коливань величини перекосу при зміні коефіцієнту впливу K_{KOR} в алгоритмі регулювання (Рис. 2.). Кожен експеримент проводився при однаковому значенні початкового перекосу конструкції перевантажувача на трьох рівнях швидкості руху виконавчих механізмів та при зміні коефіцієнту впливу з встановленим шагом від мінімального (0,2) до максимального (0,9). Під час експерименту фіксувалися параметри коливання значення перекосу до затухання коливань. Додатково проводилися експерименти для отримання параметрів коливань при проміжних значеннях коефіцієнту впливу ($K_{KOR} = 0,37$ та $K_{KOR} = 0,63$).

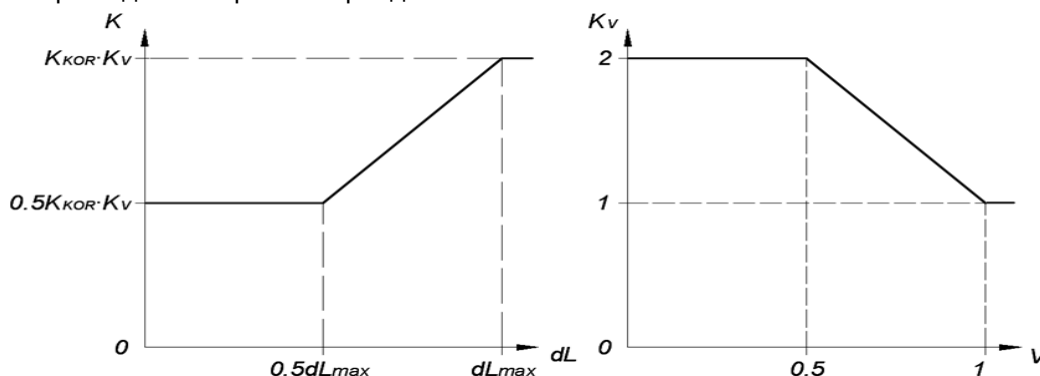
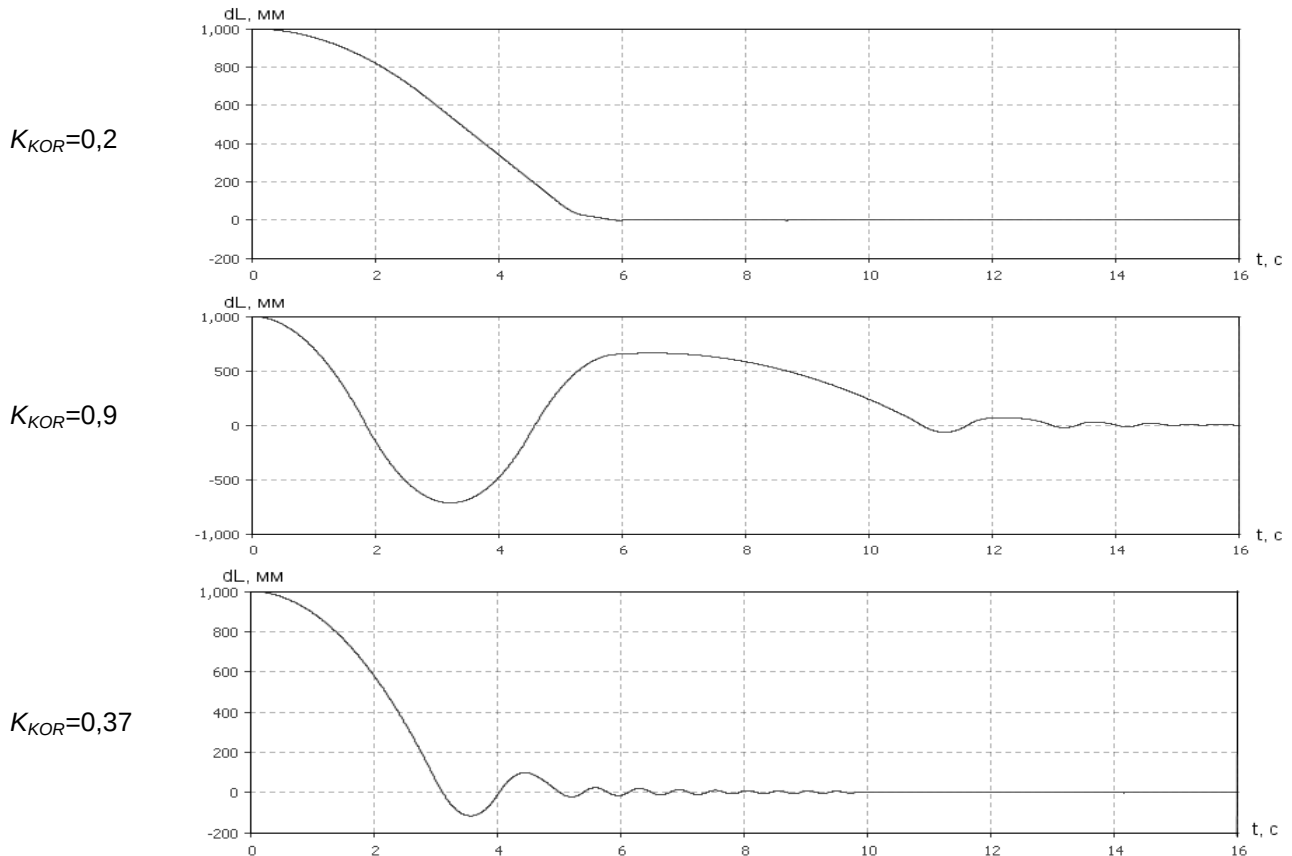


Рис. 1. Залежність поправочного коефіцієнту швидкості руху опор K .Рис. 2. Коливання значення перекосу перевантажувача під час роботи системи з різними значеннями коефіцієнту впливу корегування на систему K_{KOR} (швидкість руху максимальна).

Подальшою метою було знайти точні значення цих проміжних коефіцієнтів шляхом використання методів мір схожості в порівнянні параметрів систем.

Отримані експериментальні дані були проаналізовані з використанням різних мір схожості. Базовий перелік мір був позичений з джерела [10]. Були відібрані міри, що дають можливість найбільш точно визначити значення коефіцієнту впливу (тобто основної внутрішньої характеристики стану системи) під час порівняння параметрів коливань (тобто зовнішніх характеристик системи) при проміжних та встановлених значеннях.

Найчастіше на практиці використовуються три типи мір схожості [10]:

1. Коефіцієнти зв'язку (кореляції);
2. Показники відстані в метричному просторі;
3. Коефіцієнти подібності.

До аналізу були обрані такі параметри системи: кількість піків до затухання коливань, час затухання, амплітуди коливань, час досягнення піків та зміни знаку величини перекосу. Аналіз проводився по параметрам перших трьох повних коливань.

Аналіз параметрів коливань за допомогою коефіцієнту кореляції за Пірсоном виявляє абсолютну кореляцію величини першого пікового пе-

рекосу при максимальній швидкості руху від коефіцієнту впливу K_{KOR} (Рис. 3.).

Навіть при лінійній інтерполяції сусідніх значень цього графіку середня відносна похибка при визначенні коефіцієнтів впливу складає лише 2,4%.

Для проведення аналізу із використанням показників відстані та коефіцієнтів подібності усі експериментальні значення були подрібнені на деякі діапазони. На цих діапазонах складається багатовимірний ознаковий простір. Об'єкт характеризується даною ознакою, якщо задовольняє умові «значення даного параметру менше або дорівнює деякій величині у межах заданого діапазону». Ця умова перевіряється для кожного діапазону усіх параметрів. Надалі в розрахунках приймається до уваги лише наявність, або відсутність тієї чи іншої ознаки.

При порівнянні декількох підходів до виділення діапазонів був обраний підхід, при якому межі діапазонів співпадають із значеннями параметру, що дробиться, при різних значеннях коефіцієнту впливу K_{KOR} .

Усі порівняння ведуться відносно системи з найменшим значенням коефіцієнту впливу $K_{KOR} = 0,2$. При значеннях коефіцієнту впливу менших за цей швидкодія системи суттєво знижується.

Показник відстані в метричному просторі за Хеммінгом дає середню відносну похибку в ме-

жах 5,3%. Відстань за Хеммінгом визначається, як сума модулів різниць відповідних ознак, що являє собою загальну кількість неспівпадаючих при порівнянні ознак [10, с 35].

Найбільшою точністю відрізняються результати, отримані за коефіцієнтом Рао [1, с 33], (Рис. 4.). Середня відносна похибка при визначенні значень коефіцієнтів впливу цим методом складає 2,4%. Досить високу точність результатів (середня похибка 3,7%) дає коефіцієнт Дейка [10, с 33] (Рис. 5.). Загалом більшість коефіцієнтів, що ґрунтуються на кількості збігів наявності ознак в порівнюваних системах, дають досить точні результати. Наступним етапом дослідження було визначення оптимального коефіцієнту впливу, що надавав би системі найкраще збалансовані властивості (найменші амплітуди коливань та час їх гасіння). Для цього проводилося порівняння характеристик, отриманих експериментально, з ідеалізованими характеристиками з метою підібрати міру схожості, що визначала би значення коефіцієнту впливу, при якому усі параметри системи наближалися би до ідеальних.

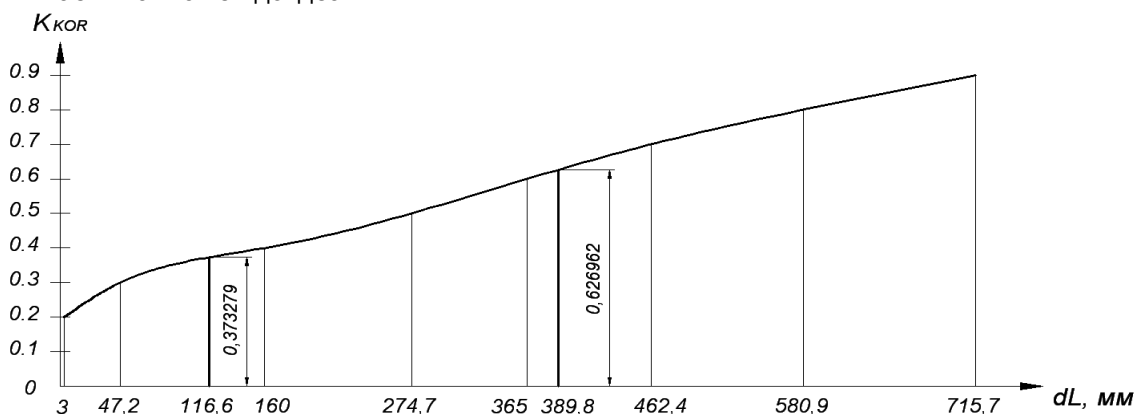


Рис. 3. Залежність величини першого пікового перекосу при максимальній швидкості руху від коефіцієнту впливу K_{KOR} .

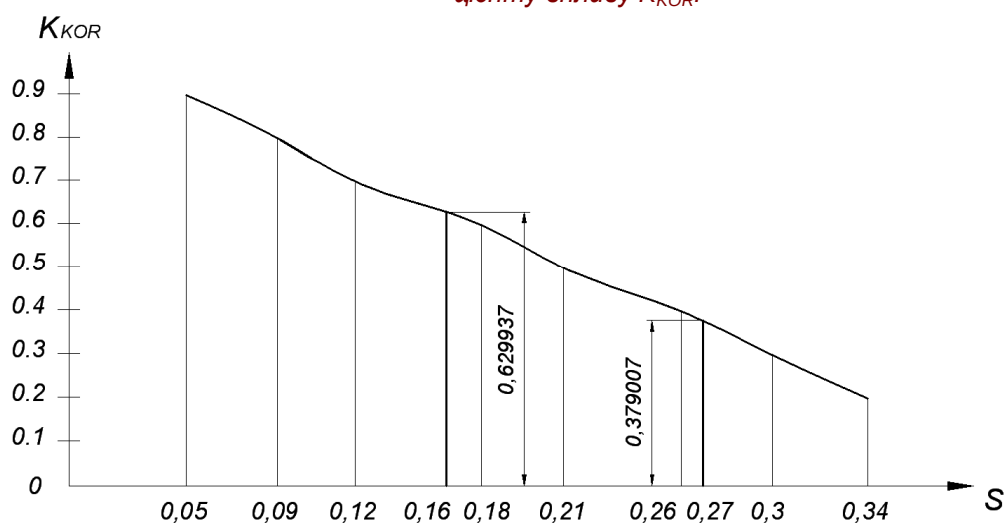


Рис. 4. Залежність коефіцієнту Рао від значення коефіцієнту впливу K_{KOR} .

Оптимальність отриманих параметрів була перевірена на імітаційній моделі системи. Отримані експериментальні дані зведені до табл. 1.

У цьому випадку залежність лише одного параметру (наприклад, значення величини першого пікового перекосу при максимальній швидкості руху) від значення коефіцієнту впливу K_{KOR} (Рис. 3.) не дає можливості визначити параметри системи для мінімізації амплітуд коливань та часу їх гасіння.

Задача оптимізації є задачею аналізу багатовимірної системи, тому відповідно необхідно використовувати показники відстані в метричному просторі або коефіцієнти подібності. Але використання коефіцієнтів подібності Рао та Дейка, що показали найменші похибки в попередній задачі, дають два значення, що суттєво відрізняються. Коефіцієнт подібності Рао ідеальної системи відносно системи з мінімальним значенням коефіцієнту впливу ($K_{KOR} = 0,2$) дорівнює 0,32;

коефіцієнт Дейка – 0,59; відповідні значення коефіцієнту впливу отримані за допомогою залежностей (Рис. 4, Рис. 5) $K_{KOR} = 0,25$ та $K_{KOR} = 0,42$.

Перевірка показала, що система із значенням коефіцієнту впливу $K_{KOR} = 0,25$ веде себе найкраще на швидкостях руху близьких до максимальної, тоді як система із значенням $K_{KOR} =$

0,42 відрізняється високою швидкістю та майже не залежить від швидкостей руху. При цьому система із значенням коефіцієнту впливу $K_{KOR} = 0,42$ допускає набагато більші перекося конструкції. Приймаючи до уваги те, що високі швидкості руху переважають в робочому циклі перевантажува-

чів, робимо висновок про доцільність оптимізації параметрів такого роду автоматизованих систем за коефіцієнтом Рао. Подальше зниження значення коефіцієнту впливу призводить до значного зниження швидкості системи і погіршення результатів синхронізації.

Таблиця 1.

Порівняння параметрів систем автоматизації, оптимізованих різними методами

Параметр	Система із $K_{KOR} = 0,25$	Система із $K_{KOR} = 0,42$
Швидкість максимальна $V = V_{max}$		
1. Кількість піків більших за 5 мм	2	6
2. Час затухання коливань до рівня нижче за 5 мм, с	5,3	8,3
3. Кількість піків більших за 80 мм	0	0
4. Час затухання коливань до рівня нижче за 80 мм, с	4,0	5,1
5. Найбільший пік коливань, мм	15,5	206,9
Швидкість $V = 0,7V_{max}$		
1. Кількість піків більших за 5 мм	3	5
2. Час затухання коливань до рівня нижче за 5 мм, с	5,3	7,7
3. Кількість піків більших за 80 мм	0	2
4. Час затухання коливань до рівня нижче за 80 мм, с	3,3	4,6
5. Найбільший пік коливань, мм	31,1	238,3
Швидкість $V = 0,1V_{max}$		
1. Кількість піків більших за 5 мм	0	0
2. Час затухання коливань до рівня нижче за 5 мм, с	12,6	6,9
3. Кількість піків більших за 80 мм	0	0
4. Час затухання коливань до рівня нижче за 80 мм, с	10,9	6,1
5. Найбільший пік коливань, мм	1,4	2,5

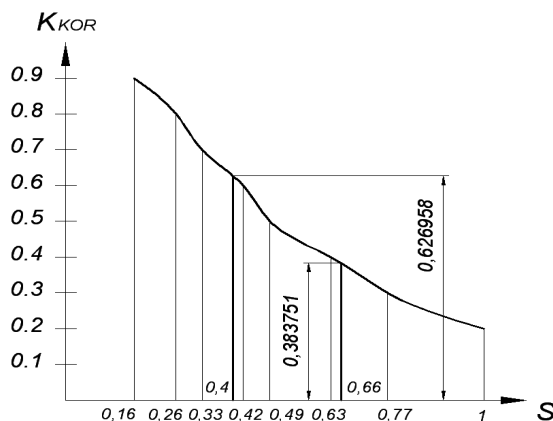


Рис. 5. Залежність коефіцієнту Дейка від значення коефіцієнту впливу K_{KOR} .

Підсумком дослідження стало складання алгоритму аналізу та оптимізації параметрів систем автоматизації приводів перевантажувачів, який складається з наступних етапів:

1. Проводиться експериментальне дослідження параметрів системи при заданих її станах. Достатня кількість різних станів та досліджуваних параметрів системи забезпечують високу точність подальшого порівняння. Отримуються

значення параметрів системи в стані, який аналізується. Складається ідеалізований стан з ідеалізованими значеннями параметрів для проведення процедури оптимізації.

2. Кожне отримане значення параметру дробиться на діапазони, межі яких співпадають із значенням цього параметру при різних станах системи. На цих діапазонах складається багатовимірний ознаковий простір. Об'єкт характеризується даною ознакою, якщо задовольняє умові «значення даного параметру менше або дорівнює деякій величині у межах заданого діапазону». Ця умова перевіряється для кожного діапазону усіх параметрів. Надалі в розрахунках приймається до уваги лише наявність, або відсутність тієї чи іншої ознаки.

3. Проводиться розрахунок коефіцієнту подібності Рао усіх станів об'єкту відносно стану, що відповідає кращому вирішенню задачі. Для цього послідовно визначається відношення кількості збігів наявності ознак між парами досліджуваних станів до загальної кількості ознак порівняння.

4. Будується графічна залежність коефіцієнту подібності Рао від параметру, що найбільш вагомо впливає на стан системи. Визначення шу-

каних значень параметрів проводиться через ефіцієнту подібності Рао. графічну залежність за відомими значеннями ко-

Висновки

Встановлена придатність використання мір схожості для рішення задач аналізу і оптимізації систем підйомно-транспортних машин на прикладі системи автоматизації приводу механізму пересування. Пропонується алгоритм обробки експериментальних даних та використання підібраних мір схожості, який дозволяє отримати найефективніші рішення поставлених задач.

Література

1. Жернаков С.В. Базы знаний прецедентов активных экспертных систем для процесса мониторинга параметров авиационного двигателя // Автоматизация и современные технологии. – 2003.–№ 2.
2. Варшавский П.Р., Еремеев А.П. Поиск решения на основе структурной аналогии для интеллектуальных систем поддержки принятия решений // Изв. РАН. ТиСУ. – 2005. – № 1. – С.97-109.
3. Берман А.Ф., Николайчук О.А., Павлов А.И., Юрин А.Ю. Использование прецедентов для обоснования мероприятий по предотвращению отказов механических систем // Тр. XI Национальной конф. по искусственному интеллекту с междунар. участием (КИИ-08). Дубна, 2008 г. – М.: Ленанд, 2008. – Т. 2. – С. 106-113.
4. Берман А.Ф., Бычков И.В., Николайчук О.А. Моделирование и информационные технологии исследования технического состояния уникальных механических систем // Тр. IV Междунар. Евразийского симп. по проблемам прочности материалов и машин для регионов холодного климата (EURASTRENCOLD-2008). Пленарные доклады. Якутск, 23-27 июня 2008 г. – Якутск: Изд-во ЯНЦ СО РАН, 2008. – С. 79-90.
5. Берман А.Ф., Николайчук О.А., Юрин А.Ю. Прецедентный подход для обеспечения безопасности технических систем // Тр. Междунар. науч.-техн. конф. "Интеллектуальные системы" (AIS'08) и "Интеллектуальные САПР" (CAD-2008). Дивноморское, 3-10 сентября 2008 г. – Науч. изд. в 4-х т. – М.: Физматлит, 2008. – Т. 3. – С. 322-328.
6. Берман А.Ф., Николайчук О.А., Юрин А.Ю. Прецедентный подход для определения причин изменения технического состояния машин (конструкций) // Труды Международных научно-технических конференций «Интеллектуальные системы» (IEEE AIS'07) и «Интеллектуальные САПР» (CAD-2007), Дивноморское, 3-9 сентября, 2007 г. В 3 т. – М.: Физматлит, 2007. – Т.1. – С.265-270.
7. Берман А.Ф., Николайчук О.А., Павлов А.И., Юрин А.Ю. Интеллектуальная система поддержки принятия решений при определении причин отказов и аварий в нефтехимической промышленности // Автоматизация в промышленности. – 2006, №6. – С.15-17.
8. Николайчук О.А., Юрин А.Ю. Применение прецедентного подхода для автоматизированной идентификации технического состояния деталей механических систем // Автоматизация и современные технологии. – 2009, №5. – С.3-12.
9. Николайчук О.А. Обеспечение безопасности технических систем на основе прецедентного подхода // Тр. XVI Междунар. конф. "Проблемы управления безопасностью сложных систем". – М.: ИПУ РАН, 2008. – С. 15-17.
10. Елисеева И.И., Рукавишников В.О. Группировка, корреляция, распознавание образов (Статистические методы классификации и измерения связей). – М.: Статистика, 1977. – 144 С.

УДК 53.03

Клапченко В.І., Пономаренко С.М.¹

КОРПУСКУЛЯРНО-КІНЕТИЧНА МОДЕЛЬ ФЛУКТУАЦІЙ ФІЗИЧНОГО ВАКУУМУ

АНОТАЦІЯ. Продовжено розвиток корпускулярно-кінетичної моделі механічного руху. На основі найпростіших уявлень про фізичний вакуум розглянуто питання про спектр його флуктуацій. Показано, що спектр флуктуацій фізичного вакууму має вигляд спектру теплового випромінювання з відповідною флуктуаційною температурою.

АННОТАЦИЯ. Продолжено развитие корпускулярно-кинетической модели механического движения. На основе самых простых представлений о физическом вакууме рассмотрен вопрос о спектре его флуктуаций. Показано, что спектр флуктуаций физического вакуума имеет вид спектра теплового излучения с соответствующей флуктуационной температурой.

ABSTRACT. Development of corpuscular-kinetic model of mechanical motion is continued. On the basis of the simplest ideas about a physical vacuum a question is considered about the spectrum of his fluctuations. It is shown that the spectrum of fluctuations of physical vacuum has the appearance of spectrum of thermal radiation with a corresponding fluctuation temperature.

Вступ. Ймовірнісна інтерпретація механічного руху [1,2] сформувала початкове уявлення про фізичний вакуум: це величезна (фактично необмежена) множина універсальних структурних елементів з певною масою m_{0el} та статистично визначеною швидкістю $V_{0el}=c_0$. При цьому кожна частинка речовини (електрон, протон, нейтрон і т.п.), світло (фотон), також складені з цих же універсальних елементів. Тобто, матеріальний світ є ідентичним за складом, але різним за структурною організацією, про яку ймовірнісна інтерпретація уявлення не дає.

В даній роботі продовжено формування корпускулярно-кінетичної моделі механічного руху. Конкретною задачею роботи є поглиблення уявлень про фізичний вакуум та можливі процеси в ньому, зокрема про флуктуації фізичного вакууму. Це питання має і самостійне значення для вирішення проблем квантової електродинаміки [3].

Про зв'язність універсальних елементів. Спробуємо отримати додаткові уявлення про структурну організацію універсальних елементів фізичного вакууму з допомогою наступних міркувань. В першу чергу, необхідно відмовитись від найпростішого уявлення про фізичний вакуум як аналога класичного ідеального газу, тобто, своєрідного газового хаосу фундаментальних структурних елементів. Воно підсвідомо формується тим, що швидкість структурних елементів c_0 визначена як статистична характеристика множини цих елементів. Нагадаємо, що і в МКТ уявлення про хаотичний тепловий рух молекул залишаються в силі, навіть якщо ми переходимо до конденсованих станів речовини, тобто, в умовах, коли виникає жорсткий зв'язок між молекулами.

Ми ще довго не матимемо можливості моделювати взаємодію між універсальними структурними елементами, але існує багато причин, що вказують на необхідність відмови від моделі незв'язних універсальних елементів. На це вказує стабільність мас спокою елементарних частинок, жорстка когерентність при розповсюдженні світла в вакуумі, та й, врешті решт, наші нинішні уявлення про фізичний вакуум: з точки зору квантової теорії поля фізичний вакуум є найнижчим енергетичним станом квантованих полів, зокрема електромагнітного [4]. Бо для моделі фізичного вакууму в вигляді незв'язних структур (фундаментального газу) повна енергія була б, фактично, нескінченною.

Дійсно, вона була б рівною величині $m_{0el}c_0^2$, помноженій на повну кількість елементів. Тобто, у всякому випадку, була б максимально можливою для тієї кількості структурних елементів, що утворюють фізичний вакуум. Крім того, на сьогодні ми допускаємо, що попри найнижчий енергетичний стан, фізичний вакуум здатний до флуктуацій. Зокрема до народження електронно-позитронних пар чи віртуальних фотонів. На цьому базується успішність застосування квантової електродинаміки [4]. Але що тоді представляли б собою флуктуації на фоні величезного хаосу?

Найпростіше явище, яке безпосередньо вказує на зв'язність універсальних елементів фізичного вакууму є формування та розповсюдження в ньому фотона. Для появи фотона в фізичному вакуумі необхідно внесення певної порції енергії. Це еквівалентно відхиленню стану фізичного вакууму від нульового (незбуреного), на величину

¹ Клапченко В.І., доцент; Пономаренко С.М., доцент. Київський національний університет будівництва і архітектури.

$$W_i = \frac{hc_0}{\lambda_i}. \quad (1)$$

Тоді характеристику λ_i можна розглядати як довжину зв'язної, певним чином організованої групи структурних елементів *того ж фізичного вакууму*. При відсутності внесеної енергії по (1), таке формування також можливе (віртуальний фотон), але воно так же швидко зникає, як і появляється.

Виходячи з (1), робимо висновок, що чим меншою за просторовою протяжністю є зв'язна упорядкована група елементів (фотон), тим більшої енергії це вимагає. Тоді справедливим буде і таке твердження: забезпечити нульовий (незбурений) стан фізичного вакууму можна лише тоді, коли *всі його структурні елементи утворюють нескінченно довгі зв'язні групи фотоподібного типу з нескінченною протяжністю $\lambda_i \rightarrow \infty$* . Це своєрідний конфайнмент структурної організації.

В нашому всесвіті ці лінійні групи мають природну межу (природне просторове квантування) – діаметр D всесвіту. Враховуючи орієнтовну величину $D \sim 4 \cdot 10^{26}$ м [5], та підставивши в (1), отримуємо $W_0 \approx 4 \cdot 10^{-52}$ Дж для кожного такого зв'язного угруповання елементів. Всі, без винятків, структурні елементи фізичного вакууму організовані в аналогічні протяжні групи і мають однакову енергію. Враховуючи, що такі зв'язні упорядковані групи є фотоподібними, їх можна віднести до класу бозонів. Тоді фізичний вакуум є бозе-конденсатом таких упорядкованих структур, і знаходиться він в найнижчому енергетичному стані (рівень бозе-конденсації W_0), який близький до нуля.

Таким чином, остаточні уявлення про фізичний вакуум матимемо такі. По перше, це величезна ізотропна множина ідентичних універсальних елементів. По друге, незбурений стан фізичного вакууму утворюють зв'язні упорядковані лінійні групи універсальних елементів фотоподібного виду, що пронизують весь всесвіт, тобто, мають характерну довжину D . По третє, зв'язні упорядковані структури елементів, що утворюють фізичний вакуум, є складовими бозівського типу, що мають однакову енергію W_0 і утворюють своєрідний бозе-конденсат. Повна енергія такого бозе-конденсату є величезною, в той час як стан фізичного вакууму, фактично, нульовий.

Тобто, фізичний вакуум є *морем не проявленої енергії, або морем прихованої маси*. Будь-яка порція енергії набуває еквівалентної їй маси за рахунок залучення та специфічного упорядкування зв'язних структур фізичного вакууму.

Насамкінець, можна прийти до висновку про те, що універсальні структурні елементи мають, як мінімум, хоч один лінійний розмір. Для нашого розгляду цей розмір не має значення, але для визначеності виберемо його рівним планківській довжині L_{Pl} :

$$L_{Pl} = \sqrt{\frac{\gamma \hbar}{c^3}} = 1,6 \cdot 10^{-35} \text{ м}, \quad (2)$$

обґрунтування чого буде надано пізніше.

Отримана уточнена корпускулярно-кінетична модель фізичного вакууму дозволяє поставити в досить загальній формі питання про флуктуації фізичного вакууму та їх можливий спектр.

Флуктуаційна здатність фізичних систем. Задачу про флуктуації в фізичному вакуумі розділимо на два етапи. На першому розглянемо загальну статистичну задачу про флуктуаційну здатність будь-яких фізичних систем *тотожних частинок*. Додатковою умовою в задачі про флуктуації є *нерозрізненість початкового стану частинок за енергією*. Флуктуаційну здатність визначатимемо як термодинамічну ймовірність стану системи елементів при її штучній дискретизації по просторовим чи кутовим елементам. В загальному вигляді таку задачу можна поставити лише для класичних частинок (принципово розрізненних) та бозонів (принципово нерозрізненних). Для ферміонів така загальна постановка не можлива, тому що можуть виникати обмеження на довільний спосіб дискретизації та заборони на розміщення частинок в фазових комірах.

На другому етапі застосуємо результати визначення флуктуаційної здатності до конкретної системи (фізичного вакууму) з урахуванням тих обмежень, які виникають при подібному умовному подрібненню системи тотожних елементів. Тобто, для використання результатів першого етапу потрібно впевнитись, що обмежень на спосіб дискретизації не виникає, як і обмежень на способи розміщення елементів по фазовим комірам. І єдиними обмеженнями є енергетичні.

Зауважимо, що вперше задачу про флуктуаційну здатність системи тотожних та нерозрізненних за енергією елементів було поставлено, вирішено на фізичних та комп'ютерних моделях, та знайдено статистичне обґрунтування для числових розрахунків в [6]. Там було показано, що подібні системи потенційно схильні до флуктуацій. Навіть більше того, такі системи нерозрізненних за енергією елементів не можуть мати рівномірного просторового чи кутового розподілу – такий стан для них є недосяжним. Приведемо найпростіший приклад з цієї роботи та формули для відповідних розрахунків.

В табл. 1 приведені розрахунки статистичних множників термодинамічних ймовірностей та відносних ймовірностей різних розподілів системи з $N=4$ елементів по $m=4$ просторових комірах. Для такої малої кількості елементів всі типи можливих макророзподілів легко перерахувати – їх всього 5. Першим в таблиці приведений рівномірний просторовий розподіл, п'ятим – самий нерівномірний.

Таблиця 1.

Розрахунок статистичних множників для макророзподілів елементів в класичній та квантовій статистиках при $N=m=4$.

Номер розподілу	Макророзподіли	Відносне відхилення від рівномірного	Статистичні множники			Відносна ймовірність в класичному випадку		Відносна ймовірність для бозе-частинок
						Розрахунок	Комп'ютерний експеримент	
j		$\Delta N / \langle N \rangle$	G_j	F_j	$G_j \cdot F_j$	$G_j \cdot F_j / \Omega$		$F_j / \Sigma F_j$
1	1,1,1,1	0	24	1	24	0.09	0.0903	0.03
2	2,1,1,0	0.7	12	12	144	0.56	0.5614	0.34
3	2,2,0,0	1.0	6	6	36	0.14	0.1413	0.17
4	3,1,0,0	1.2	4	12	48	0.19	0.1897	0.34
5	4,0,0,0	1.7	1	4	4	0.02	0.0172	0.12
Ω					256			
ΣF_j					35			

Повний набір статистичних множників, за якими розраховувалась ймовірність макророзподілів, визначена для класичних частинок. Наприклад, для молекулярної системи:

$$\Omega_{\text{жкл}} = G_j F_j, \quad (3)$$

де G_j - больцманівський множник для розрізнених частинок

$$G_j = \frac{N!}{N_1! \dots N_m!}, \quad (4)$$

а F_j - кратність даного макророзподілу

$$F_j = \frac{m!}{k_1! \dots k_m!}. \quad (5)$$

В (5) літерами k_i позначені кратності заселеностей комірок. Наприклад, якщо $N_1=N_2$, $N_3=N_4$, то $k_1=2$, $k_2=0$, $k_3=2$, $k_4=0$.

Для системи, складеної з елементів, що підкоряються статистиці Бозе-Ейнштейна, всі статистичні множники $G_j \equiv 1$ (елементи нерозрізненні). В цьому випадку термодинамічна ймовірність макророзподілів визначається лише статистичним множником F_j :

$$\Omega_{\text{жкв}} = F_j = \frac{m!}{k_1! \dots k_m!}. \quad (6)$$

А відносне відхилення нерівномірного розподілу від рівномірного визначали так:

$$\frac{\Delta N}{\langle N \rangle} = \frac{1}{\langle N \rangle} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (N_i - \langle N \rangle)^2}{n}}. \quad (7)$$

Порівняння розрахунків за формулами (3)-(7) з результатами комп'ютерного моделювання для випадку класичних частинок приведено в колонці «Комп'ютерний експеримент» табл. 1. Ми бачимо хорошу кореляцію результатів роз-

рахунків та комп'ютерного експерименту. Тобто, приведений приклад підтверджує потенційну здатність подібних систем до флуктуацій.

Найбільш імовірні флуктуації. Скористаємось результатами першого етапу безпосередньо для моделі фізичного вакууму. Тобто, нашою системою тотожних та нерозрізнених за енергією частинок буде підмножина зв'язаних ідентичних універсальних елементів, що утворюють в фізичному вакуумі лінійні структури довжиною D . Кількість таких елементів в лінійній структурі є велике число $N_D = D/L_{Pl} \approx 2.5 \cdot 10^{61}$, так що обмежень на штучну дискретизацію аж до мішального розміру L_{Pl} не виникне. Крім того, штучна дискретизація передбачає отримання укорочених упорядкованих структур елементів, які в фізичному вакуумі за фізичним змістом є фотонами, тобто, бозонами. Тому обмежень на способи заповнення фазових комірок теж не повинні виникати.

Спробуємо сформулювати статистичну задачу про найбільш імовірні флуктуації фізичного вакууму. Для цього, відповідно до загальної постановки задач про флуктуаційну здатність, введемо штучне подрібнення лінійної структури елементів фізичного вакууму довжиною D зразу на m кусків довільної довжини. Звичайно, спонтанна одночасна дискретизація такого типу - неможлива. А тому запропонований прийом є процедурою штучного квантування лінійних неперервних структур. Тобто, матимемо висхідні параметри нашої модельної задачі такими. Повна кількість елементів

$$N_D = \frac{D}{L_{Pl}}, \quad (8)$$

середня довжина випадкової просторової флуктуації

$$\langle \lambda \rangle = \frac{D}{m} = \langle N_i \rangle L_{pl}, \quad (9)$$

протяжність структур випадкових флуктуацій

$$\lambda_i = N_i \cdot L_{pl}, \quad (10)$$

причому, повна довжина випадкових флуктуацій задовольняє умову

$$D = \sum_{i=1}^m \lambda_i = L_{pl} \sum_{i=1}^m N_i = m \langle N_i \rangle L_{pl}, \quad (11)$$

та додаткову умову, що ні одна з цих довжин ніколи не буде рівною нулеві:

$$\lambda_i \neq 0. \quad (12)$$

Тоді повну ймовірність виникнення такої штучної дискретизації визначимо так:

$$\Omega = \sum_{j=1}^K F_j \cdot \exp \left\{ - \sum_{i=1}^m \frac{hc_0}{\lambda_i k T_f} \right\} = \sum_{j=1}^K F_j \cdot \exp \left\{ - \frac{hc_0}{k T_f} \sum_{i=1}^m \frac{1}{\lambda_i} \right\}, \quad (13)$$

де сума статистичних множників (5), взята по всім можливим макророзподілах K , враховує флуктуаційну здатність системи, а експоненціальний множник враховує зниження ймовірності при появі коротких флуктуацій. Наявність суми в показнику експоненти якраз і обумовлена штучною дискретизацією, тобто, враховує одночасну появу m квантів.

Крім того, (13) необхідно піддати статистичному усередненню, зв'язаному з тим, що можливі *будь-які випадкові* розподіли, а не лише один даний випадковий розподіл. Будемо вважати, що (13) вже містить подібне усереднення. Введення флуктуаційної температури є виправданим тим, що ймовірність по (13) не є необмеженою, а має максимум. Всі статистичні розподіли з максимумом допускають введення характеристичної температури (або її аналога – дисперсії [7]).

Спробуємо ввести в (13) спрощення. Зокрема так:

$$\sum_{j=1}^K F_j = m! \sum_{j=1}^K \frac{1}{k_1! \dots k_m!} \approx m!. \quad (14)$$

Це спрощення враховує, що всі члени під знаком суми

$$\sum_{j=1}^K \frac{1}{k_1! \dots k_m!} \quad (15)$$

значно менші одиниці, за винятком одного, коли всі кратності заселеностей комірок дорівнюють одиниці ($k_1=1, \dots, k_m=1$). Але такий макророзподіл може взагалі не реалізуватись. Тому заміна по (14) дає завжди завищену ймовірність, яку врахувати безпосередньо тут важко.

Стосовно суми в показнику експоненти (13). Якби всі $\lambda_i = \langle \lambda \rangle$, то

$$\sum_{i=1}^m \frac{1}{\lambda_i} = \frac{m}{\langle \lambda \rangle}. \quad (16)$$

Врахування випадкових відхилень довжин флуктуацій від найбільш імовірної λ_{mp} , яка є дуже близькою до середньої $\langle \lambda \rangle \sim \lambda_{mp}$, дозволяє записати:

$$\sum_{i=1}^m \frac{1}{\lambda_i} = \frac{m\eta}{\lambda_{mp}}, \quad (17)$$

де враховано, що в сумі обернених величин значно більший внесок довжин хвиль, які менші найбільш імовірної $\lambda_i < \lambda_{mp}$. Параметр $\eta > 1$, залежить від виду розподілу випадкових величин λ_i , для типових розподілів випадкових величин [7] можна вибрати $\eta=3$.

Враховуючи введені спрощення, приведемо (13) до вигляду:

$$\Omega = m! \cdot \exp \left\{ - \frac{hc_0 m^2 \eta}{k T_\phi D} \right\}. \quad (18)$$

Прологарифмувавши його, отримаємо:

$$\ln \Omega = \frac{m(\ln m - 1)}{a} - \frac{hc_0 m^2 \eta}{k T_f D}. \quad (19)$$

В (19) числовим множником a введено корекцію на завищення ймовірності, якщо використано спрощення типу (14). Для множника a можливі значення від 3 до 10. Для знаходження максимуму проведемо диференціювання (19) по довільному параметру дискретизації m та прирівняємо похідну до нуля. Врешті решт, маємо:

$$\ln m_{\max} = \frac{2hc_0 m \eta a}{k T_f D} = \frac{2hc_0 \eta a}{k T_f \lambda_n}, \quad (20)$$

або

$$T_f \lambda_n = \frac{2hc_0 \eta a}{k \ln m_{\max}} = \text{const} \approx (1,35 \dots 4,5) \cdot 10^{-3}. \quad (21)$$

Перше, що кидається в вічі, це те, що співвідношення для визначення найбільш імовірної довжини хвилі флуктуацій фізичного вакууму має вигляд закону зміщення Віна для спектру АЧТ. Більше того, константа Віна $\epsilon = 2,9 \cdot 10^{-3}$ мК попадає в діапазон невизначеності констант нашої моделі. З цього ми робимо висновок: *якщо найбільш імовірні довжини хвиль в спектрі флуктуацій фізичного вакууму задовольняють умову максимуму для спектру теплового випромінювання, то сам спектр повинен описуватись формулою Планка для спектру АЧТ.*

Спонтанні, провокативні та вимушені флуктуації фізичного вакууму. Залежно від умов, при яких знаходиться фізичний вакуум, потрібно розділяти випадки, коли цей спектр формується спонтанно, коли провокується, а коли є вимушеним. Зокрема при відсутності будь-яких тіл та полів (порожній всесвіт, незбурений вакуум) можливі тільки *спонтанні* флуктуації електромагнітного поля. Їх можна називати нульовими коливаннями фізичного вакууму. Процедура формування спектру нульових коливань така. Якщо в даній області фізичного вакууму виникла випа-

дкова флуктуація, яка має об'ємну густину енергії w_v , то вона формує локальну флуктуаційну температуру

$$\langle w_v \rangle = \frac{4\sigma T_f^4}{c_0}. \quad (22)$$

Тоді спектр нульових коливань в даній області буде відповідати спектру теплового випромінювання з даною флуктуаційною температурою. В різних областях фізичного вакууму флуктуаційна температура буде іншою. Тобто, флуктуаційна температура сама стає статистичним параметром, і тоді можна ставити задачу про найбільш імовірну температуру та про найбільш імовірний спектр, який їй відповідає.

Але ставити таку задачу не має резону. Справа в тому, що за час існування та розвитку нашого всесвіту випромінювання всіх матеріальних об'єктів сформувало в фізичному вакуумі середню об'ємну густину енергії з ефективною температурою $T_r=2,7$ К:

$$\langle w_v \rangle = \frac{4\sigma T_r^4}{c_0}. \quad (23)$$

Тобто, ми не можемо спостерігати спонтанних флуктуацій незбуреного вакууму (тобто нульових коливань), бо наявне випромінювання нав'язує флуктуаційну температуру T_r та *вимушує* мати спектр, що відповідає цій температурі. Підкреслимо, що вимушені (нав'язані) флуктуації фізичного вакууму не є нульовими коливаннями, а є реальним тепловим випромінюванням з температурою T_r , яке можна реєструвати.

Фонове (або реліктове) випромінювання не тільки зареєстроване, але й досить детально вивчене. Той факт, що реліктове випромінювання представляє собою вимушені флуктуації фізичного вакууму, дає повне право вважати його абсолютною системою відліку. Тобто, будь-яке відхилення від ізотропності реліктового випромінювання означає (з урахуванням ефекту Допплера) наявність переміщення системи спостереження відносно фізичного вакууму. Крім того, реліктове випромінювання слід було б називати *сьогоднішнім* тепловим випромінюванням фізичного вакууму, тому що воно відбувається, практично, в момент реєстрації.

Проте в більшості випадків *вимушені флуктуації* фізичного вакууму ми називаємо просто тепловим випромінюванням. Тобто, та частина фізичного вакууму, що оточена розігрітою оболонкою (тілом) має флуктуаційну температуру, що співпадає з температурою тіла:

$$T_f = T \quad (24)$$

Тому зовсім не випадково спектр теплового випромінювання АЧТ ні від яких геометрич-

них, механічних, оптичних, хімічних і інших властивостей тіл не залежить! Це перестає бути дивним лише тоді, коли припустити, що він формується не тілом, а фізичним вакуумом. Лише тоді стає зрозумілим, чому він, фактично, суцільний, ізотропний, з випадковими фазами та площинами поляризації.

І нарешті, про *провокативні* флуктуації фізичного вакууму. Це спонтанні коливання фізичного вакууму, тобто, флуктуації, які не випромінюються, зсув у спектрі яких спровокований додатковою поляризацією фізичного вакууму. Вони виникають в областях з сильними електростатичними чи магнітними полями. Власне якраз додаткова енергія одиниці об'єму поляризованого фізичного вакууму і є тим провокатором, що зміщує частоти. Спектр флуктуацій при цьому зберігається тепловим з флуктуаційною температурою, яка є локальною ефективною температурою, що визначається умовою:

$$\frac{\epsilon_0 E^2}{2} = \frac{\mu_0 H^2}{2} = \frac{4\sigma T_f^4}{c_0}. \quad (25)$$

Наприклад, в електричному полі заряду, в точці, де напруженість поля досягає значень 10^{17} В/м, ефективна флуктуаційна температура надзвичайно висока $T_f=10^9 T_r$. А довжина хвилі спектру флуктуаційних нульових коливань, на яку припадає максимум в спектрі, дорівнює:

$$\lambda_{mp} = \frac{b}{10^9 T_r} \approx 10^{-12} \text{ м}. \quad (26)$$

Такі дивні умови виникають в безпосередньому оточенні електрона. Зрозуміло тепер, що в цих умовах є висока ймовірність не тільки появи потужних віртуальних фотонів, а й утворення віртуальних електронно-позитронних пар. Зрозуміло і те, чому фізично обґрунтованим обмеженням спектру флуктуаційних коливань фізичного вакууму з боку малих довжин хвиль Вельтон [8] вважав комптонівську довжину хвилі, яка для електрона рівна $2,4 \cdot 10^{-12}$ м.

Висновок. Таким чином, спектр флуктуацій фізичного вакууму має універсальний характер, він завжди є спектром теплового випромінювання з відповідною флуктуаційною температурою, визначеною одним з виразів (22)-(25):

$$w_v(\lambda) = \frac{8\pi hc}{\lambda^5} \frac{1}{\exp(hc / \lambda k T_f) - 1}. \quad (27)$$

При цьому спонтанних флуктуацій незбуреного фізичного вакууму в розвинутому всесвіті спостерігати неможливо, вимушені флуктуації є тепловим випромінюванням, провокативні флуктуації є нульовими коливаннями в області поляризованого вакууму.

Література

1. Клапченко В.І., Тесля Ю.М. Ймовірнісна інтерпретація механічного руху. /Klapchenko, V.I. Teslya, Y.N. Probabilistic interpretation of mechanical motion. (<http://arxiv.org/find/all/1/all:+klapchenko/0/1/0/all/0/1>).
2. Клапченко В.І. Корпускулярно-кінетична модель механічного руху.
3. Бете Г. Квантовая механика. – М.: Мир, 1965. – 333 с.
4. Фейнман Р. Квантовая электродинамика. – Н.: ИО НМФИ, 1998. – 216 с.
5. Зельдович Я. Б., Новиков И.Д. Строение и эволюция вселенной. –М.: Наука, 1975. – 736 с.
6. Клапченко В.І. Перколяционный квантовый релятивистский мир. – К.: Випол, 1999. – 122 с.
7. Гихман И.И., Скороход А.В., Ядренко М.И. Теория вероятностей и математическая статистика. – К.: Вища школа, 1979. – 408 с.
8. Вельтон Т. Некоторые наблюдаемые эффекты, обусловленные квантово-механическими флуктуациями электромагнитного поля. /В сб. « Вопросы причинности в квантовой механике» - М.: Инлит, 1965/ - с. 269-288.

ТЕОРІЯ І ПРАКТИКА БУДІВНИЦТВА

Науково-технічний журнал

Випуск 7

Адреса редакції:

03037, м. Київ,
Просп. Повітрофлотський, 31,
тел.: 241-5447, тел./факс: 252-4214

Формат 60х84/8.

Наклад 300. Папір офсетний. Ум.-др. арк. 4,1.

Надруковано в “МП Леся”.

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру
суб’єктів видавничої справи серія ДК № 892 від 08.04.2002.

“МП Леся”

03148, Київ, а/с 115.

Тел./факс: + 38 050 469 7485, 407 6197

E-mail: lesya@ukrpost.net