Науково-технічний журнал

Свідоцтво про державну реєстрацію
КВ №1250 від 17.02.95 р.

Теорія і практика будівництва

№12, 2013

Засновники:
Українська академія наук,
Київський національний університет будівництва і архітектури

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.;
Єсипенко 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.

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

ЗМІСТ:

Назаренко І.І., Шаляпіна Т.С.
Дослідження рівня надійності засобів механізації в умовах їх реального використання.....3

Батлук В. А., Романцов Е.В., Мірус О.Л.
Математична модель процесу очищення запиленого потоку в пиловловлювачі нової конструкції.....6

Емельянова И.А., Анищенко А.И.
Некоторые особенности рассчета бетоносмесителя гравитационно-принудительного действия.....12

Голубничий В. А., Голубничий Г.А.
Сучасні суперпластифікатори для монолітного бетону будівель і споруд.....15

Черненко К.В.
Впровадження і перспективи розвитку методів піднімання великорозмірних блоків покриттів вантажопідйомними крокуючими модулями.....18

Мусійко В.Д., Вощак Ю. В.
Визначення силового навантаження робочого обладнання машини для підкопування ґрунту під трубопроводом.....21

Басараб В.А.
Дослідження динаміки електромагнітної ударно-вібраційної установки для ущільнення бетонних сумішей.....24

Коваль А. Б.
Визначення моменту опору розвороту гусеничної універсальної землерийної машини.....29

Косминський І.В.
Перспективи використання водня, як палива для транспортних засобів.....33

Назаренко І.І., Міщук Є.О.
Дослідження динамічних параметрів вібраційної щокової дробарки.....36

© Теорія і практика будівництва, 2013

Ємельянова І.А., Шевченко В.Ю., Коротков Ю.Ю.
Технологічні комплекти обладнання для приготування фібробетонних сумішей.....41

Запривода А.В., Ручинський М.М.
Дослідження основних характеристик процесу формування горизонтальних поверхонь вібраційним робочим органом.....44

Лесько В.І.
Моделі надійності гідроприводів будівельних машин.....48

Жигилій С.М., Пісковий С.С.
Вплив на загальну динамічну дію механічного відцентрового збуджувача коливань параметрів його дебалансу.....52

Клапченко В. І.
Про матеріальність гравітаційного поля, принцип Маха та темну матерію.....56

УДК 339.03.

Назаренко І.І., Шаляпіна Т.С.[1]

ДОСЛІДЖЕННЯ РІВНЯ НАДІЙНОСТІ ЗАСОБІВ МЕХАНІЗАЦІЇ В УМОВАХ ЇХ РЕАЛЬНОГО ВИКОРИСТАННЯ

АНОТАЦІЯ. Стаття присвячена визначенню рівня надійності комплекту засобів механізації на основі критерію максимального прибутку для технології укладання бетонної суміші в опалубку.

Ключові слова: надійність, критерій максимального прибутку, бетонна суміш.

АННОТАЦИЯ. Статья посвящена определению уровня надежности комплекта средств механизации на основе критерия максимальной прибыли для технологии укладки бетонной смеси в опалубку.

Ключевые слова: надежность, критей максимальной прибыли, бетонная смесь.

ANNOTATION. The article is devoted to the determination of the reliability of a set of mechanization based on the criterion of maximum profit to deal with technology of concrete mix laying in the formwork.

Key words: reliability, criterion of maximum profit, concrete mix.

Актуальність проблеми. Ефективність використання засобів механізації залежить від низки параметрів і критеріїв, які визначають характер її експлуатації [13]. Тому пошук визначення критеріїв є актуальною задачею. Одним із напрямків такого підходу є критерій, за яким оцінювати економічну ефективність машини варто як відношення результату її діяльності до витрат ресурсів.

Мета статті – визначення рівня надійності комплекту засобів механізації на прикладі технології укладання бетонної суміші в опалубки.

Методика та результати досліджень. Для визначення оптимального значення рівня підготовки засобів механізації (ЗМ), її надійності, приймається такий показник, як максимум прибутку від експлуатації машини [2]:

$$\Pi(t) = \mathrm{B}(t) - \sum_{i=1}^{n} Z(t), \qquad (1)$$

де $\mathrm{B}(t)$ - виручка, грн.;

$\sum_{i=1}^{n} Z(t)$ - витрати, грн.

$$\sum_{i=1} Z(t) = Z_{\text{п}} + Z_{\text{зм}} + Z_{\text{пр}}. \qquad (2)$$

Тут: $Z_{\text{п}}$ - постійні витрати, грн.;

$Z_{\text{зм}}$ - змінні витрати, грн.;

$Z_{\text{пр}}$ - збиток від простою техніки, грн.

Основний дохід будівельна організація, що володіє будівельною технікою, отримує за рахунок підрядних робіт або надання послуг з надання машин будівельним організаціям в оренду. Величина виручки визначається сумою виробництва оплачуваною напрацювання $\mathrm{T_i}(t)$ кожної машини за розрахунковий період на ціну машино-години $\mathrm{Ц_i}$, тобто сумою виручки від експлуатації окремих машин [3].

Такий спосіб ускладнює визначення величини виручки в майбутньому, так як напрацювання машини є величиною невідомою, багато в чому носить імовірнісний характер. До того ж, при експлуатації комплектів механізації на результат роботи впливає надійність окремих машин, що входять у комплект [2]. Вартість застосування сучасних будівельних машин велика, особливо це стосується провідних машин комплекту [3]. Для прогнозування виручки можна використати імовірнісний підхід з урахуванням впливу ефектів від застосування комплектів.

Розглянемо методику оцінки економічної доцільності провідних машин комплексної механізації на прикладі технологічного процесу укладання бетонної суміші в опалубку та кран великої вантажопідйомності (рис. 1).

Кран великої вантажопідйомності обслуговується автобетонозмішувачем (рис. 1, а) або укладка суміші здійснюється комплектом: “автобетонозмішувач – перевантажувач – бетононасос – опалубка”.

Для виручки, одержуваної при експлуатації ведучої машини, отримуємо:

$$\mathrm{B}(t) = \sum_{\mathrm{i}=1}^{N_{\mathrm{M}}} \mathrm{Ц_{м-ч}} \cdot \mathrm{T_ф} \cdot \mathrm{P} \cdot (1 - \mathrm{P_0}) \cdot \mathrm{K_в}, \qquad (3)$$

де $\mathrm{Ц_{м-ч}}$ - ціна машино-години машини;

$\mathrm{T_ф}$ - фонд робочого часу машини;

P - ймовірність, що машина буде в працездатному стані;

$\mathrm{P_0}$ - імовірність простою ведучої машини через відсутність допоміжних машин;

$\mathrm{K_в}$ - коефіцієнт використання ведучої машини.

При визначенні значення Р приймемо як допущення, що воно чисельно дорівнюватиме значенню коефіцієнта готовності машини – $\mathrm{K_г}$.

Умовно-постійні та змінні витрати на експлуатацію машин можна розрахувати згідно з методикою [2]:

[1] Назаренко І.І., Шаляпіна Т.С.
Київський національний університет будівництва і архітектури.

$$Z_{пост}(t) = \sum_{i=1}^{N_M} [A_i(t) + З_i + Z_{ВЕБi} + Z_{ВСi} + H_i + Z_{ПР}], (4)$$

де A_i - амортизаційні відрахування на і-ю машину;

$З_i$ - зарплата машиністів і-й машини;

$Z_{ВЕБi}$ - витрати на утримання виробничо-експлуатаційної бази з і-ї машини;

$Z_{ВСi}$ - відрахування у вищестоящу організацію, засновникам з і-й машини;

H_i - податки на і-ю машину;

$Z_{ПР}$ - інші відрахування (страховки, банківські відрахування за кредитами, лізингові платежі, дозволи, витрати на проходження технічних оглядів і опосвідчень) з і-й машини.

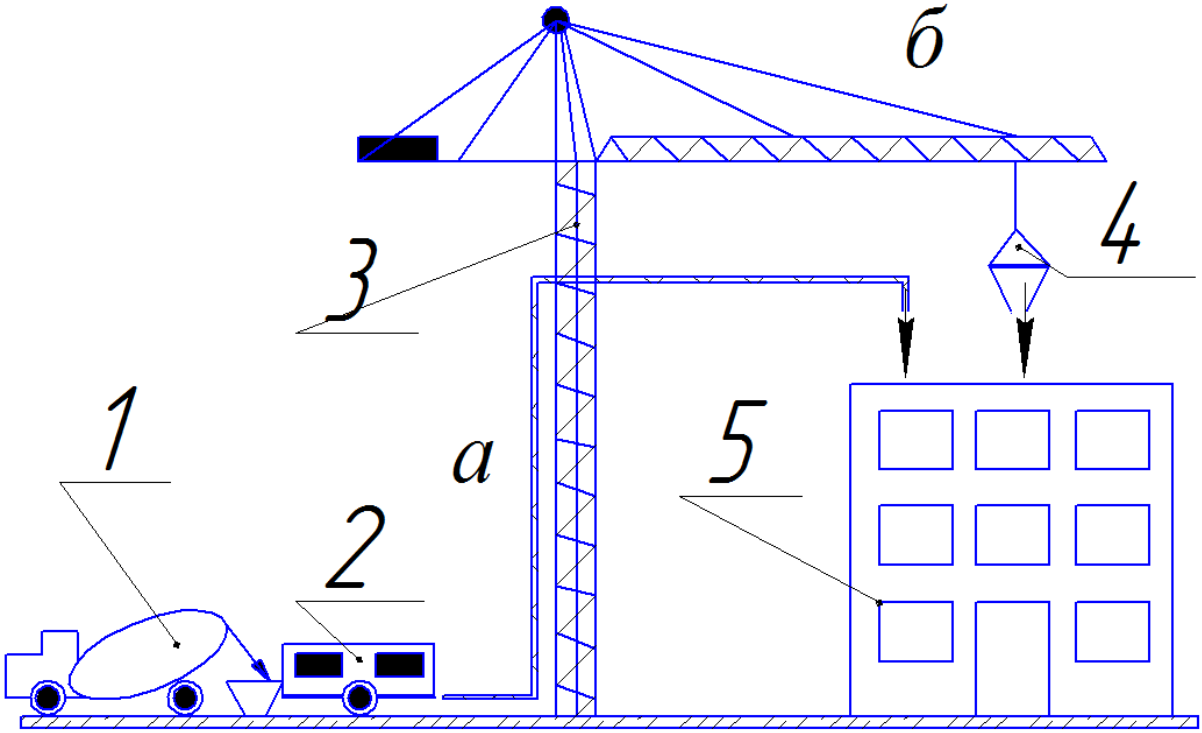


Рис. 1. Існуючі технології укладання бетонної суміші при будівництві будівель і споруд: а – бетононасосом; б – краном 1 - автобетонозмішувач; 2 - бетононасос; 3 - кран; 4 - бадья; 5 – споруда (будинок).

Змінні складові витрат розраховують за формулами:

$$Z_{пер}(t) = \sum_{i=1}^{N_M} Z_{iпер}(t)\, T_ф P; \quad (5)$$

$$\sum_{i=1}^{N_M} Z_{iпер}(t) = \sum_{i=1}^{N} [\{Z_{iПММ}(t) + Z_{iТОiР}(t)\}], \quad (6)$$

де $Z_{iПММ}$ - витрати на паливно-мастильні матеріали і робочі рідини;

$Z_{iТОiР}$ - витрати на техобслуговування і ремонти, в тому числі на запасні частини.

Основну частину проявів збитку, яка не пов'язана з ризиком для здоров'я і життя людей, екології, для механізації будівництва можна оцінити економічно. Величина збитку пропорційна часу простою обладнання.

Розрахунок шкоди в загальному випадку:

$$У(t) = \sum_{i=1}^{N_M} У_i T_{iР}(t), \quad (7)$$

де $У_i$ - умовний збиток і-й машини;

$T_{iР}$ - час простою і-й машини через позаплановий ремонт.

Дана методика враховує збиток від простою окремих машин, але погано враховує взаємообумовлений збиток.

При визначенні збитків від простою враховується як збиток від відмов, так і збиток з організаційних причин простою. Для комплексу машин отримуємо:

$$Z_{пр}(t) = P_0 \cdot (В_{вп} + n \cdot в_{сп}) \cdot Р. \quad (8)$$

де $В_{вп}$ - середні витрати, пов'язані з простоєм ведучої машини в одиницю часу;

n - число допоміжних машин у системі;

$в_{сп}$ - середні витрати, пов'язані з простоєм допоміжної машини в одиницю часу.

Збиток від супутніх витрат виникають внаслідок простоїв машин через відмови (рис. 2). Варто відмітити, що якщо відмова виникає внаслідок планових технічних впливів, то збиток, як правило, не виникає, так як система заздалегідь готується до простою частини обладнання. Раптові ж відмови супроводжуються простоєм не тільки машини що відмовила, але і всього комплекту механізації, технологічно пов'язаного з даною машиною.

Збиток у загальному випадку може бути функцією часу простою, так як тривалість простоїв пов'язана з інтенсивністю відмов і часом відновлення [3].

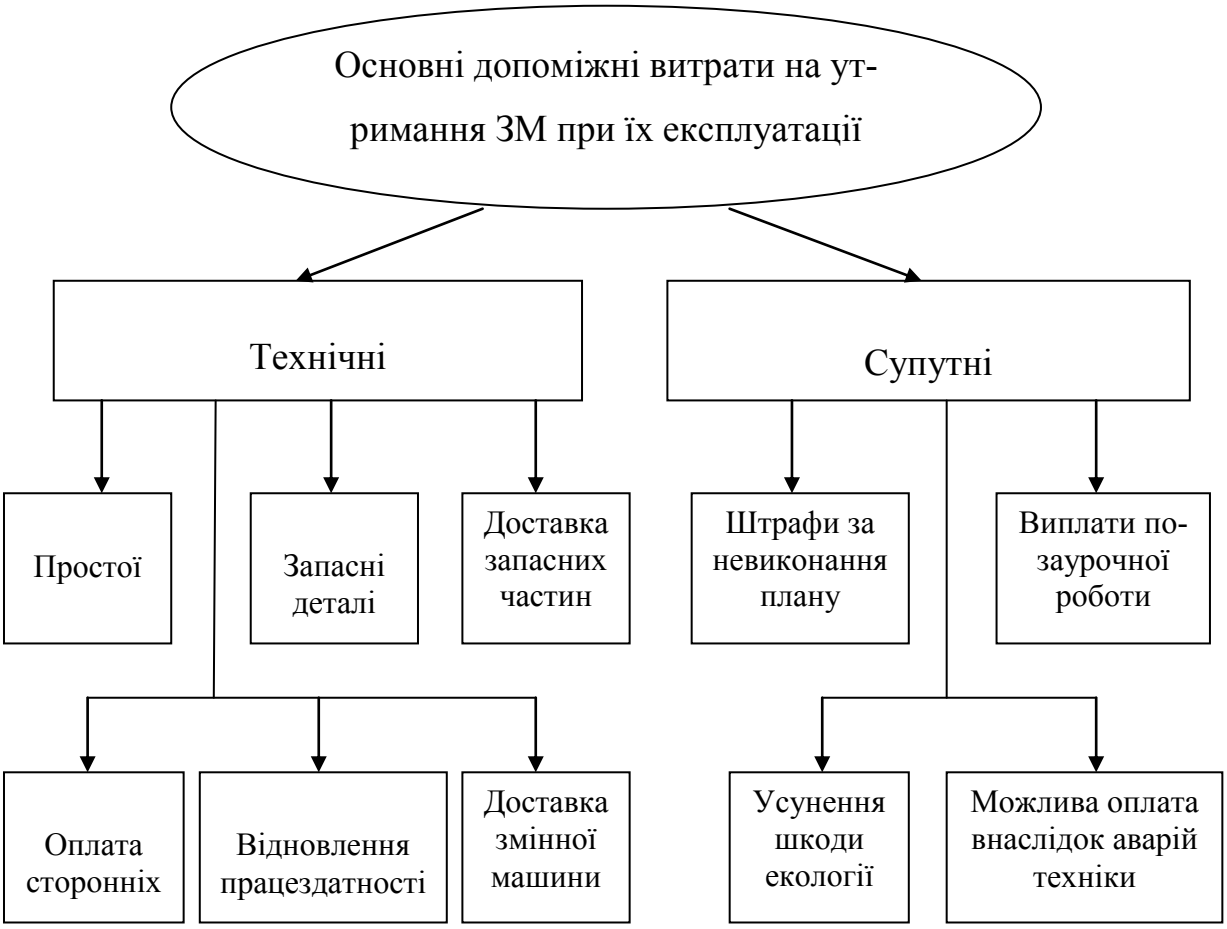


Рис. 2. Витрати коштів на допоміжні операції процесу використання ЗМ.

ВИСНОВКИ

1. Визначено методику оцінки ефективності використання засобів механізації на основі критерію максимального прибутку для технології укладання бетонної суміші в опалубку.
2. Виявлено, що збиток у загальному випадку може бути функцією часу простою, оскільки тривалість простою пов’язана з інтенсивністю відмов і часом відновлення.
3. Реалізація методики грунтується на практичних значеннях напрацювання на відмову складових механізмів комплекту машин для укладання бетонної суміші в опалубку.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Назаренко І.І.* Системний аналіз технічних об’єктів. Навчальний посібник / І.І. Назаренко, В.М. Гарнець, А.Т. Свідерський, Б.М. Пентюк. –К.: КНУБА, - 2009.-164с.
2. *Назаренко И.И.* Основы модернизации строительных машин / И.И. Назаренко, Л.А. Хмара, В.А. Пинчук, В.И. Сердюк. –К.: “МП Леся”. -2003.-164с.
3. *Назаренко І.І.* Основи організації використання і ремонту будівельної техніки / І.І. Назаренко, В.І. Сердюк. –К.: “МП Леся”. -2003.-156с.

УДК 621.928.9

Батлук В.А., Романцов Е.В., Мірус О.Л.[1]

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ ОЧИЩЕННЯ ЗАПИЛЕНОГО ПОТОКУ В ПИЛОВЛОВЛЮВАЧІ НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ

Статья посвящена проблеме обеспечения аппаратурой для очистки воздуха от пыли высокой производительности в различных отраслях промышленности для того, чтобы сократить рискованные эмиссии, регламентированные санитарно-гигиеническими нормами. Статья описывает новые тенденции в развитии теории разделения двухфазных систем , основанные на использовании инерционных и центробежных сил с целью значительного увеличения эффективности улавливания пыли.

The article deals with the problem of providing high performance apparatuses for cleaning air from dust in various branches of industry in order to reduce hazardous emissions to the level conforming to sanitary-hygienic norms. The article describes new trends in the development of dust catching apparatuses based on the use of centrifugal-inertial forces, permitting to improve significantly the effectiveness of dust catching.

Постановка проблеми. В міру збільшення абсолютних кількостей забруднюючих речовин в атмосфері можливості розсіювання викидів для більшості районів України практично вичерпані. Здатність атмосфери до самоочищення, яке відбувається за рахунок протікання фізико-хімічних процесів між компонентами забруднювачів і компонентами самої атмосфери обмежується, особливо зі збільшенням масштабів її забруднення.

Захист атмосферного повітря є однією з найбільш актуальних проблем в сучасному технологічному суспільстві, оскільки науково-технічний прогрес і розширення виробництва пов'язане зі зростанням негативних антропогенних впливів на атмосферу. Подолання сучасних і засторога ймовірних екологічних негараздів є неможливим без застосування сучасних природоохоронних технологій. Впровадження природоохоронних технологій захисту атмосфери спрямовано на значне зменшення негативного впливу на атмосферу та навколишнє середовище в цілому з одночасним найраціональнішим використанням природних ресурсів і енергії та захистом навколишнього середовища.

Одним із головних напрямків реалізації природоохоронних технологій спрямованих на захист атмосфери є очистка газоподібних відходів перед їх викидом в атмосферу. Підприємства, установи, організації, діяльність яких пов’язана з негативним шкідливим впливом на атмосферне повітря, повинні вживати заходів щодо зменшення обсягів викидів забруднюючих речовин і зниження шкідливого впливу фізичних і біологічних факторів, здійснювати контроль за обсягом та складом забруднюючих речовин, забезпечувати безперебійну та ефективну роботу очисного обладнання.

Метою роботи є було створення математичної моделі руху пилоповітряної суміші у розгалужених потоках і створення на її основі високоефективного пиловловлювача певної конструкції.

Аналіз останніх досліджень. Однією з актуальних проблем, яка стоїть сьогодні перед промисловістю України є вдосконалення техніки і технології охорони навколишнього середовища. Вирішення цієї проблеми пов’язане з успіхами в галузі очистки технологічного газу від механічних домішок і пилу.

Результати досліджень останніх років говорять про те, що і даний час одним з найбільш ефективних принципів відділення аерозольних частинок від газового потоку з метою підвищення якості і технологічних особливостей останнього, є використання апаратів із закрученими потоками.

Велика кількість праць по цій тематиці зумовлена використанням специфічних якостей закрученого потоку в різних технологічних процесах (розпилення, розділення, переробка сипучих матеріалів, сировини, пересипання, тепло- і масообмін). Було досліджено закручений рух в трубопроводах, у камерах і вихрових трубах, вільні струйні закручені течії , потоки навколо тіл, що обертаються, інерційну сепарацію, різні типи течій .

В той же час проведений аналіз праць вітчизняних та закордонних дослідників показує, що в даний час недостатньо розглянуті питання математичного моделювання процесів, методики розрахунку і конструювання пиловловлювачів відцентрового типу, що не дозволяє не тільки їх порівняти, але і прогнозувати енергетичні показники і ефективність роботи на різних стадіях проектування.

До даного часу багато важливих з теоретичної і практичної сторони питань аеродинаміки закручених потоків вивчені недостатньо, а вибір пиловловлюючого обладнання проводиться чисто інтуїтивно.

Фізичні особливості закручених потоків визначаються закономірностями процесів, які в них відбуваються, тому застосовувати концепцію та використовувати з цією метою звичайних осьових течій для закручених потоків на основі принципи “випрямлення” ліній току зазвичай неможливо.

Створення математичної моделі руху частинок в криволінійному каналі в осесиметричному потоці, в тому числі стосовно відцентрово-інерційних пиловловлювачів принципово-нового типу, визначення конструктивних розмірів цих апаратів за допомогою математичної моделі апарату і підтверджених експеримен-

[1] Батлук В. А., Романцов Е.В., Мірус О.Л.
Національний університет «Львівська політехніка»

тальним шляхом, встановлення впливу конструктивних параметрів пиловловлювачів на ефективність роботи установки і її гідродинамічний опір, узагальнення даних, розробка рекомендацій і методик розрахунку та проектування апаратів із параметрами заздалегідь прогнозованими (ефективність, опір, габаритні розміри тощо) являється актуальною науковою і практичною задачею.

Виклад основного матеріалу дослідження. Проаналізувавши існуючі рівняння траєкторій руху аерозолів в криволінійних каналах, можна констатувати, що в даний час не створені диференційні рівняння по яких можна розраховувати траєкторію руху певної частинки аерозолю в криволінійному каналі конкретної форми, задавши чіткі початкові умови.

У відповідності з явищами, що протікають в апараті, математична модель процесу повинна відображати взаємозв'язок процесу руху твердих частинок в апараті (їх траєкторій) з його ефективністю. Тобто нам необхідно отримати траєкторії руху окремих матеріальних частинок повністю від входу до виходу з апарату, по яких розрахувати ефективність роботи апарату для кожного пилу, який нам необхідно виділити. Необхідною передумовою для правильного вибору елементів для закручування вхідного потоку «гвинт» стосовно до конкретних умов регулювання є наявність даних про аеродинамічні властивості «гвинта». У практиці проектування нерідкими є випадки, коли вони підбираються за розмірами повітроводів і обладнання у місцях встановлення «гвинтів».

У запропонованій нами конструкції пиловловлювача равликоподібний вхідний патрубок і є прикладом безпосереднього розміщення такого «гвинта» у вхідному патрубку пиловловлювача.

Для вивчення аеродинамічних процесів, які відбуваються у розробленій конструкції пиловловлювача та для обгрунтування вибору параметрів для експериментальних досліджень, нами була побудована тривимірна твердотільна модель пиловловлювача (рис.1). У вхідному патрубку циклона розмістили апарат «гвинт» (рис.2) основне призначення якого полягає у тому, щоб закручувати вхідний повітряний потік навколо осі патрубка. Частота обертання залежить від кута α (рис.2) розміщення лопаток «гвинта».

Ефективність та економічність установок для очистки повітря від пилу найчастіше визначається правильним вибором всіх елементів автоматичного регулювання. Значна частина завдань такого регулювання пов'язана зі змінами кількості повітря, яке проходить через різні розгалуження та окремі елементи систем.

Технічним засобом для регулювання є елемент для закручування вхідного потоку «гвинт» різних конструкцій.

Аналіз літературних джерел дозволяє зробити ряд загальних висновків стосовно нашого дослідження:

1. дані, які ми маємо з аеродинаміки, носять суто експериментальний характер;

2. відсутні будь-які загальні теоретичні зв'язки, які б дозволили узагальнити накопичений експериментальний матеріал і виявити основні фактори, які визначають аеродинамічні властивості «гвинтів»;

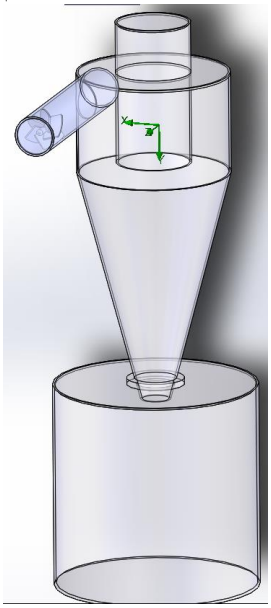


Рисунок 1. Твердотільна модель сепаратора

3. наявність таких зв'язків дозволила б обійтися без експериментів у кожному конкретному випадку і стала би надійною основою різних методів підбору і розрахунку «гвинтів».

Аналіз аеродинамічних процесів в апараті проводили з використання м пакету FlowVision, а також на основі розробленої математичної моделі, яка ґрунтується на використанні рівнянь Нав'є-Стокса, що

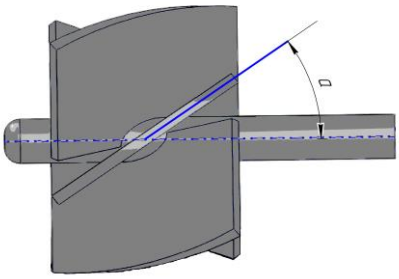


Рисунок 2. Елемент для закручування вхідного потоку «гвинт»

описують у нестаціонарній постановці, законів збереження маси, імпульсу й енергії середовища. Крім того, використовували рівняння стану компонентів потоку, а також емпіричні залежності в'язкості й теплопровідності цих компонентів середовища від температури. Цими рівняннями моделювали турбулентні, ламінарні і перехідні (між ламінарними і турбулентними, перехід визначається критичним значенням числа Рейнольдса) потоки. Для моделювання турбулентних

потоків (вони найчастіше зустрічаються в інженерній практиці) згадані рівняння Нав'є-Стокса усереднювалися за критерієм Рейнольдса, тобто використовували усереднений в малому масштабі часу вплив турбулентності на параметри потоку, а великомасштабні тимчасові зміни усереднених за малим масштабом і часом складових газодинамічних параметрів потоку (тиску, швидкостей, температури) враховувалися введенням відповідних похідних за часом. У результаті рівняння мали додаткові члени — напруження за критерієм Рейнольдса.

Початковими умовами для апарата, який ми запропонували, є характеристики повітряного середовища та пилу для деякого початкового моменту часу:

• атмосферний тиск за нормальних умов, P_0=101325Па;

• температура середовища за нормальних умов, T_0=293^0 К;

• густина повітря, ρ_n=1,293 кг/м^3;

• густина матеріалу частинок пилу, $\rho_ч$=720 кг/м^3;

• середній (медіанний) діаметр частинок пилу $d_{50} = (8-50)\cdot 10^{-6}$ м;

• максимальний діаметр частинок пилу $d_{max}= 50\cdot 10^{-6}$ м;

• мінімальний діаметр частинок пилу dmin= $8\cdot 10^{-6}$ м .

Геометричні розміри циклона є такими (рис.3.1.):

• радіус циліндричної частини апарата, 0,075м;

• висота циліндричної частини апарата, 0,10м;

• діаметр вхідного патрубка 0,04 м;

• висота конічної частини циклона 0,230м;

• діаметр вихлопної труби 0,074м;

• r_1 та r_2 - відповідно, внутрішній (дорівнює 0,4м) та зовнішній (дорівнює 0,3м) радіуси жалюзійного відокремлювача,

Параметри жалюзі були вибрані відповідно до [113].

Довжина корпусу для пилу з медіанним діаметром:

$8\cdot 10^{-6}$ м; $925\cdot 10^{-3}$ м; $32\cdot 10^{-6}$ м; $825\cdot 10^{-3}$ м; $50\cdot 10^{-6}$ м; $725\cdot 10^{-3}$ м. Довжина циліндричної частини корпусу апарата складає для пилу з медіанним діаметром:

$8\cdot 10^{-6}$ м – $800\cdot 10^{-3}$ м; $32\cdot 10^{-6}$ м – $700\cdot 10^{-3}$ м; $50\cdot 10^{-6}$ м – $600\cdot 10^{-3}$ м.

Граничні умови накладаються на розв'язок задачі про рух потоку і повинні виконуватися в кожний момент часу цього руху та визначаються характером руху повітря по площині. Граничні умови задати важче, оскільки вони залежать як від форми пиловловлювача [99-103], так і від особливостей його функціонування. Граничні умови залежать також і від густини газу: наприклад газ великої густини „прилипає" до стінок апарата в той час, як розріджений газ ковзає по граничних поверхнях. Проте незважаючи на особливості є певні закономірності при заданні граничних умов при русі запиленого повітря в пилоочищувачі, які ми і задаємо, а саме:

• швидкість потоку повітря υ у вхідному патрубку – 20 м/с.

• вільний вихід повітряного потоку з вихлопної труби апарата;

• рівність нулю швидкості на нерухомій твердій границі.

Метою проведення розрахунків є визначення повного, статичного та динамічного тисків на вході та виході пиловловлювача, вивчення розподілу швидкостей потоку повітря у пиловловлювачі та дослідження його гідравлічного опору та вивчення впливу обертання вхідного потоку на аеродинаміку процесу очищення.

Гідравлічний опір циклона апарата визначали як різницю повних тисків у вхідному патрубку та вихлопній трубі циклона. Дослідження проводилися для кутів нахилу лопаток «гвинта» від 0° до 40° (рис.3.). При куті нахилу лопаток, який дорівнює 0° гідравлічний опір апарата складав 398Па. При зростанні значення кута α підвищується значення гідравлічного опору циклона. При α=15° гідравлічний опір вже складає 620 Па. Після значення α=30° розпочинається різке зростання гідравлічного опору апарата, а при α=40° ΔР вже складає 2162 Па.

Отже при збільшенні частоти обертання потоку у вхідному патрубку навколо власної осі гідравлічний опір циклона зростає. При куті нахилу лопатки, який складає 15° гідравлічний опір апарата практично вдвічі вищий за опір циклона без обертання вхідного потоку. Важливим є вивчити який вплив має обертання вхідного потоку на аеродинаміку процесу циклонування та ефективність очищення запиленого потоку. Для цього проводили дослідження при куті нахилу

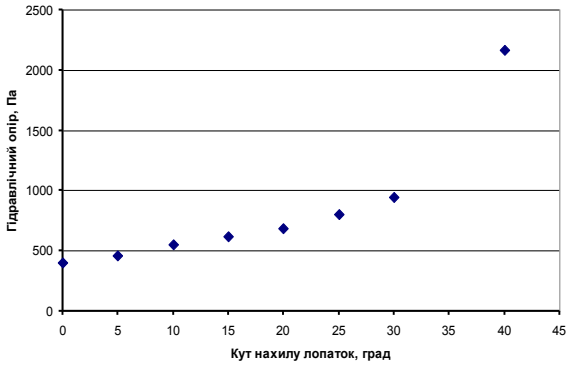


Рисунок 3. Залежність гідравлічного опору циклона від кута нахилу лопаток «гвинта»

лопатки у проміжку від 0 до 35° з кроком 5°. Результати досліджень представлені нижче.

Розглянемо рух повітряного потоку у пиловловлювачі при куті нахилу лопатки рівному 5°. Швидкість повітряного потоку на початку вхідного патрубку складала 20м/с.

На рисунку 4 представлено траєкторії руху повітряного потоку.

Потік доволі низько опускається у конічну частину апарата, що свідчить про те, що зовнішній, направлений вниз, потік зберігає інтенсивність свого обертання в конічній частині, що приводить до

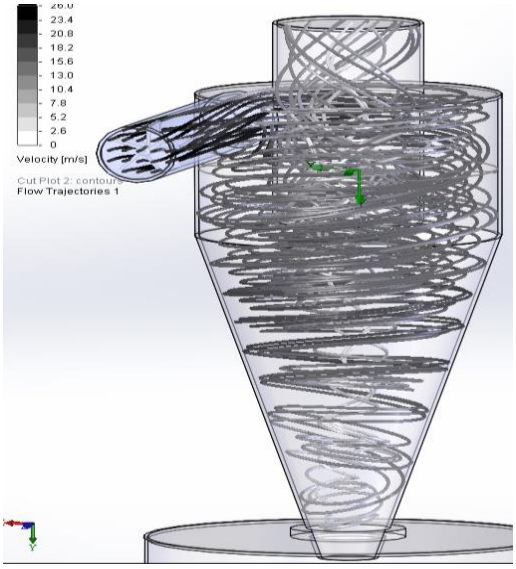
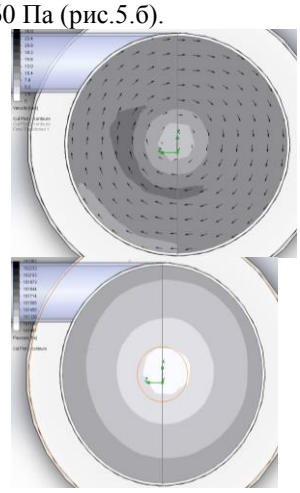


Рисунок 4. Траєкторії руху повітряного потоку

підвищення ефективності вловлення частинок пилу.

На рисунку 5 а представлено зміну значення швидкості повітряного потоку та її напрям у перерізі, який розміщений на середині циліндричної частини апарата. Характер зміни значення швидкості є рівномірним. Значення υ є близьким до 13 м/с. Перепад значення швидкості не перевищує 2,5 м/с.

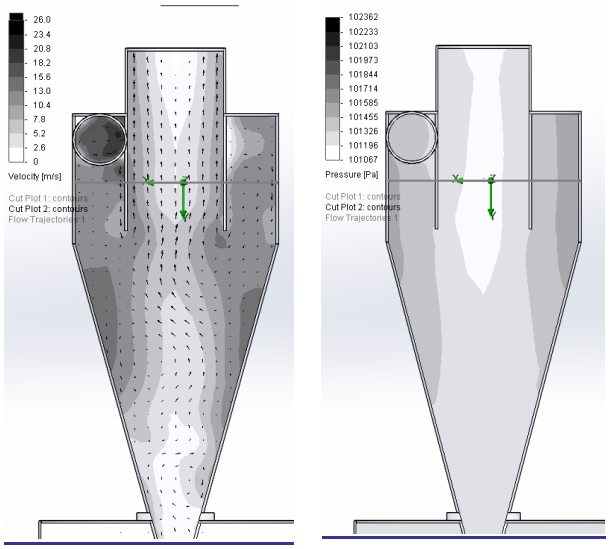
Розподіл значення статичного тиску у цьому ж перерізі теж є близьким до рівномірного і складає близько 160 Па (рис.5.б).



а *б*

Рисунок 5. Розподіл значення швидкості потоку повітря (а) та статичного тиску (б) у перерізі на середині циліндричної частини циклона при значенні α=5°

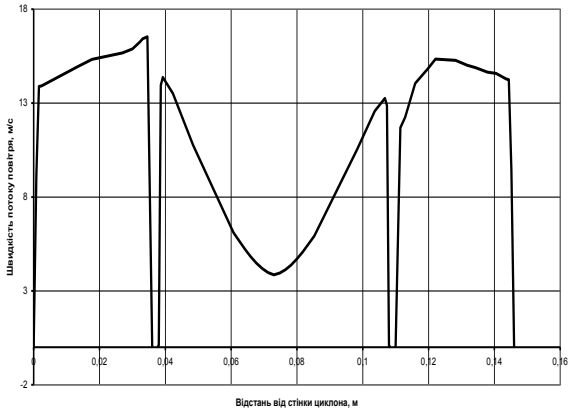
Розподіл значень швидкості повітряного потоку та статичного тиску у вертикальному перерізі, який проходить через вісь циклона представлено на рисунках 6. а та б.



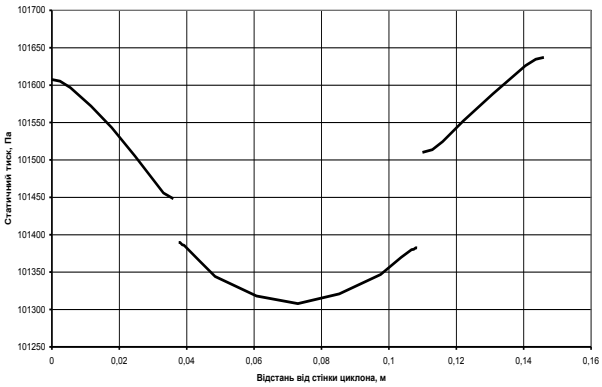
а *б*

Рисунок 6. Розподіл значення швидкості потоку повітря (а) та статичного тиску (б) у вертикальному перерізі частини циклона при значенні α=5°

На рисунках 7. представлено графіки розподілу відповідних величин у перерізі, який розміщений на середині циліндричної частини апарата Проводили дослідження тієї ж конструкції апарата без використання закручую чого апарату «гвинт». Тобто повітряний потік у вхідному патрубку не обертався.



б

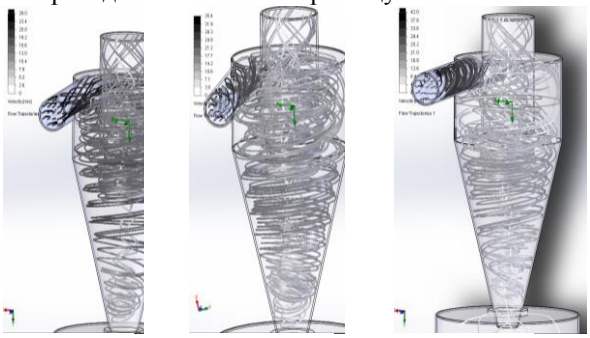


в

Рисунок 7. Графіки розподілу швидкості потоку (а) та значення статичного тиску у перерізі на середині циліндричної частини циклона при значенні α=5°.

Перепад значення швидкості повітряного потоку складав 6м/с, а статичного тиску – 250Па. Дослідження, які представлені на рисунках 4-7 проводилися аналогічно для значення кута α=10°, 20° та 35°. Результати таких досліджень представлені нижче.

При значенні кута α=10° (рис.8.а) у циліндричній та конічній частині циклона спостерігається рівномірно розподілений потік повітряного потоку. Зі зростанням значення α рівномірність потоку, особливо у циліндричній частині апарата, порушується. При значенні кута нахилу лопатки, який дорівнює 35° (рис.8.в) у циліндричній частині спостерігається хаотичне перемішування потоку, що і є основною причиною різкого зростання гідравлічного опору апарата. До аналогічних результатів можна прийти, аналізуючи характер зміни значення швидкості повітряного потоку (рис.9) та статичного тиску (рис.10) у плоскому перерізі, який розміщений посередині циліндричної частини циклона. Так на рисунках 9 а та б відображено рівномірний характер зміни значення швидкості повітряного потоку, значення якої є близьким до 14м/с. Перепад значення υ не перевищує 2м/с.



а *б* *в*

Рисунок 8. Траєкторії руху повітряного потоку для α=10° (а), 20°(б) та 35°(в)

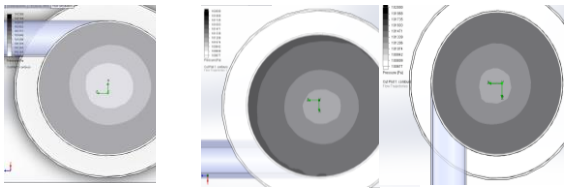
При куті нахилу лопатки рівному 35° перепад значення швидкості повітряного потоку у сепараційній зоні складає близько 5м/с. Рівномірність розподілу порушується. На рисунку 11. представимо графіки зміни значення швидкості у тому ж перерізі апарата

а *б* *в*

Рисунок 9. Розподіл значення швидкості потоку повітря у перерізі на середині циліндричної частини циклона при значенні α=10° (а), 20°(б) та 35°(в)

Характеристики «гвинта» мають також вплив на розподіл значення статичного тиску у плоскому перерізі циклона. Так при збільшення значення α від 10° до 35° значення перепаду статичного тиску дещо знижується (рис.12.а-в). При α=10° перепад статичного тиску складає 160Па.

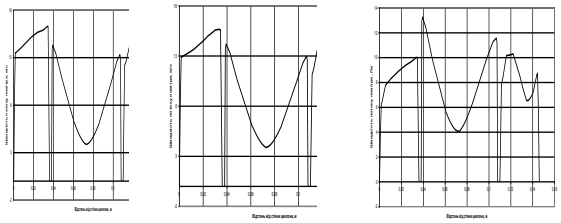
Максимальне значення у сепараційній зоні дорівнює 101610Па, а мінімальне – 101310Па. При збільшення значення кута перепад статичного тиску знижується.



а *б* *в*

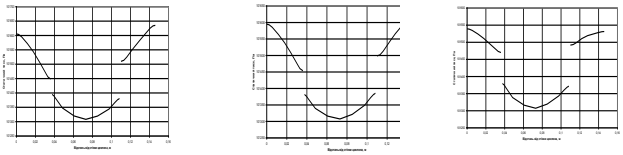
Рисунок 10. Розподіл значення статичного тиску у перерізі на середині циліндричної частини циклона при значенні α=10° (а), 20°(б) та 35°(в)

При α=20° перепад статичного тиску складає 135Па, максимальне значення у сепараційній зоні – 101590, а мінімальне, поблизу вихлопної труби – 101455Па. При α=35° перепад статичного тиску складає 65Па, максимальне значення у сепараційній зоні – 101535, а мінімальне – 101470Па. На осі циклона значення статичного тиску не залежить від кута нахилу лопатки і складає близько 101310 Па .



а *б* *в*

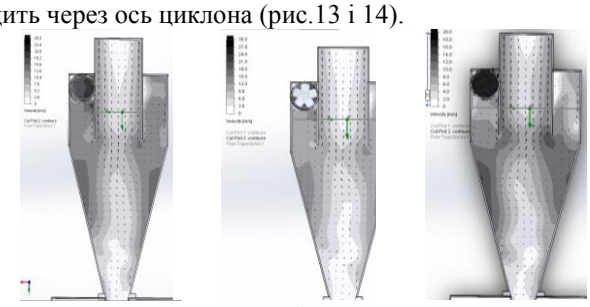
Рисунок 11. Графік зміни значення швидкості повітряного потоку у перерізі на середині циліндричної частини циклона при значенні α=10° (а), 20°(б) та 35°(в)



а *б* *в*

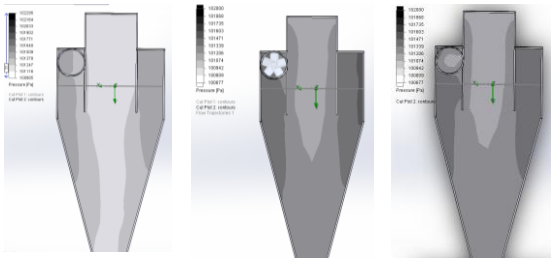
Рисунок 12. Графік зміни значення статичного тиску у перерізі на середині циліндричної частини циклона при значенні α=10° (а), 20°(б) та 35°(в)

Аналогічним чином може бути відображено розподіл значення швидкості повітряного потоку та статичного тиску у вертикальному перерізі, який проходить через ось циклона (рис.13 і 14).



а *б* *в*

Рисунок 13. Розподіл значення швидкості потоку повітря у вертикальному перерізі циклона при значенні α=10° (а), 20°(б) та 35°(в)



а *б* *в*

Рисунок 14. Розподіл значення швидкості потоку повітря у вертикальному перерізі циклона при значенні α=10° (а), 20°(б) та 35°(в)

Проведений аналіз дав змогу описати вплив обертання повітряного потоку у вхідному патрубку на аеродинаміку руху повітряних потоків у апараті розробленої конструкції. Встановлено, що при зростанні частоти обертання потоку гідравлічний опір апарата зростає спочатку повільно, а при досягненні певного значення (при α>30°) спостерігається різке підвищення гідравлічного опору, яке пояснюється інтенсивним перемішуванням повітряних потоків у циліндричній частині циклона. Характеристики «гвинта» мають також вплив на розподіл статичного тиску та значення швидкості повітряного потоку у апараті. Збільшення значення кута нахилу лопатки позитивно впливає на перепад статичного тиску в апараті, який знижується при зростанні значення кута α.

Обгрунтування оптимального значення α повинно запропоноване на основі представлених досліджень, доповнених результатами експериментального вивчення виливу кута нахилу лопатки «гвинта» на ефективність процесу очищення запиленого потоку у апараті розробленої конструкції.

Висновки

На ВО “Електрон” за нашими ескізами виготовлена і змонтована дослідно-промислова установка продуктивністю 15000 м^3/год для відсосу пилу з термопластавтоматів, що дозволило підвищити загальну ефективність пилоочистки до 98.6 %, змінивши при цьому гідравлічний опір і габарити, що підтверджено актами впровадження і випробування, а це відкриває широкі перспективи для впровадження запропонованої конструкції при пластичній і мехнічній обробці матеріалів, в промисловості виробництва будматеріалів при виготовленні бітумоперліта, керамічної плитки, цементу, асфальтобетону, сірки, глинопорошка, сурику, шихти, калимагнезії, хлорвінілу, деревної й металевої стружки, і показали високу ефективність при невеликих енерговитратах.

Література

1. Батлук В.А., Макарчук В.Г. Сукач Р.Ю.: Всеукраїнський науково-технічний журнал //Промислова гідравлика і пневматика. Вінниця - 2010р., № 4 (30), с.39-46.
2. Batluk V.A., BatlukV.V, Paranyak N.M.: The Problem of Highly Effective Cleaning of air from dust // Modern problems of radio engineering, telecommunicataions and computer science. Proceedings of the International Conference TCSET 2006, Lviv-Slavsko, Ukraine.c.46-48.
3. Батлук В.А., Романцов Е.В.: Пиловловлювач із водяною сорочкою / Патент на корисну модель № 50556 Заявка № и200914006В01Д45/00 від 31.12.2009. Опубл 10.06.2010, Бюл.№11 2010р.
4. Батлук В.А, Шелюх Ю.Є.: The problem of highly effective air purification from dust // International symposia celebrating conference: People and Practice, Dandy. – Scottland, 2003. – 101-106р.
5. Батлук В.А., Батлук В.В., Мельников О.В.: Один из путей решения проблем устранения промышленной опасности, создаваемой мелкодисперсной пылью //Юбилейные научные чтения «Белые ночи-2008» /Материалы Международных научных чтений Международной академии наук экологии и безопасности жизнедеятелности,Часть 2.-Изд-во МАНЭБ, СПб, 2008-491с., с.327-332.
6. 21. 17.Batluk V.A., BatlukV.V, Paranyak N.M.: The Problem of Highly Effective Cleaning of air from dust // Modern problems of radio engineering, telecommunicataions and computer science. Proceedings of the International Conference TCSET 2006, Lviv-Slavsko, Ukraine.c.46-48.
7. 7.Батлук В.А., Батлук В.В., Макарчук В.Г.: A mathematical model of vacuum cleaners, talking into account the motion of particles near the wall part of the lust collector; // Motrol motoryzacja I energetic rolnictwa motorization and power industry in Agriculture 12/ 2010, Lublin, pag. 97 – 105.
8. Батлук В.А., Романцов Е.В. Апарат для відділення рідини від газів Патент на винахід № 88205 В01Д45/00 №и200714589 від24.12.2007.Опубл.25.09.2009.Бюл.№ 18,2009

УДК 666.97.031

Емельянова И.А., Анищенко А.И.[1]

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ РАССЧЕТА БЕТОНОСМЕСИТЕЛЯ ГРАВИТАЦИОННО-ПРИНУДИТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ

Показана конструкция бетоносмесителя гравитационно-принудительного действия, работающего в каскадном режиме, схема движения компонентов бетонной смеси в рабочем пространстве смесителя.

Приведены зависимости для определения абсолютной скорости движения компонентов бетонной смеси по лопатке корпуса смесителя, зависимости для определения количества и шага установки лопаток на горизонтальном валу, а также зависимости для определения затрат мощности на процесс приготовления бетонной смеси.

На основании результатов проведенных теоретических и экспериментальных исследований разработан новый бетоносмеситель гравитационно-принудительного действия (рис.1).

В основу его разработки положены результаты исследований с учетом возможного профиля лопаток, установленных на внутренней поверхности корпуса машины.

Бетоносмеситель гравитационно-принудительного действия (рис. 1) [1] состоит из корпуса цилиндрической формы, к внутренней поверхности которого прикреплены лопатки, установленные рядами по периметру вдоль всей его длины. В середине корпуса размещен горизонтальный вал со своими лопатками, которые закреплены на нем по винтовой линии. Корпус смесителя и лопастной вал могут вращаться как в противоположном, так и в одном направлении.

В рабочее пространство корпуса смесителя с прикрепленными к нему лопатками и вращающимся в это время горизонтальным лопастным валом загружаются исходные компоненты строительной смеси. Когда лопатки корпуса смесителя при его вращении поднимаются в верхнюю часть рабочего пространства машины частицы смеси сходят с их поверхности, попадая на лопатки вращающегося вала, установленные навстречу лопаткам корпуса. С лопаток вала частицы смеси снова падают на лопатки вращающегося корпуса машины, и процесс их движения повторяется. Такое движение частиц смеси в рабочем пространстве смесителя между левой и правой торцевыми стенками обеспечивает каскадный режим работы машины (рис. 2).

На рис. 2а показана схема движения компонентов бетонной смеси при вращении корпуса и лопастного вала бетоносмесителя в противоположные стороны, а на рис. 2б – при вращении корпуса и лопастного вала в одну сторону.

Анализ движения компонентов бетонной смеси показывает, что ярко выраженный каскадный режим перемешивания имеет место при вращении рабочих органов в противоположных направлениях (рис. 2а). Вращение рабочих органов в одну сторону (рис. 2б) свидетельствует о снижении эффективности каскадного режима работы машины.

Схема движения компонентов бетонной смеси, показанная на рис. 2а, наиболее приемлема для машин циклического действия, а схема движения компонентов бетонной смеси, показанная на рис. 2б, для машин непрерывного действия.

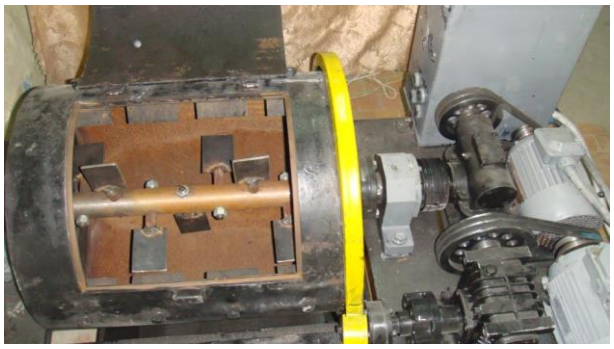


Рис. 1. Бетоносмеситель гравитационно-принудительного действия, работающий в каскадном режиме.

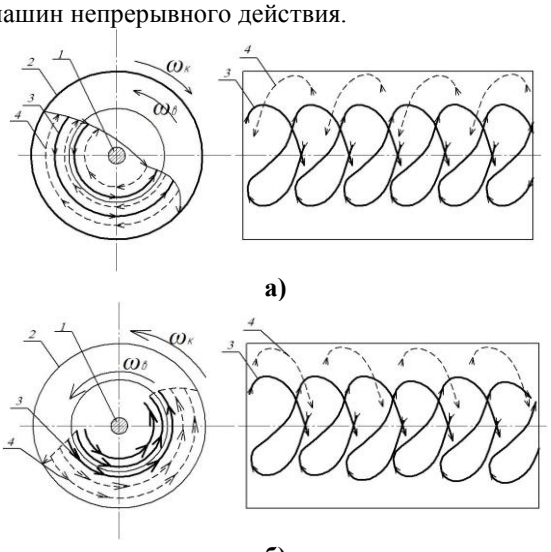


Рис. 2. Схема движения частиц смеси при каскадном режиме работы смесителя
а) вращение корпуса и вала в противоположные стороны; б) вращение корпуса и вала в одну сторону;
1 – лопастной вал; 2 – корпус смесителя; 3 – схема движения компонентов смеси, перемещаемых лопатками вала; 4 – схема движения компонентов смеси, перемещаемых лопатками корпуса.

[1] Емельянова И.А., Анищенко А.И.
Харьковский национальный университет строительства и архитектуры.

Абсолютная скорость движения частицы бетонной смеси для радиально расположенной лопатки определяется согласно зависимости:

$$V = \sqrt{V_{отн}^2 + V_{окр}^2}\ , \text{м/с}, \qquad (1)$$

для не радиально расположенной лопатки зависимость (1) имеет вид:

$$V^* = \sqrt{V_{отн}^2 + V_{окр}^2 + 2V_{отн}\cdot\sin\psi}\ , \text{м/с}, \qquad (2)$$

где $V_{отн}$ – относительная скорость вращения частицы бетонной смеси при сходе с лопатки, м/с;

$V_{окр}$ – окружная скорость вращения частицы бетонной смеси при сходе с лопатки, $V_{окр} = \omega \cdot r$, м/с;

ω – угловая скорость вращения корпуса, $с^{-1}$;

r – расстояние от оси вращения до края лопатки, м;

ψ – угол отклонения лопатки от радиального направления в конце лопатки;

$ψ_0$ – угол отклонения лопатки от радиального направления в начале лопатки;

На рис. 3 представлена расчетная схема движения частицы бетонной смеси по криволинейной лопатке.

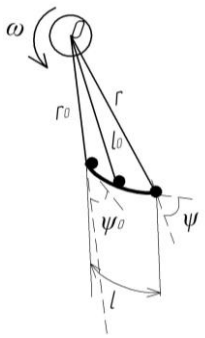


Рис. 3. Схема движения частицы смеси по криволинейной лопатке корпуса смесителя

Для криволинейной лопатки корпуса относительная скорость движения частицы по лопатке может быть определена как:

$$V_{отн} = \frac{C_1\cdot C_2\cdot(A - l_0\cdot b)}{(C_1 - C_2)\cdot b}\cdot\exp(C_1\cdot t) + \frac{C_1\cdot C_2\cdot(l_0\cdot b - A)}{(C_1 - C_2)\cdot b}\cdot\exp(C_2\cdot t)\ , \text{м/с}. \qquad (3)$$

где $C_{1,2}$, A, b – константы.

$$C_{1,2} = -\frac{(k_n + 2\cdot\omega\cdot f)}{2} \pm \sqrt{\frac{k_n^{\,2}}{4} + \omega^2 - \omega^2\cdot f^{\,2}}\ ;$$

$$A = A_1 + A_2;\quad A_1 = -r_0\cdot\omega^2\cdot D;$$

$$A_2 = \pm(\omega^2\cdot f + k_n\cdot\omega)\cdot r_0\cdot\sin\psi_0 - -(\omega^2 - f\cdot k_n\cdot\omega)\cdot r_0\cdot\cos\psi_0;$$

$$D = \frac{\cos(\psi_0 - \varphi)}{\cos\varphi};\quad b = \omega^2 - f\cdot k_n\cdot\omega,$$

l_0 – начальное положение частицы бетонной смеси на лопатке (расстояние от оси вращения до частицы), м;

l – полная длина криволинейной лопатки, м;

r_0 – расстояние от оси вращения до начала лопатки (длина ножки лопатки корпуса), м;

f – коэффициент трения частицы бетонной смеси по поверхности лопатки;

$\varphi = arctgf$ – угол трения;

k_n – коэффициент парусности, $k_n = \frac{R_n}{m\cdot V_ч^2}$, $м^{-1}$;

R_n – сила сопротивления воздушной среды, Н;

m – масса частицы бетонной смеси, кг;

$V_ч$ – скорость движения частицы по лопатке, м/с.

Если лопатка смещена на угол $ψ_0$ по направлению вращения, тогда A_2 принимаем со знаком «+», если против направления вращения, тогда со знаком «-».

Время движения частицы смеси по лопатке корпуса определяется согласно зависимости:

$$t = \sqrt{\frac{2\cdot b\cdot(l - l_0)}{C_1\cdot C_2(A - l_0\cdot b)}}\ , \text{с}. \qquad (4)$$

Для работы бетоносмесителя гравитационно-принудительного действия в каскадном режиме (траектория движения частиц бетонной смеси после схода с лопаток корпуса и лопастного вала показана на рис. 4) скорость вращения лопаток корпуса смесителя относительно скорости вращения лопаток горизонтального вала должна быть таковой, чтобы за время изменения положения каждых двух соседних лопаток корпуса частицы бетонной смеси успели попасть на каждую из лопаток вращающегося вала, что справедливо при выполнении следующих зависимостей.

При вращении корпуса и лопастного вала в противоположные стороны условие для выполнения каскадного режима выглядит следующим образом [2]:

$$\frac{2\pi}{z_2\cdot\omega_в} = \frac{2\pi}{z_1\cdot(\omega_к + \omega_в)}, \qquad (5)$$

а при ращении корпуса и лопастного вала в одну сторону условие выглядит как:

$$\frac{2\pi}{z_2\cdot\omega_в} = \frac{2\pi}{z_1\cdot\omega_к}. \qquad (6)$$

Требуемое количество лопаток на лопастном валу $z_{в.1}$ и шаг их установки $s_{в.1}$ при вращении корпуса и лопастного вала смесителя в противоположные стороны, представлены формулами:

$$z_{в.1} = z_к\cdot\frac{(\omega_к + \omega_в)}{\omega_в};\qquad s_{в.1} = \frac{2\pi}{z_2}, \text{ град}, \qquad (7)$$

а при вращении в одну сторону количество лопаток на лопастном валу $z_{в.2}$ и шаг их установки $s_{в.2}$ определяется с помощь следующих формул:

$$z_{в.2} = z_к \cdot \frac{\omega_к}{\omega_в}; \qquad s_{в.2} = \frac{2\pi}{z_2}, \text{ град.} \quad (8)$$

При определении затрат мощности на процесс приготовления бетонной смеси в бетоносмесителе учитывались:

– мощность, затрачиваемая на перемещение бетонной смеси по вращающемуся корпусу смесителя;

– мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения, возникающих при перемещении массы бетонной смеси лопатками корпуса;

– мощность, затрачиваемая на приобретение лопастным валом крутящего момента;

– мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения, возникающих при взаимодействии массы бетонной смеси с лопастным валом;

– мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения в подшипниках.

Затраты мощности на преодоление трения в подшипниках, на которые опирается лопастной вал смесителя, производятся согласно зависимости:

$$N = F_0 \cdot \mu \cdot \frac{d_в}{2} \cdot \omega_в = , \text{Вт} \quad (9)$$

где F_0 – сила трения, возникающая в подшипнике, Н;

$\omega_в$ – угловая частота вращения вала смесителя, $с^{-1}$;

μ – коэффициент трения в подшипниках, μ = 0,005…0,008;

$d_в$ – диаметр вала, м.

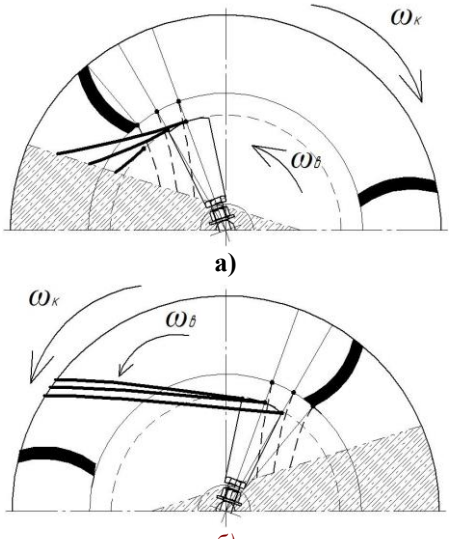


Рис.4. Траектории движения частиц бетонной смеси в рабочем пространстве бетоносмесителя при сходе с лопаток корпуса и горизонтального вала:

а) вращение корпуса и вала в противоположные стороны; б) вращение корпуса и вала в одну сторону; —— – траектория движения частиц с лопаток горизонтального вала; ---- – траектория движения частиц с лопаток корпуса.

Анализ работы смесителя показал, что на преодоление сил трения в вышеуказанных подшипниках расходуется 10 % от общих затрат мощности.

Зависимость для определения затрат мощности на процесс приготовления бетонной смеси в бетоносмесителе гравитационно-принудительного действия выглядит как [2]:

$$N_{см} = \frac{0{,}85 \cdot G_{см} \cdot h \cdot Z \cdot \omega_к}{\eta_к \cdot 1000} + \frac{F_{тр.к} \cdot V_{абс.к} \cdot z_1}{\eta_к \cdot 1000} + \frac{\omega_в \cdot M_в}{\eta_В \cdot 1000} + \frac{F_{тр.в} \cdot V_{абс.в} \cdot z_2}{1000 \cdot \eta_в}, \text{кВт,} \quad (10)$$

где $G_{см}$ – вес бетонной смеси, поднимаемой под действием сил трения, $G_{см} = V_{общ} \cdot \rho_0 \cdot g$, Н;

h – вертикальная координата смещения массы смеси в корпусе, h=0,7·$R_к$, м;

Z – количество циркуляций смеси в корпусе машины;

$\omega_к$ – угловая частота вращения корпуса смесителя, $с^{-1}$;

$\eta_к$ – КПД привода корпуса;

$F_{тр.к}$ – сила трения, возникающая при движении частицы бетонной смеси по поверхности лопатки корпуса смесителя, $F_{тр.к} = G_{лоп.корп} \cdot (f_1 \cos\varphi_к + \sin\varphi_к)$, Н;

$G_{лоп.корп}$ – сила тяжести смеси, которая находится на прямой лопатке корпуса, $G_{лоп.корп} = z_1 \cdot b_1 \cdot h_1 \cdot c_1 \cdot \rho_0 \cdot g$, Н;

$G_{лоп.корп}^{*}$ – сила тяжести смеси, которая находится на криволинейной лопатке корпуса, $G_{лоп.корп}^{*} = z_1 \cdot b_1 \cdot h_1 \cdot c_1 \cdot k_{кр} \cdot \rho_0 \cdot g$, Н;

$k_{кр}$ – коэффициент кривизны лопатки, $k_{кр} = 0{,}5...0{,}6$;

$M_в$ – крутящий момент лопастного вала, $M_в = P_{бс} \cdot R_{лв} \cdot z_2$, Н·м;

$P_{бс}$ – усилие, возникающее под действием бетонной смеси на лопатку вала, $P_{бс} = q \cdot b_2 \cdot h_2 \cdot c_2 \cdot \cos\varphi_в \cdot R_{лв.ср}$, Н;

q – давление бетонной смеси на лопатку вала, $q = C_0 \cdot \rho_0 \cdot V_в^2$, Па;

C_0 – коэффициент сопротивления движению лопатки при взаимодействии с бетонной смесью, C_0 = 5…7;

$V_в$ – окружная скорость лопастного вала, $V_в = \omega_в \cdot R_в$, м/с;

$R_{лв.ср}$ – средний радиус лопастного вала, $R_{лв.ср} = \frac{R_{лв} + r_{лв}}{2}$, м;

$\eta_в$ – КПД привода вала;

$F_{тр.в}$ – сила трения, возникающая при движении частицы бетонной смеси по поверхности лопатки вала, $F_{тр} = (G_{лоп.вал} + G'_{лоп.корп}) \cdot (f_1 \cos\varphi_в + \sin\varphi_в)$, Н;

$G_{лоп.вал}$ – вес смеси, которая находится на лопатках вала при перемешивании, $G_{лоп.вал} = z_2 \cdot b_2 \cdot h_2 \cdot c_2 \cdot \rho_0 \cdot g$, Н;

$G'_{лоп.корп}$ – вес смеси, который сбрасывается с прямых лопаток корпуса на лопатки вала, $G'_{лоп.корп} = \frac{1}{3} z_1 \cdot b_1 \cdot h_1 \cdot c_1 \cdot \rho_0 \cdot g$, Н;

$G'^{*}_{лоп.корп}$ – вес смеси, который сбрасывается с криволинейных лопаток корпуса на лопатки вала, $G'_{лоп.корп} = \frac{1}{3} z_1 \cdot b_1 \cdot h_1 \cdot c_1 \cdot k_{кр} \cdot \rho_0 \cdot g$, Н;

$V_{абс.в}$ – абсолютная скорость движения частицы смеси по лопатке вала, м/с. Полученные результаты исследований положены в основу методики расчета новых машин.

Выводы

1. Показана конструкция бетоносмесителя гравитационно-принудительного действия, работающего в каскадном режиме.
2. Приведены зависимости для определения скоростей движения частиц смеси по лопаткам определенного профиля и затрат мощности, необходимых для работы таких машин.

Литература

1. Бетоносмесители, работающие в каскадном режиме. Монография / И.А.Емельянова, А.И. Анищенко, С.М. Евель, В.В. Блажко, О.В. Доброходова, Н.А. Меленцов. – Харьков: Тим Паблиш Груп, 2012. – 146 с. ил., табл.
2. Аніщенко А.І. Розробка бетонозмішувача гравітаційно-примусової дії для приготування бетонних сумішей різної рухливості: автореф. дис. … на здобуття наук. ступеня канд. тех. наук: спец. 05.05.02 / А.І. Аніщенко. – Харків, 2013. – 20 с.

УДК 693.5

Голубничий В. А., Голубничий Г.А.[1]

СУЧАСНІ СУПЕРПЛАСТИФІКАТОРИ ДЛЯ МОНОЛІТНОГО БЕТОНУ БУДІВЕЛЬ І СПОРУД

АНОТАЦІЯ. Наведені результати досліджень по визначенню впливу суперпластифікаторів СП-1, Dinamon P-3, Sikaplast 2508 на властивості бетонних сумішей і бетонів.

Ключові слова: бетонна суміш, бетон, властивість, суперпластифікатор.

АНОТАЦИЯ. Приведены результаты исследований по определению влияния суперпластификаторов СП-1, Dinamon P-3, Sikaplast 2508 на свойства бетонных смесей и бетонов.

SUMMARY. The results of reseaches on determination of influence today superplast СП-1, Dinamon P-3, Sikaplast 2508 on properties of concrete mixtures and concrete is resulted.

Key words: concrete mixtures, concrete, properties, superplast.

Вступ. Відомі наступні напрямки прискорення швидкості твердіння і підвищення міцності бетонів: застосування хімічних добавок – прискорювачів твердіння; введення затравок кристалізації і інтенсифікація процесів зародкоутворення з метою зменшення енергії активації при гідратації в'яжучих, регулювання pH рідкої фази твердіючих систем, повторне вібрування бетонних сумішей після першого етапу структуроутворення [1]; застосування різних видів тепло вологої і електричної обробки бетонів; використання суперпластифікаторів у бетонних сумішах [2..8]. Ефективність впливу останніх на реологічні характеристики бетонних сумішей і міцність бетонів у різні терміни їх твердіння залежить як від складу в'яжучих, так і від такого суперпластифікаторів і їх вмісту у такому композиційному матеріалі, як бетон.

Мета досліджень. Визначити вплив виду сучасних суперпластифікаторів (СП-1, Dinamon P-3, Sikaplast 2508) і їх вмісту на рухомість бетонних сумішей і міцність бетонів у стандартні терміни їх твердіння (2, 7, 28 діб).

Виклад основного матеріалу. При проведенні досліджень застосовані наступні будівельні матеріали: бетони з проектними класами по міцності при стиску В30, В35, В40; їх склади наведені в табл.1; шлакопортландцемент ШПЦ III/А400 Здолбунівського цементно-шиферного комбінату "Волиньцемент" з питомою поверхнею 290 м^2/кг, нормальною густиною

[1] Голубничий В. А., м.н.с. КНУБА. Голубничий Г.А., м.н.с. НДІБК.

25.9%, строками тужавлення 230 (початок) і 285 (кінець) хв., міцністю після 3-х діб твердіння у стандартних умовах 3.28 (при згині) і 19.1 (при стиску) МПа, міцністю після тепловологої обробки по режиму 3+6+2 з температурою ізотермічного прогріву 353□5К 3.47 (при згині) і 20.2 (при стиску) МПа. Щебінь гранітний Коростенського кар'єру фракції 5...20 мм; пісок Хмельницький з модулем крупності Мкр = 1.7 і природною вологістю 3 мас.%; суперпластифікатор СП-1, діючим началом якого є сульфонати нафталін формальдегіду; суперпластифікатор "Dinamon P-3", діючим началом якого є метаакрілати; суперпластифікатор Sikaplast 2508, діючим началом якого є полікарбоксілати. Суперпластифікатори вводили у кількості 0.6...0.9% від маси цементу.

Форма часток не гідратованого і гідратованого цементу, заповнювачів відрізняється від шаро- або кубоподібної. На їх поверхні спостерігаються западини і виступи. Ці частки мають макро- і мікро тріщини. Розрахункова питома поверхня застосованих матеріалів дорівнювала: щебеню фракції 5...20 мм – 0.6 $м^2$/л його абсолютного об'єму або 0.2 $м^2$/кг; піску з модулем крупності 1.7 – 13 $м^2$/л його абсолютного об'єму або 5 $м^2$/кг; не гідратованого вихідного цементу – 910 $м^2$/л його абсолютного об'єму або 290 $м^2$/кг; гідратних новоутворень цементу – до 150000 $м^2$/л абсолютного об'єму або до 50000 $м^2$/кг; глинистих часток, вміст яких у піску дорівнював 2% від його маси - 25000 $м^2$/л їх абсолютного об'єму або 10000 $м^2$/кг. Водопотреба піску складає 7% від його маси.

Таблиця 1

Вплив виду і вмісту суперпластифікаторів на властивості сумішей і бетонів

№ п/п	Склад бетону, кг/$м^3$		Вид суперпластифікаторів (4) і їх вміст, % (5)		ц/в	Зменшення вмісту води, %	Міцність бетону при стиску, МПа після твердіння на протязі, діб			Клас по міцності, В
	Це-мент	Вода					2	7	28	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	400	180	СП-1	0.6	2.22	24	12.4	28.9	41.2	30
2	440	185	СП-1	0.6	2.38	23	14.0	32.7	46.7	35
3	490	190	СП-1	0.6	2.58	23	15.8	36.8	52.5	40
4	400	170	СП-1	0.9	2.35	28	13.1	30.5	43.6	30
5	440	175	СП-1	0.9	2.51	27	14.7	34.3	48.9	35
6	490	180	СП-1	0.9	2.72	27	16.6	38.7	55.3	40
7	400	175	Р-3	0.6	2.29	26	10.4	22.9	42.1	30
8	440	180	Р-3	0.6	2.44	25	11.8	25.8	47.5	35
9	490	185	Р-3	0.6	2.65	25	13.3	29.2	53.2	40
10	400	165	Р-3	0.9	2.42	31	11.0	24.3	44.1	30
11	440	170	Р-3	0.9	2.59	30	12.5	27.4	50.1	35
12	490	175	Р-3	0.9	2.80	30	14.1	30.9	56.2	40
13	400	170	2508	0.6	2.35	28	17.8	35.4	44.5	30
14	440	175	2508	0.6	2.51	27	19.8	39.6	49.5	35
15	490	180	2508	0.6	2.72	27	22.4	44.8	55.9	40

Примітки: рухомість бетонних сумішей складала Р4 (ОК = 17...19 см), а густина - 2430...2450 кг/$м^3$, вміст щебеню у бетонах - 1170...1180 кг/$м^3$.

Отримані результати досліджень по визначенню впливу виду і кількості введених добавок суперпластфікаторів на міцність бетонів у різні терміни їх твердіння наведені в табл1.

Аналіз результатів досліджень свідчить про наступне.

Міцність бетонів, в залежності від виду суперпластифікаторів, змінюється таким чином: при введені СП-1, після твердіння бетонів у стандартних умовах на протязі 2, 7 і 14 діб вона відповідно досягла до 30, 70 і 85% від такої у марочному віці; при введенні "Dinamon P-3" – відповідно до 25, 55 і 75% від такої у марочному віці у бетонів з цим суперпластифікаторм; при введенні "Sikaplast 2508" – відповідно до 40, 80, 90% від такої у марочному віці у бетонів з цим суперпластифікаторм.

Суперпластифікатор "Dinamon P-3" знижує водоцементне співвідношення бетонних сумішей однакової рухомості суттєвіше, ніж СП-1, але у меншій мірі ніж "Sikaplast 2508". Водовідділення бетонних сумішей з "Sikaplast 2508" більше, ніж при введенні СП-1, але суттєво менше, ніж при застосуванні "Dinamon P-3". Життєздатність бетонних сумішей з рухомістю Р4 при введенні "Dinamon P-3" у літній період, при середній температурі навколишнього середовища 293К, коливалась у межах 2.5...3 год, 298К – 2.0...2.5 год, 303К – 1.5...2 год. У бетонних сумішах з "Sikaplast 2508", при застосуванні вказаного цементу, і середній температурі навколишнього середовища 293К, рухливість відповідала марці Р4 на протязі 2.0...2.5 год, його температурі 298К – 1.5...2.0 год, такої 303К – 1.0...1.5 год. СП-1 покращує життєздатність бетонних сумішей у меншій мірі, ніж Sikaplast 2508 і особливо "Dinamon P-3".

Суперпластифікатори СП-1, “Dinamon P-3”, “Sikaplast 2508”, при однаковій рухомості бетонних сумішей, суттєво (на 23...30%) зменшують необхідний вміст у них води і підвищують їх цементноводне співвідношення і міцність бетонів у марочному віці при їх твердінні у стандартних умовах. В той же час, в залежності від їх виду і вмісту, застосовані суперпластфікатори по різному впливають на міцність бетонів при їх твердінні у цих умовах на протязі перших 14 діб і особливо перших 7 діб; водоцементне співвідношення бетонних сумішей однакової рухомості. Так при введенні “Dinamon P-3” (метаакрілату) водоцементне співвідношення у бетонних сумішах більше, ніж у таких з “Sikaplast 2508” (полікарбоколати), але менше, ніж у таких з СП-1 (сульфонати нафталін формальдегіду).

Відмінності у властивостях бетонних сумішей і бетонів з застосованими суперпластифікаторами і без них пояснюються наступним. Так у бетонах без добавок (контрольного складу) взаємодія клінкерних мінералів цементів з водою починається миттєво після їх взаємного контакту з утворенням часток гідратних сполук трикальцієвого алюмінату і чотриьохкальцієвого алюмоферіту, гідроксидів кальцію і кремнію. Це сприяє утворенню просторового каркасу між компонентами бетонних сумішей. Характерною ознакою початкового етапу структуроутворення бетонних сумішей без добавок суперпластифікаторів є те, що внаслідок швидкої взаємодії активних компонентів цементу з водою подібним чином змінюються внутрішнє тертя і зчеплення сумішей. Що фіксується погіршенням їх рухомості – зменшенням осідання стандартного конусу. Це також пов’язане із зниженням у бетонних сумішах вмісту механічно зв’язаної води і збільшенням такого адсорбційно- і хімічно зв’язаної. Вміст останніх залежить як від питомої поверхні цементів і заповнювачів, так і від реакційної здатності перших. При чому товщини шарів адсорбційно зв’язаної води та частинних заповнювачів і цементу можуть коливатись у межах 2...100 і більше.

При введенні застосованих суперпластифікаторів вони адсорбуються на поверхні твердих компонентів бетонних сумішей, причому в першу чергу на активних центрах часток цементів. Внаслідок чого на деякий час уповільнюється взаємодія складових цементів з водою. Це призводе до покращення рухомості бетонних сумішей навіть в умовах зниження вмісту у них води. У подальшому плівки суперпластифікаторів на поверхні часток цементу руйнуються і процес їх взаємодії з водою з різною інтенсивністю, що залежить від виду і вмісту застосованих цементів і суперпластифікаторів подовжується, що призводе до підвищення міцності бетонів.

Висновки

1. Використані суперпластифікатори впливають на підвищення міцності бетонів на застосованих цементі і заповнювачах, після їх твердіння у перші 1...7 діб при стандартних умовах, у такій послідовності: “Sikaplast 2508” > СП-1> Dinamon P-3; а після їх твердіння на протязі 28 діб - “Sikaplast 2508” > Dinamon P-3> СП-1.
2. Використані суперпластифікатори впливають на покращення рухомості бетонних сумішей на застосованих цементі і заповнювачах у такій послідовності: “Sikaplast 2508” > Dinamon P-3> СП-1.

Література

1. Недуев Ю. М., Недуев Т. О. Енергозберігаючий спосіб прискорення твердіння бетону у початковий період. /Бетон и железобетон в Украине. – 2012.-№1.-С.5-9.
2. Вовк А. И. Суперпластификаторы в бетоне // Бетон и железобетон. 2009. № 2.-С. 15-20.
3. Добавки в бетон: Технический каталог; ноябрь, 2009. М.: «Bush Construction Chemicals», 2009.-138 с.
4. Довбиц Л. М. Твердение цементного камня с суперпластификаторами С-3 и “Glenium 5” / Проблемы развития в строительном, жилищно-комунальном и дорожном комплексах. Матер. 1-й междунар. конф. Т.1. – Брянск: 2010. – С. 133-138.
5. Изотов В. С., Ибрагимов Р. А. Сравнение эффективности отечественных гиперпластификаторов в тяжелом бетоне. / Бетон и железобетон.- 2010. - №6. – С. 4-6.
6. Изотов В. С. Химические добавки для модификации бетона. М.: Издат. “Полетип”, 2006.-243 с.
7. Каприелов С. С. Модифицированные бетоны в сооружениях ММДЦ “Москва – Сити” / Строительные материалы. 2006. №10.-С.8-10.
8. Филимонов В. А., Садыков А. П. Влияние суперпластификаторов на конечную прочность бетона и скорость набора им прочности при различных положительных температурах// Бетон и железобетон.-2011.-№3. - С.5-7.

УДК 69 057.2:69.057.45

Черненко К.В.[1]

ВПРОВАДЖЕННЯ І ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ МЕТОДІВ ПІДНІМАННЯ ВЕЛИКОРОЗМІРНИХ БЛОКІВ ПОКРИТТІВ ВАНТАЖОПІДЙОМНИМИ КРОКУЮЧИМИ МОДУЛЯМИ

АНОТАЦІЯ. Розглядається подальший розвиток вантажопідйомного крокуючого модуля (ВПКМ) з застосуванням двох, трьох і більше домкратів, які розміщуються на одній опорній поверхні опорного вузла (оголовка колони).

Ключові слова: *опора, крокуючий модуль, домкрат, монтаж, опорні елементи, оголовок колони.*

АННОТАЦИЯ. Рассматривается дальнейшее развитие подъемно-транспортного шагающего модуля з устройством двух, трех и больше домкратов, которые размещаются на одной опорной поверхности опорного узла (оголовка колоны)

Ключевые слова: *опора, шагающий модуль, домкрат, монтаж, опорный элементы, оголовок колонны.*

THE SUMMARY: Consider the further development of walking lifting module (WLM) using two, three or more jacks that are placed on a support surface of the support unit

Keywords: *supporting framework, walking lifting module, jack, installation, basic elements headroom column.*

Постановка задачі. Удосконалення технології монтажу і можливості застосування двох і більше домкратів для впровадження їх в пристрої для підіймання великорозмірних покриттів з одночасним влаштуванням постійних опор.

Результати дослідження. Під час розробки проекту виконання робіт по підніманню надважких і великорозмірних покриттів повинно бути враховано специфіку монтованої конструкції та її опорних елементів.

Приведена послідовність циклу піднімання покриття з використанням вантажопідйомних крокуючих модулів — ВПКМ у роботі [1], в конструкції якого, чотири домкрати розміщені ззовні опорного елемента, основними перевагами - є зменшені габарити по висоті, простота монтажу та можливість проведення супутніх монтажних робіт у нижній зоні модуля, не враховували недоліки до яких можна віднести потребу в механізмі захвату та відповідно до цього модифікації опорного елемента для фіксації захватів.

Вагомою перевагою ВПКМ з зовнішніми домкратами є постійне осьове навантаження на опорний елемент. Тому застосування конструкції ВПКМ з 4-ма зовнішніми домкратами доцільне у випадках підвищених вимог до точності монтажу та стійкості конструкції [1-3].

На рис. 1 приведено конструкцію вантажопідйомного модулю з двома домкратами, розміщеними зверху опорного елемента [4-5].

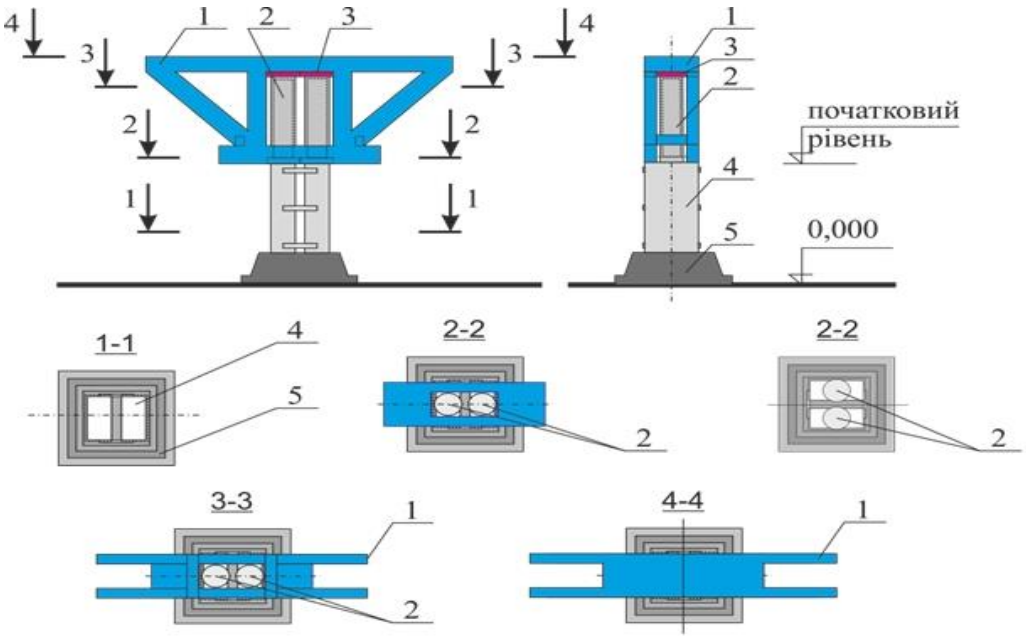


Рис. 1. Загальний вигляд ВПКМ з двома домкратами, розміщеними над опорним елементом: 1 – опорний вузол; 2 – домкрати; 3 – опорна плита; 4 – змонтований опорний елемент; 5 – основа.

[1] Черненко К.В. к.т.н., асистент кафедри ТБВ КНУБА.

До переваг конструкції модулю з верхнім розміщенням домкратів є відсутність механізму захвату і, як наслідок, відсутність необхідності модифікації опорного елемента. Проте, до недоліків можна віднести не центрове циклічне симетричне навантаження опорного елемента під час монтажу та попарне використання опорних елементів (рис. 2-3). Причому конструкція опорного вузла повинна забезпечувати можливість встановлення всередині її домкратів. Тоді крок монтажу (або крок опорних елементів) визначається висотою опорного вузла.

Застосування ВПКМ з двома домкратами доцільне коли немає особливих вимог до висоти опорного вузла, а конструкція опорних елементів дозволяє сприймати в процесі монтажу не центрові повздовжні зусилля.

Тому конструкція опорного вузла повинна забезпечувати можливість встановлення всередині її домкратів. Тоді крок монтажу (або крок опорних елементів) визначається висотою опорного вузла.

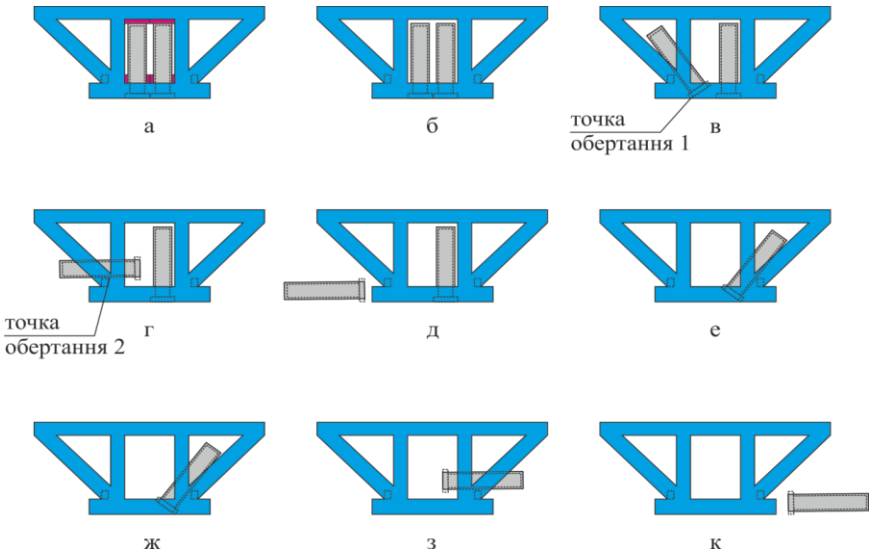


Рис. 2. Розміщення домкратів у ВПКМ з верхнім розміщенням та послідовність їх демонтажу.

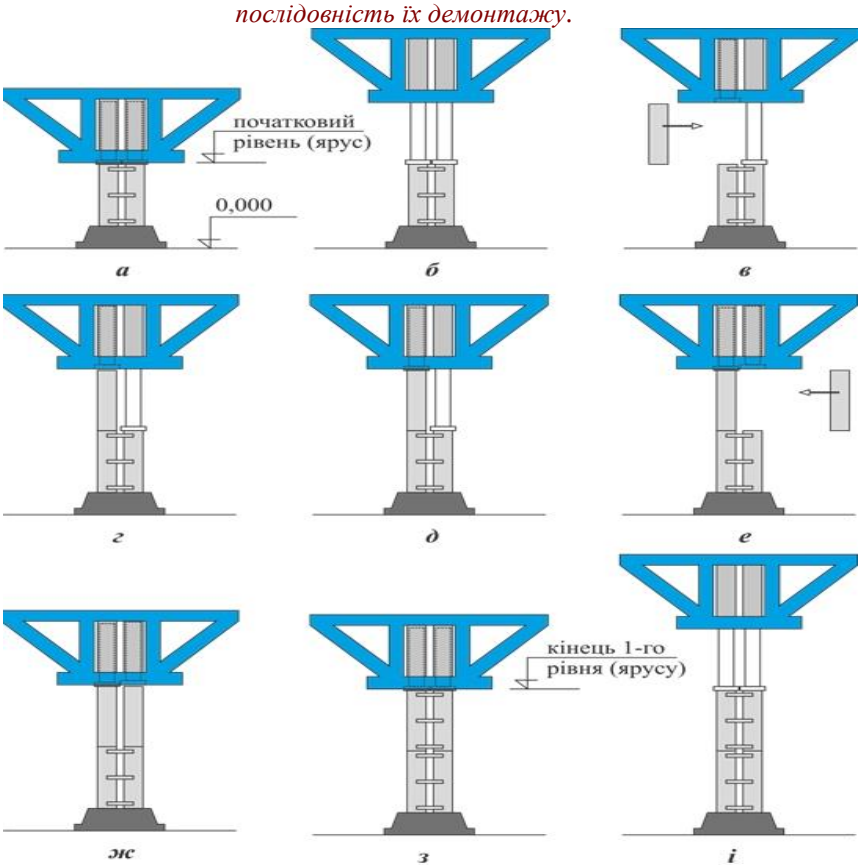


Рис. 3. Послідовність процесу піднімання покриття ВПКМ з верхнім розміщенням домкратів: а – і – етапи циклу піднімання.

В конструкціях ВПКМ з верхнім встановленням домкратів можливе використання двох, трьох чотирьох та більше домкратів (рис. 4).

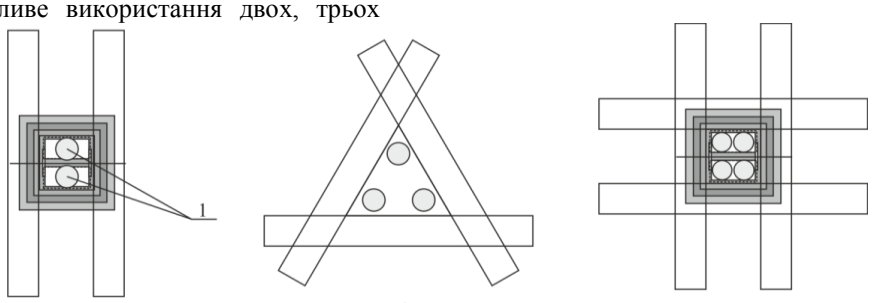


Рис. 4. Варіанти розміщення гідродомкратів у вантажопідйомному крокуючому модулі: з двома (а), з трьома (б) і з чотирма (в) домкратами.

Вважається, що конструкція опорного елемента з трьох колон буде найбільш стійкою серед запропонованих.

Збільшення кількості домкратів зумовлене величиною ваги монтованого покриття, але використання більше чотирьох домкратів призводить до невиправданої багатоелементності опорного елемента, проте воно не виключене у випадку необхідного збільшення ваги монтованого покриття при зменшених габаритах домкратів.

Висновок

Наведені основні перспективні рішення способу і пристрою з використанням двох і більше домкратів, які входять до конструкції вантажопідйомного крокуючого модуля, що застосовується для піднімання великорозмірних покриттів з одночасним зведенням постійних опор.

Література

1. Черненко К. В. Технологічні особливості вантажопідйомного крокуючого модуля (ВПКМ) та його встановлення при монтажі покриттів. / К. В. Черненко. // Шляхи підвищення ефективності будівництва в умовах формування ринкових відносин: зб. наук. праць. – Вип. 27. К.: – КНУБА, 2012. – С. 111 – 118.
2. Патент № 76241 Україна, МПК E 04G 21/14, B66F 7/00 Спосіб для монтажу покриття споруди. Черненко К. В., Рашківський В. П.; заявник Рашківський В.П. - № u 2012 07684; заяв. 22.06.2012, опубл. 25.12.12, Бюл. № 24. – 6 с. 11.
3. Патент № 76242 Україна, МПК E 04G 21/14, B66F 7/00 Пристрій для монтажу покриття споруди. Черненко К. В., Рашківський В. П.; заявник Рашківський В.П. - № u 2012 07684; заявл. 22.06.2012, опубл. 25.12.12, Бюл. № 24. – 4 с
4. Висновок про встановлення дати подання заявки на винахід (корисну модель). Реєстраційний номер заявки u 2013 09895. Заявники Собко Ю.Т. Черненко К.В. Спосіб монтажу покриття вантажопідйомним встановлюючим модулем.
5. Висновок про встановлення дати подання заявки на винахід (корисну модель). Реєстраційний номер заявки u 2013 09932. Заявники Собко Ю.Т. Черненко К.В. Назва винаходу Вантажопідйомний встановлюючий модуль.

УДК 621.877

Мусійко В. Д., Вощак Ю. В.[1]

ВИЗНАЧЕННЯ СИЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ МАШИНИ ДЛЯ ПІДКОПУВАННЯ ҐРУНТУ ПІД ТРУБОПРОВОДОМ

АНОТАЦІЯ. В роботі розглянуто питання створення шнеко-фрезерного робочого обладнання машини для підкопування ґрунту під трубопроводами. Визначено, що при використанні в якості грунторозробного робочого органа барабанних фрез з дискретною розстановкою по гвинтовій лініі грунторозробних лопаток забезпечується ефективна розробка перезволожених, в'язких ґрунтів. При цьому забезпечується виконання всіх технологічних вимог, що до розробки ґрунту під трубою. Максимальний крутний момент на валу привода фрез $M_{кр}$ складає 55 кН·м, величина сили тяги Т при цьому 40 кН.

Ключові слова: трубопровід, ґрунт, підкопування, підкопувальна машина, фрезерний робочий орган, фізична модель, випробування.

*АННОТАЦИЯ. В работе рассмотрен вопрос создания шнеко-фрезерного рабочего оборудования машины для подкапывания грунта под трубопроводами. Определено, что при использовании в качестве грунторазрабатывающего рабочего органа барабанных фрез с дискретной расстановкой по винтовой линии грнуторазрабатывающих лопаток обеспечивается эффективная разработка переувлажненных, вязких грунтов. При этом обеспечивается выполнение всех технологических требований к разработке грунта под трубой. Максимальный крутящий момент на валу привода фрез $M_{кр}$ составляет 55 кН·м, величина силы тяги **Т** при этом 40 кН.*

Ключевые слова: трубопровод, грунт, подкапывание, подкапывающая машина, фрезерный рабочий орган, физическая модель, испытания.

ANNOTATION. The issue of the creation of auger milling working equipment of the machine for undermining the ground water pipeline is considered. It is determined that the introduction of drum-type milling equipment with the discrete line of crew arrangement of the ground-digging blades ensures the efficient exploitation of overmoisturized ground, marshy soil. Therewith all the technical requirements for ground exploitation under pipelines are afforded. Max torque at drive shaft of milling equipment M_{kr} states 55 kN m, propulsive force T being 40 kN.

Key words: pipeline, ground, undermining, undermining machine, milling cutter, physical model, testing.

Вступ. Зростаючі з року в рік об'єми робіт по капітальному ремонту магістральних нафто- та газопроводів вимагають для свого рішення створення високопродуктивної та ефективної техніки. Однією з необхідних машин для виконання повного циклу земляних робіт при капітальному ремонті магістральних трубопроводів є машина підкопувальна, задача якої розробка та видалення ґрунту з-під трубопроводу при виконанні його капітального ремонту. Розроблений під трубою ґрунт переміщується в попередньо відкопані обабіч трубопроводу приямки, або складується біля бокових стінок розроблювальної навколо трубопроводу ґрунтової виїмки, ширина якої, в останньому випадку, повинна бути суттєво більшою. Переміщення розробленого під трубою ґрунту в приямки, або ж до бокових стінок ґрунтової виїмки не слід вважати раціональним, так як в обох випадках це приводить до збільшення об'ємів необхідної виїмки в ґрунті на один погонний метр (кілометр) відкритого трубопроводу. Особливо актуальним є питання створення ефективної конструкції машини підкопувальної, для роботи в складі комплексу землерийних машин призначених для виконання швидкісного безпідйомного капітального ремонту магістральних трубопроводів. Ремонт повинен виконуватись в різних ґрунтових умовах, на прямолінійних та криволінійних (радіус кривизни трубопроводу в плані R = 20D) ділянках магістральних трубопроводів діаметром 530…1420 мм.

Огляд останніх джерел досліджень і публікацій та виділення не розв'язаних раніше частин загальної проблеми. Огляд останніх джерел інформації про новітні конструкції підкопувальних машин та результати їх досліджень говорить про те, що на цей час відомі два варіанти конструктивних рішень підкопувальних машин. Це, перед усім, фрезерні машини з горизонтальним [1] та вертикальним [2] розміщенням фрез. Відомі машини вказаного принципу дії виконують розробку ґрунту під трубопроводами. Їх ефективність суттєво менша при розробці зволожених та перезволожених глинистих ґрунтів по причині складнощів що мають місце при переміщенні розробленого ґрунту з-під трубопроводу та його розвантаженні з робочого органа машини. Вкрай не бажаним є необхідність спорудження приямків для розміщення розробленого під трубою ґрунту, особливо в місцях прокладки трубопроводів де досить високий рівень ґрунтових вод. В таких умовах підкопувальні машини, ґрунторозробні фрези яких обертаються в горизонтальній площині (мають вертикальне розміщення приводних валів, наприклад) стають практично не роботоздатними по причині залипання ґрунтом їх робочих органів. Серйозним недоліком таких машин є їх не здатність переміщуватись по трубопроводу та розробляти ґрунт під ним на криволінійних в плані ділянках траси.

Таким чином, на сьогоднішній день гостро

[1] Мусійко В. Д., Вощак Ю. В. Національний транспортний університет.

стоїть питання створення ефективної конструкції підкопувальної машини здатної до ефективної роботи в складних ґрунтових умовах, на прямих та криволінійних ділянках траси магістрального трубопроводу, з можливістю переміщення розробленого під трубою ґрунту в приямки, до бокових стінок виїмки в ґрунті навколо трубопроводу, та вперед по ходу переміщення підкопувальної машини.

Постановка завдання. В порядку вирішення комплексної задачі створення високоефективної підкопувальної машини, необхідно експериментально визначити та дати оцінку роботоздатності та величині можливих навантажень фрезерного робочого органа підкопувальної машини з горизонтальною віссю його обертання, рис. 1.

Основний матеріал. Експериментальні дослідження виконано з використанням методів подібності та фізико-математичного моделювання на фізичній моделі (масштаб моделювання лінійних величин 1:5)

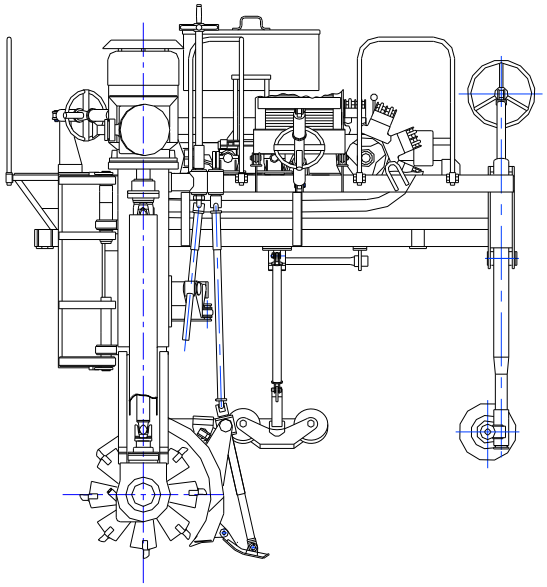


Рис. 1. Підкопувальна машина.

ґрунторозробного робочого обладнання, рис. 2 фрезерного типу з зачищувальним кожухом, призначеного для розробки ґрунту під трубою Ø 1220 мм (в "натурі").

Ширина шару ґрунту, що підкопується – 1500 мм, глибина копання (діаметр фрез) 750 мм. Робочий орган двосекційний, шнеко-фрезерного типу, з забезпеченням за рахунок різного напряму "навивки" спіралі шнека транспортування ґрунту на дві сторони від робочого органа. Кут установки ґрунторозробних лопаток, розставлених дискретно з інтервалом по спіралі на барабані кожної фрези змінювався в інтервалі $20^{\circ}…30^{\circ}$, частота обертання фрез 57 $хв^{-1}$, швидкість подачі робочого органа на забій змінювалась в межах 50…150 пог.м/год.

Модель робочого обладнання жорстко кріпиться до вимірювального пристрою (тензопідвіски) самохідного стенда[3]. Стенд переміщується по рейковому шляху ґрунтового каналу. В ґрунт з модельованими физико-механічними властивостями закладено фізичну модель трубопроводуØ 1220 мм, причому вісь трубопроводу строго паралельна поздовжній вісі рейкового шляху ґрунтового каналу. Це забезпечує переміщення робочого обладнання вздовж трубопроводу з мінімальним його відхилення від вісі труби.

Привод правої фрези моделі робочого обладнання здійснюється від гідромотора 210.16.000 з допомогою ланцюгової передачі, що має передаточне відношення 13 та 19.

Ліва фреза приводиться в обертання правою через торцеву шпонку. Завдяки цьому частоти обертання фрез в робочих режимах проведення досліджень співпадають. Процес заглиблення роторів під трубопровод досліджується на правій приводній фрезі, приймаючи при цьому до уваги те, що характер робочого процесу лівої фрези аналогічний.

Випробування проводились в режимі розробки забою з глинистим ґрунтом максимальної вологості під трубою, міцність якого по ударнику ДержНДІ 7…9 ударів (в "натурі").

Характеристики силового навантаження робочого обладнання визначались в стійких режимах його роботи як різниця між значеннями вимірюваного силового фактора при роботі під навантаженням та в режимі холостого ходу. Іншими словами, одержані, значення вимірюваних параметрів є величинами без урахування опорів в системі привода робочого обладнання в тому числі ККД привода моделі.

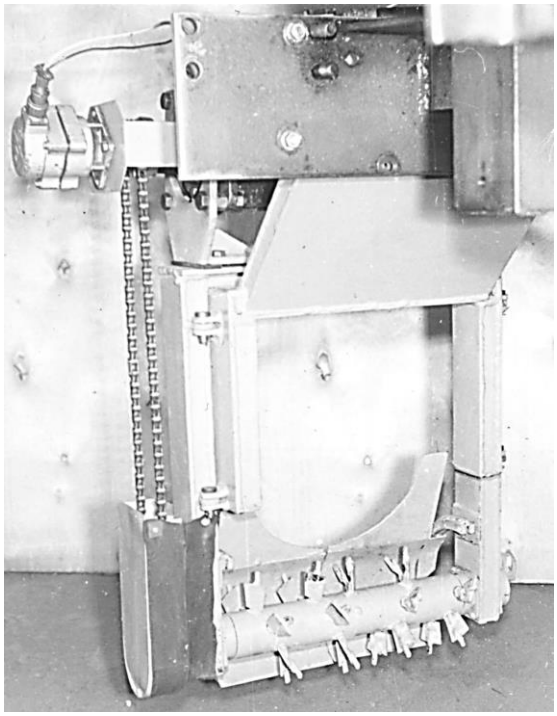
Випробування виконувались в лабораторії фізико-математичного моделювання робочих процесів машин для земляних робіт НТУ з використанням ґрунтових моделей супісків, в'язких та перезволожених глин.

Виконанні дослідження моделі робочого органа підкопувальної машини підтвердили роботоздатність запропонованої конструкції робочого органа в широкому спектрі зміни ґрунтових умов, в тому числі в сипучих пісках та у перезволожених глинах.

Основними силовими характеристиками роботи шнеко-фрезерного робочого обладнання є крутний момент на валу привода фрез та сила тяги, що витрачається на переміщення робочого обладнання в забої. Саме ці параметри визначають величину потужності привода робочого обладнання та енергомісткості розробки 1 $м^3$ ґрунту під трубопроводом.

В ході експериментальних досліджень встановлено, що крутний момент на валу привода фрез, величина якого визначається силами опору ґрунту різанню та транспортування його в приямки, збільшується по не лінійному закону зі збільшенням швидкості подачіробочого обладнання на забій. Так при швидкості подачі робочого обладнання V_e = 50 м/год крутний момент на валу привода фрез становить $М_{кр}$ =

= 4 ± 0,2 kH · м, коли швидкість різанняґрунту становить V_p = 2,24 м/с. Для подолання вказаного крутного момента необхідно до приводного вала підвести потужність N = 25 ±± 2 кВт.



а)

б)

Рис. 2. Модель підкопувальної машини: а) – загальний вигляд; б) – вигляд під трубою після проходу обладнання.

Отримані результати експериментальних досліджень свідчать про незначний вплив величини кута установки грунторозробних лопаток на корпусах фрез на величину крутного момента на валу привода фрез, коли швидкість подачі V_e не перевищує 100 м/год , а величина кута установки лопаток змінюється в межах від 20º до 30º.

При швидкості подачі V_e = 100 м/год потужність, що витрачається на привод фрез становить N = 42 ± 2 кВт, коли кут установки лопаток становить α = 30º і N = 40 ± 2 кВт, коли α = 20º.

При збільшенні швидкості подачі робочого обладнання на забій до V_e = = 150 м/год потужність, що витрачається на привод фрез збільшується до N = 50 ± 3 кВт при α = 30º та N = 44 ± 3 кВт, коли α = 20º.

Виявлено, що при величині кута установки лопаток α = 20º на їх поверхні залишається менше налиплого ґрунту, ніж тоді, коли α = 30º. При величині кута α = 20º на передній грані лопаток добре помітні сліди ковзання ґрунту, з видимими слідами зношування поверхні. Це підтверджує хорошу і необхідну транспортуючу здатність лопаток при куті їх установки α = 20º, то наявність явного залипання лопаток ґрунтом при умові їх установки під кутом α = 30º.

В ході експериментальних досліджень встановлено, що при розробці ґрунту під трубою шнекофрезерним робочим обладнанням, на якому дискретно про гвинтовій лінії встановлено ґрунторозробні лопатки, у вказаних режимах його роботи забезпечується ефективне, в стійкому режимі переміщення розробленого ґрунту з-під труби в приямки.

Ґрунт вільно виходить з зони забою в осьовому напрямку по всій не закритій площі торців фрез та рівномірно розподіляється в приямках.

Експерименти по виявленню максимальної транспортуючої здатності ґрунторозробного обладнання підтвердили його високу ефективність у цьому аспекті. Підтвердженням висновку слугує той факт, що обладнання здатне розробляти та ефективно транспортувати ґрунт з-під трубопроводу навіть при відсутності приямків. В такому випадку розроблений ґрунт практично випресовується з зони забою на обидві сторони від трубопроводу, видавлюється вгору, назад і вперед по стінкам ґрунтової виїмки, частково при цьому ущільнюючись. При цьому має місце різке збільшення крутного моменту на валу привода робочого обладнання, але цим підтверджується також можливість направлення потоку ґрунту з під трубопроводу в потрібне для забору ґрунту місце.

Величина сили тяги T, необхідної для переміщення робочого обладнання в забої, визначається величиною сил копання ґрунту, тертя ґрунту по поверхні забою та зачисного башмака по дну забою, опором робочого органа від ґрунту, що частково обрушується з бокових стінок ґрунтової виїмки та звалюється перед зачисним башмаком.

Встановлено, що сила тяги в процесі розробки ґрунту I…II категорій складності змінюється в межах від 20 до 40 кН при зміні швидкості подачі робочого обладнання на забій від V_e = 50 м/год до V_e = 100 м/год, причому визначальним величину силового навантаження робочого обладнання по силі тяги є категорія складності розробки ґрунту, а не швидкість подачі на забій.

Висновки

В результаті виконаних експериментальних досліджень встановлено, що:

1. розглянута конструкція шнекофрезерного робочого обладнання з дискретною установкою по гвинтовій лінії ґрунторозробних лопаток на барабанах фрез забезпечує ефективну розробку та переміщення в осьовому напрямку розробленого ґрунту під трубою на обидві сторони від нитки трубопроводу;
2. сила напору потоку розробленого ґрунту, що транспортується шнекофрезерним робочим обладнанням з-під трубопроводу доволі значна, що забезпечує можливість зміни напрямку переміщення ґрунту після його виходу з зони робочого обладнання;
3. максимальне навантаження робочого обладнання при розробці в'язких глинистих ґрунтів II категорії складності розробки, під трубопроводами Ø 1220 мм, швидкості подачі робочого обладнання на забій V_e = 150 м/год, швидкості різання ґрунту V_p = 2,24 м/с складає 50 ± 3 кВт при величині крутного моменту $M_{кр}$ = 55 кН·м, та величині сили тяги Т в межах 40 кН.

Література

1. Патент на винахід № 17163 Україна, МПК[6] E02F 5/10, B62D 55/24. Машина для підкопу трубопроводу і гусеничний ходовий пристрій /Биков О.В., Василенко С.К., Джарджіманов А.С., Ібрагімов М.Ш., Коваль А.Б., Кумилганов А.С., Лейченко Ю.Б., Мусійко В.Д., Савенок В.І., Чєрняєв В.Д., Яковлєв В.І.; заявники та власники Акціонерне товариство відкритого типу Акціонерна Компанія по Транспорту Нафти "Транснєфть" (RU); Підприємство Придніпровських Магістральних Нафтопроводів (UA); Товариство з Обмеженою відповідальністю Науково-дослідний та технічний Центр "Ротор" (UA) – № 96093693 ; заявл. 25.09.1996 ; опубл. 25.12.1998, Бюл. № 6, 1998.
2. Патент на полезную модель № 93126 Российская Федерация, МПК F16L1/028 (2006.01). Машина для удаления грунта из-под магистрального трубопровода. /Федотенко Ю.А., Киселева Л.Н.,Лазутина Д.В. ; Патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия (СибАДИ) (RU) – № 2009137839/22 ;заявл. 12.10.2009 ; опубл. 20.04.2010, Бюл. № 11, 2010.
3. А.с. № 1320345 СССР, МПК4 E02F5/00, G01M15/00. Стенд для испытания рабочих органов землеройных машин. В.Д.Мусийко, В.Ф.Маслов, А.Б.Коваль, А.В.Быков, В.М.Мяновский, Ю.М.Варфоломеев – № 4017737/29-03 ; заявл. 05.02.1986 ; опубл. 30.06.1987, Бюл. № 24.

УДК 693.542.52-868

Басараб В.А.[1]

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОЇ УДАРНО-ВІБРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ

АНОТАЦІЯ. Стаття присвячена дослідженню взаємодії середовища (бетонної суміші) з робочим органом електромагнітної ударно – вібраційної установки для віброущільнення будівельних сумішей. Досліджено поведінку системи для дискретної та континуальної моделей середовища. Створено дослідно – експериментальний стенд, що включає ударно – вібраційну установку та апаратуру прийому, запису та аналізу даних. Проведено комплекс експериментальних досліджень з використанням методу динамічної петлі гістерезису для висоти суміші до 1 м. Для аналізу основних параметрів взаємодії системи "машина-середовище" застосовано чисельну методику розрахунку.

Ключові слова: *ударно – вібраційна установка, динамічна петля гістерезису, чисельний розрахунок.*

АННОТАЦИЯ. Статья посвящена исследованию взаимодействия среды (бетонной смеси) с рабочим органом электромагнитной ударно-вибрационной установки для виброуплотнения строительных смесей. Исследовано поведение системы для дискретной и континуальной моделей среды. Создан исследовательский стенд, который состоит из ударно-вибрационной установки и аппаратуры приема, записи и анализа данных. Проведен комплекс экспериментальных исследований с использованием метода динамической петли гистерезиса для высоты смеси до 1 м. Для анализа основных параметров взаимодействия системы "машина-среда" применена численная методика расчета.

Ключевые слова: *ударно – вибрационная установка, динамическая петля гистерезиса, численный расчет.*

ANNOTATION. The article presents a modern investigation of the problem of interaction between concrete mix and working platform electromagnetic shock – vibration setting under conditions of vibro-compacting. Applying the

[1] Басараб В.А., к.т.н., завідуючий лабораторією КНУБА.

discrete and continuum models of the concrete mix the behavior of the system was researched. The laboratory test equipment which includes vibroimpact set and PC – based data acquisition system was created. For the realization of laboratory researches a dynamic loop of hysteresis was applied for the height of the mixture to 1 m. The numeral method with their application to calculation and analysis main parameters of "environment-machine" system in conditions of interaction was created.

Key word: *shock vibration setting, dynamic loops of hysteresis, technique of numeral calculation.*

Актуальність теми. Процес ущільнення є основним процесом в технології виробництва збірного залізобетону і має вирішальний вплив на якість виробів, трудоємкість робіт та технологічну ефективність.

Останнім часом більш ефективними є низькочастотні ударно-вібраційні технології ущільнення, що мають значну асиметрію прискорень [1,4,5,7]. Багато праць присвячених дослідженню впливу середовища на вібраційну машину. В основному ці роботи присвячені дослідженню машин з гармонічним режимом руху. Існуючі розрахункові залежності неповною мірою відповідають сучасним вимогам, оскільки здебільшого визначаються за емпіричними даними, які є дійсними тільки в межах досліджень, під час яких вони отримані. Зумовлюється це тим, що відсутня загальновизнана модель процесу ущільнення та не визначено реальний вплив оброблюваного матеріалу на динаміку електромагнітної ударно-вібраційної установки.

Розв'язати проблему можна шляхом врахування оброблюваного матеріалу із застосуванням моделі спільного руху робочого органу та середовища, використовуючи експериментально-теоретичну модель суміші в дискретно-континуальних системах [5]. Такий підхід дає можливість визначити робочі параметри віброустановки, які забезпечували б високу продуктивність, зменшення енергоємкості робочого процесу та отримання виробів високої якості. Тому визначення параметрів руху електромагнітної ударно-вібраційної установки з урахуванням впливу бетонної суміші є актуальним і своєчасним.

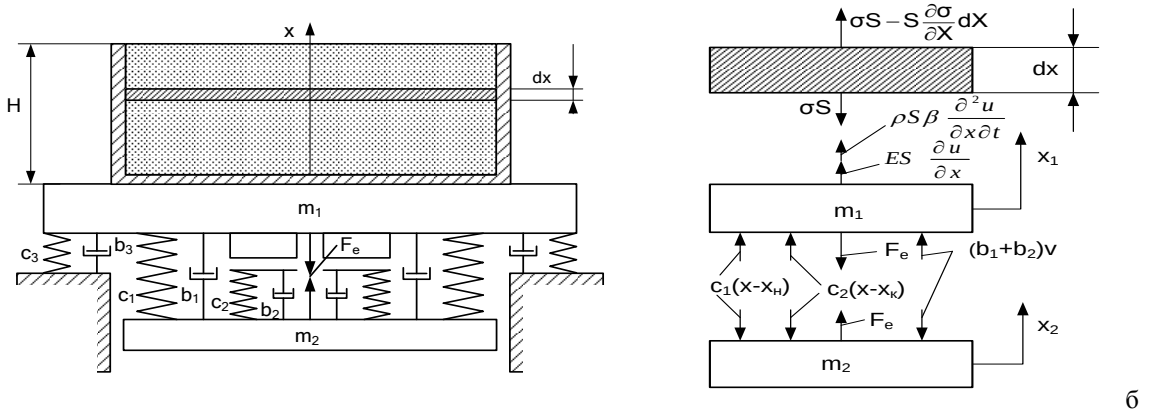
Викладення основного матеріалу. Для складання математичної моделі пропонується метод, у відповідності з яким робоче середовище в процесі коливань враховується в рівняннях руху робочих органів машин у вигляді контактної сили, що називається реакцією середовища. В якості фізичної моделі використовувалась система з розподіленими параметрами. Модель системи та схему прикладання сил представлено на рис. 1.

Досліджувана система складається з маси m_1 – робочого органу і частини маси форми з сумішшю, яка припадає на один віброблок а також маси m_2 – ударника. Коливання мас збуджуються електромагнітом з силою тяги F_e. Співударяння мас відбувається через пружні елементи (буфера) жорсткістю c_2 з коефіцієнтом опору b_2. Взаємне переміщення мас забезпечується за рахунок пружних елементів (підвіски ударника) жорсткістю c_1 з коефіцієнтом опору b_1. Маса m_1 віброізолюється від фундаменту опорними пружними елементами (амортизаторами) жорсткістю c_3 з коефіцієнтом опору b_3. При забезпеченні умови віброізоляції, опорні пружні елементи не виявляють суттєвого впливу на рух системи, тому, можна прийняти, c_3=0 і b_3=0.

Динаміка системи описується рівняннями руху мас та рівняннями електромагнітного ланцюга [2,6]. Рівняння руху верхньої маси:

$$m_1\ddot{x}_1+(b_1+b_2)(\dot{x}_1-\dot{x}_2)+b_3\dot{x}_1+c_1(x_1-x_2)+ \\ +c_2(x_1-x_2+x_k)+c_3x_1=-F_e, \quad (1)$$

де $\ddot{x}_1$ - прискорення маси m_1.



а б

Рис. 1. Модель системи "машина-середовище": а – фізична модель; б – схеми прикладання сил.

Рівняння руху ударника:

$$m_2\ddot{x}_2-(b_1+b_2)(\dot{x}_1-\dot{x}_2)-c_1(x_1-x_2)- \\ -c_2(x_1-x_2+x_k)=F_e, \quad (2)$$

де $\ddot{x}_2$ - прискорення маси m_2;

x_k = 0.003м – зазор в магнітопроводі для запобігання співударяння статора та якоря електромагніта.

Рівняння електромагнітного ланцюга:

$$\psi_n = U - iR. \quad (3)$$

де i – струм в котушці, А; R – опір котушки, Ом.

В системі з розподіленими параметрами реакція середовища

представляється у вигляді контактної сили (сили опору середовища):

$$F_{on} = S\left(E\frac{\partial u}{\partial x} + \rho\beta\frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t}\right). \quad (4)$$

Розглядаючи систему з розподіленими параметрами приведемо основні допущення прийняті в моделі:

- сила пружності підвіски ударника відповідає закону Гука;
- при розгляді напружено – деформованого стану середовища сили бокового опору не враховувались, тобто розглядається одномірна задача;
- процеси, що відбуваються в середовищі підпорядковуються лінійному закону;

Згідно принципу Даламбера запишемо рівняння руху системи з урахуванням сили опору середовища.

Рівняння руху робочого органу:

$$\frac{dv_1}{dt} = \frac{1}{m_1}\left[-(b_1+b_2)v - (c_1+c_2)x + c_1x_н + c_2x_к + F_{on} - \frac{ab\psi^2}{2(b+x)^2}\right]. \quad (5)$$

Рівняння руху ударника:

$$\frac{dv_2}{dt} = \frac{1}{m_2}\left[c_1x_н + c_2x_к - (c_1+c_2)x - (b_1+b_2)v - \frac{ab\psi^2}{2(b+x)^2}\right]. \quad (6)$$

Рівняння зміни потокозчеплення:

$$\frac{d\psi}{dt} = \frac{U - iR - \frac{L_0 a \psi b v}{(b+x)^2}}{\frac{L_0 a x}{b+x} + L_0 A D e^{D\psi} + 1}, \quad (7)$$

де x=x_1+x_2+$x_к$ – координата відносного положення мас;

L – індуктивність котушки, Гн.

Рівняння руху шару суміші:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = c^2\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \beta\frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial t}, \quad (8)$$

де β - коефіцієнт кінематичної в'язкості, $і^2/с$;

с – швидкість розповсюдження хвиль деформації в шарах суміші.

Поставлена задача розв'язувалась за методом Даламбера.

Якщо позначити $x_1(t)$ – переміщення робочого органу, тоді загальне рішення з урахуванням затухання записується у вигляді [1]:

$$u(x,t) = x_1\left(t - \frac{x}{c}\right)e^{-\zeta x} + x_1\left(t - \frac{2H-x}{c}\right)e^{-\zeta(2H-x)}, \quad (9)$$

де ζ - коефіцієнт затухання хвилі по висоті суміші (визначається експериментально).

Запишемо початкові та граничні умови:

при t=0 $\frac{\partial u}{\partial t} = 0$; при x=H $\frac{\partial u}{\partial x} = \xi(H,t) = 0$; при x=0 $u(0,t)=x_1(t)$.

Загальне рішення хвильового рівняння має вигляд:

$$u(x,t) = x_{1_{i-\phi}}(t)e^{-\zeta x} + x_{1_{i-\nu}}(t)e^{-\zeta(2H-x)}. \quad (10)$$

де $\phi = \frac{x_{шс}}{c\Delta t}$ – кількість кроків запізнення падаючої хвилі при досягненні шару суміші висоти $x_{шс}$; $\nu = \frac{2H - x_{шс}}{c\Delta t}$ – кількість чисельних кроків запізнення хвилі, відбитої від верхньої межі, при досягненні шару суміші висоти $2H$-$x_{шс}$; $\Delta x = c\Delta t$ - елементарний шар суміші.

Розраховуємо систему рівнянь чисельним методом Рунге – Кутта 1-го порядку точності за допомогою спеціально створеної програми в середовищі MathCAD, яка дає можливість будувати графіки а також виводити числові дані динамічних параметрів як вібромашини так і середовища.

Відомо, що в процесі роботи бетонна суміш змінює свої характеристики, тому однією з умов ефективного проектування вібросистем є перевірка ефективності роботи машини в умовах можливих відхилень робочих параметрів. З роботи [2] відомо, що цілеспрямованою зміною жорсткості підвіски ударника C_1 та часом затримки на вмикання живлення електромагнітів t_z можна керувати параметрами роботи машини для забезпечення необхідного за технологією змінного режиму ущільнення.

В результаті аналізу залежності основних параметрів роботи машини від t_z встановлено, що частота ударів змінюється в середньому на 15%, напіврозмах коливань на 30%, потужність – більш ніж на 100%. Характер зміни напіврозмаху та потужності в залежності від жорсткості ресори є нелінійним і раціональним в межах оптимальних параметрів машини. Напіврозмах коливань робочого органу змінюється на 100%, потужність – більш ніж на 100%. частота руху робочого органу змінюється в межах 30%.

Для проведення експериментальних досліджень було розроблено дослідно-експериментальний комплекс (рис.2), що складається з ударно-вібраційної установки та апаратури прийому і обробки сигналу. Експериментальна установка складається з двох віброблоків на які встановлено форму з сумішшю.

Верхня маса включає масу робочого органу 1, на яку встановлено форму 17 з сумішшю, що ущільнюється, та масу статора 3 електромагніта з котушкою 15. Верхня маса віброізолюється від фундаменту опорними амортизаторами 11. Нижня маса включає масу ударника 16 з якорем 14 електромагніта. Ударник з'єднаний з робочим органом пружними елементами 18. Маси співударяються через буферні елементи 12, зазор в яких менший зазору в магнітопроводі електромагніта. Котушки електромагнітів всіх віброблоків підключено паралельно до виходу блока живлення. Між робочим органом та ударником встановлено переривач живлення 13, який є елементом зворотного зв'язку в схемі керування блоком живлення.

Віброблок працює наступним чином. При протіканні струму в котушці, під дією електромагнітної сили маси зближуються і стискають пружні елементи підвіски ударника. При заданому положенні мас (в початковий момент удару або дещо раніше), переривач знеструмлює котушку. Далі, під дією сили тяги електромагніта, що створюється залишковим струмом, маси продовжують зближуватись і стискають буферні елементи. Далі, під дією потенціальної енергії стиснення буферів та підвіски ударника, а також за рахунок відновлення швидкості після удару, маси віддаляються. Через заданий інтервал часу (в початковий момент зближення мас або дещо пізніше) реле часу, увімкнене в схему керування, подає живлення на котушку і цикл повторюється.

Визначення параметрів взаємодії середовища з робочим органом установки здійснювалось за допомогою тензометричного обладнання. Для дослідження хвильових явищ в бетонній суміші використовувались датчики тиску (мездози) конструкції ЦНДІБК [3]. Тарування датчиків тиску здійснювалось за допомогою тарувального пристрою, в якому створюється тиск і вихідний сигнал датчика фіксується в ЕОМ. Запис переміщення шарів суміші здійснювався за допомогою нестандартних датчиків які представляють собою консольні пластинки розміром (B×L×H)=20×160×1,2 мм. Чутливими елементами датчиків є тензорезистори, з'єднані за напівмостовою схемою.

Під час роботи установки сигнали від тензодатчиків підсилювались за допомогою тензостанції, далі сигнал надходив на вхід аналого-цифрового перетворювача (АЦП). АЦП за спеціальною програмою здійснював зчитування аналогового сигналу, перетворення сигналу в числовий код і побудову графіків на екрані ЕОМ. Побудова графіків та їх аналіз проводились за допомогою пакета стандартних програм MS Office та Mathcad.

Оцінка реакції середовища на рух робочого органу віброустановки зводилась до визначення параметрів напружено-деформованого стану середовища. Для розв'язання задач досліджень було застосовано метод динамічної петлі гістерезису (ДПГ) [5,7].

Дослідження проводились для повного циклу ущільнення суміші, який визначався за осадкою поверхні та за умов виділення цементного розчину на поверхні. Під час проведення досліджень використовувались основна форма – b×h×l=0,4×0,3×0,6 м та метрова форма-вставка b×h×l=0,2×0,4×1 м.

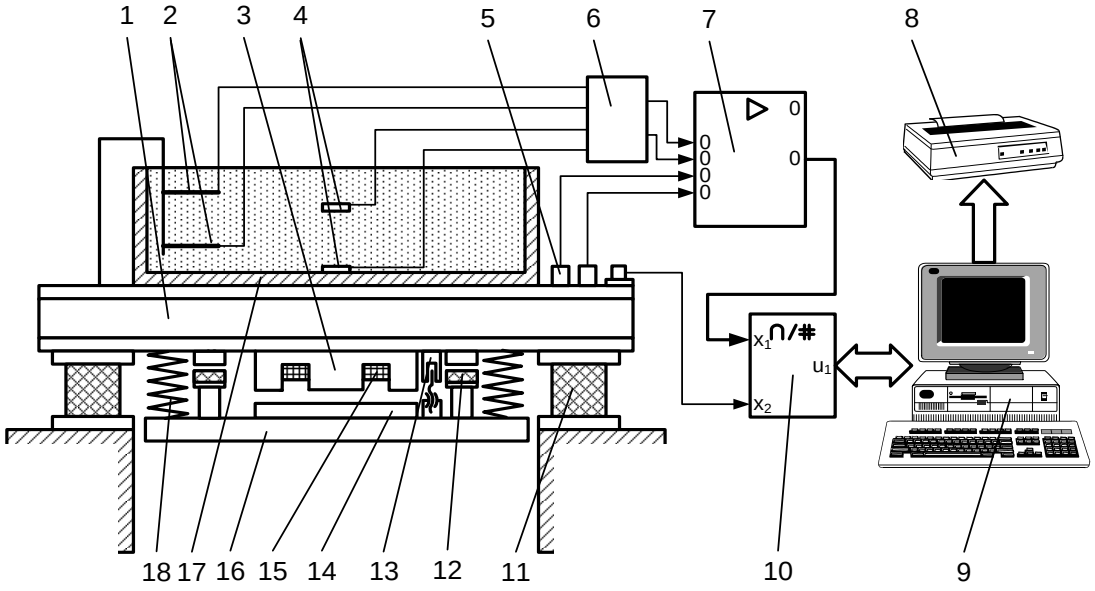


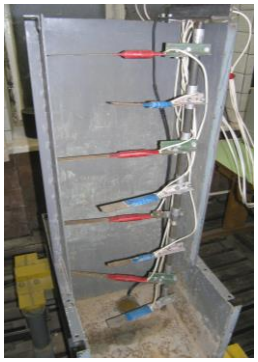
Рис. 2. Схема дослідно-експериментального комплексу:
1 – робочий орган віброустановки; 2 – датчик переміщення шару суміші; 3 – статор електромагніта; 4 – датчик тиску (мездоза); 5 – датчики переміщення, швидкості та прискорення; 6 – додаткові резистори; 7 – тензостанція; 8 – принтер; 9 – ЕОМ; 10 – аналого-цифровий перетворювач (АЦП); 11 – опорні амортизатори; 12 – буферні елементи; 13 – переривач живлення; 14 – якір електромагніта; 15 – котушка електромагніта; 16 – ударник; 17 – форма; 18 – пружні елементи.

Слід відмітити, що мездоза, жорстко встановлена на дні форми, фіксує стрибок тиску під час удару, що супроводжується виникненням гармонік високої частоти. Цей ефект можна пояснити різкою зміною характеру прискорення робочого органу при ударі та при відриві ударника на ділянці зворотного руху. Під час удару значення тиску складає для мездози1 P= 0,037 МПа, для мездози2 P= 0,028 МПа.

Аналіз записів показав, що переміщення шарів суміші змінюється пропорційно висоті суміші та в протифазі до зміни тиску в середовищі. Основні етапи проведення експериментальних досліджень зображено на рис. 3.

Для вимірювання переміщення та кута зсуву фаз шарів бетонної суміші по висоті форми використовувалась метрова форма з 8-ма встановленими тензометричними датчиками (рис. 4).

Віброплощадка з висотою форми 1 м



Встановлення датчиків

Суміш після віброущільнення

Рис. 3. Основні етапи проведення експериментальних досліджень.

Аналіз результатів показав наступне: в умовах вільного встановлення датчиків, шари суміші на рівні д1, д2, д3 при висоті 0,3 м мають амплітуду руху 0,1…0,3 мм з невеликим зсувом фаз в початковий момент ущільнення. Суміш на рівні д4, д5, д6 характеризується складним рухом – пропорційно переміщенню робочого органу з протифазними показаннями датчиків. Амплітуда руху в даній зоні складає 0,1…0,5 мм, що пов'язано з активним формоутворенням. Якщо порівняти результати експериментальних досліджень з теоретичними то можна зробити висновок, що за умов представлення середовища дискретними моделями бетонна суміш рухається з невеликим запізненням по відношенню до руху робочого органу. Тому для даної зони доцільно використовувати дискретну модель. На рівні д7, д8 амплітуда руху складає 0,7…1,2 мм, характер руху – складний знакозмінний, відрізняється як від нижніх так і середніх шарів. Для даної висоти суміші (h>0,5 м) доцільно використовувати хвильову модель для описання руху суміші.

Виходячи з вищенаведеного можна вказати на наявність в суміші умовно 3-х зон – контактної, перехідної та верхньої. Виходячи з характеру руху суміші в часі можна також весь цикл ущільнення розділити на 3 умовних періоди: період інтенсивного осадження суміші і формоутворення t=0…10 с, період формоутворення і перерозподілу компонентів суміші, період перерозподілу напружень та деформацій з високою інтенсивністю вищих гармонічних складових.

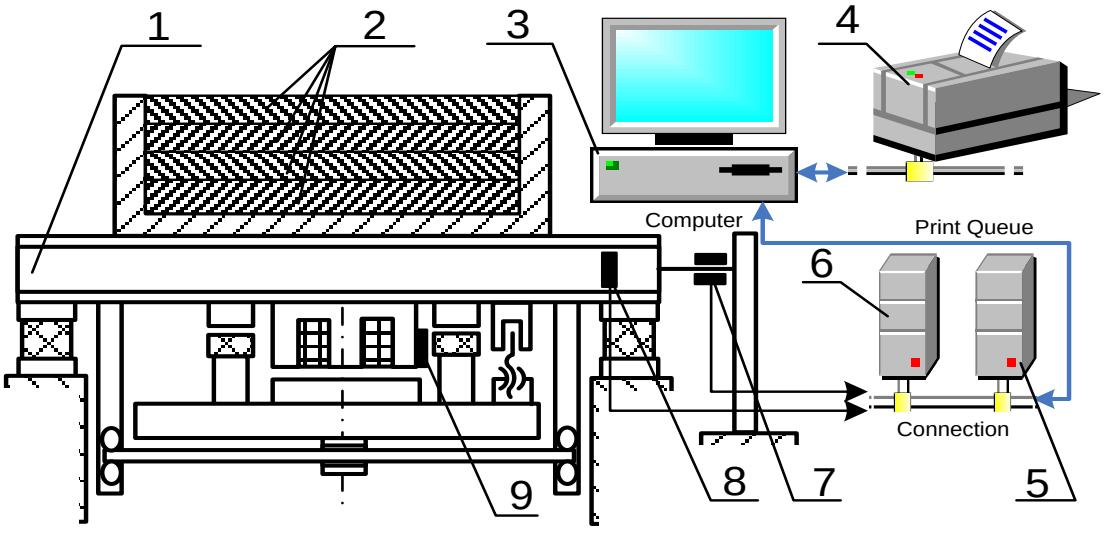


Рис. 4. Дослідницький комплекс:
1 – віброустановка; 2 – імітатори суміші; 3 – ЕОМ; 4 – принтер; 5 – АЦП; 6 – блок первинної обробки сигналу; 7 – датчик переміщення робочого органу; 8 – датчик частоти; 9 – датчик вимірювання потужності (шунт).

Сутність роботи полягає у дослідженні закономірностей зміни параметрів роботи машини в умовах взаємодії з оброблюваним середовищем. Зміна навантаження на робочий орган створюється за допомогою імітаторів бетонної суміші (металевих пластин).

Амплітуда руху робочого органу фіксується за допомогою тензодатчика який встановлений на кронштейні та електронного вібрографа; значення струму та напруги вимірюються за допомогою шунтів, що встановлюються в системі живлення віброустановки.

Працює установка наступним чином: підключаються датчики та апаратура, віброустановка приводиться у вихідне положення; далі вмикається установка та апаратура, фіксуються параметри роботи машини для вихідного положення та за умов зміни навантаження. Дані відображаються на екрані монітора та записуються на жорсткий диск ЕОМ. Експериментально вимірюються та будуються графіки наступних параметрів: I(А), U(В), x_1(мм), f(Гц), $m_{бс.}$. Далі проводимо теоретичні розрахунки параметрів роботи машини: $x_1=f(m_{бс})$, f=f($m_{бс}$), $P=f(m_{бс})$, будуємо графіки і порівнюємо з експериментальними результатами.

Висновки

1. Встановлено зв'язок параметрів руху робочого органу вібромашини з параметрами впливу бетонної суміші шляхом розв'язання контактної задачі взаємодії робочого органу ударно-вібраційної установки з бетонною сумішшю за умов віброущільнення.
2. Створено та впроваджено в учбовий процес дослідно-експериментальний комплекс з дослідження закономірностей зміни параметрів роботи машини в умовах взаємодії з оброблюваним середовищем.

Література

1. Афанасьев А.А. Технология импульсного уплотнения бетонных смесей. М.: Стройиздат, 1987.-166с.
2. Баранов Ю.А. Особенности проекти-рования ударно-вибрационных площадок с электромагнитным приводом / Ю. А. Баранов // Горные, строительные, дорожные и мелиоративные машины. Респуб. межвед. науч.-технич. сборник. К.: Техника, 1990, вип.43. – С.69 – 72.
3. Баранов Ю.О. Методика експериментальних досліджень взаємодії середовища з робочим органом ударно-вібраційної площадки / Ю.О. Баранов, М.О. Клименко, В.А. Басараб // Техніка будівництва №11.К.: КНУБА, 2002. – С. 24–28.
4. Гусев Б.В. Ударно-вибрационная техно-логия уплотнения бетонных смесей / Б.В. Гусев, А.Д. Демидов, Б.И. Крюков и др. – М.: Стройиздат, 1982. – 150 с.
5. Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем / І.І. Назаренко. – К.: Видавничий дім "Слово", 2010. – 440 с.
6. Иносов В.Л., Назаренко И.И., Хо Тхи Ха. Новая электромагнитная низкочастотная виброплощадка ударного действия / В.Л. Иносов, И.И. Назаренко, Хо Тхи Ха // Известия ВУЗов. Строительство и архитектура, 1982. – № 7. С. 118-122.
7. Чубук Ю.Ф. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей / Ю.Ф. Чубук,. И.И. Назаренко, В.Н. Гарнец. – К.: Вища школа, 1985 .– 167 с.

УДК 621.879.48

Коваль А. Б.[1]

ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ОПОРУ РОЗВОРОТУ ГУСЕНИЧНОЇ УНІВЕРСАЛЬНОЇ ЗЕМЛЕРИЙНОЇ МАШИНИ

АНОТАЦІЯ. В статті визначено залежності для визначення моменту опору розвороту гусеничної універсальної землерийної машини та величини зміщення центрів повороту гусениць в залежності від навантаження базового тягача.
Ключові слова: універсальна землерийна машини, курсова стійкість, епюра поперечних сил, момент опору розвороту.
АННОТАЦИЯ. В статье определены зависимости для определения момента сопротивления развороту гусеничной универсальной землеройной машины и величины смещения центров поворота гусениц в зависимости от нагружения базового тягача.
Ключевые слова: универсальная землеройная машина, курсовая устойчивость, эпюра поперечных сил, момент сопротивления развороту.
ANNOTATION. In the article the interdependence for determination of the resistance to swinging point of the universal tracked digging machine and the value of track center swing depending on base carrier load are defined.
Key words: universal digging machine, course stability, shearing force diagram, resistance to swing point.

Вступ. Сучасне будівництво досить складно уявити без використання засобів механізації будівельних робіт. І це не випадково, тому, що саме технічний рівень та можливості будівельної техніки і устаткування визначають собівартість виконуваних робіт, сприяють підвищенню продуктивності праці, а значить – підвищенню рентабельності будівельної галузі в цілому.

[1] Коваль А. Б. Національний транспортний університет.

Земляні роботи є одним з найважливіших етапів у якісній реалізації будь-якого будівельного проекту, при будівництві об'єкта біль-якої складності. Від того, наскільки швидко, ефективно і якісно будуть виконанні ці роботи, буде в остаточному підсумку залежати і якість усього будівництва в цілому. Земляні роботи, особливо в галузі транспортного будівництва, при спорудженні протяжних виїмок різного призначення в ґрунті, як в Україні, так і за її межами пов'язані з розробкою та переміщенням мільярдів кубічних метрів ґрунту.

Тому підвищення продуктивності та універсалізації робочих органів траншейних екскаваторів є важливим, а при реалізації в промисловості може дати значний техніко-економічний ефект. Тенденція до уніфікації та скорочення типорозмірів як існуючих, так і машин що проектуються, висуває питання створення універсальних землерийних машин (УЗМ), що спроможні розробляти траншеї різної ширини одним і тим же робочим органом за рахунок переналадки без яких-небудь конструктивних змін.

Одним з можливих варіантів рішення цієї задачі є роторна УЗМ з робочим органом, що працює в умовах віяльно-поступальної подачі його на забій та має двошарнірну схему бокового переміщення (коливання) в забої [1].

Огляд останніх джерел досліджень і публікаційта виділення не розв'язаних раніше частин загальної проблеми. Огляд останніх джерел досліджень показує, що значна увага в дослідженнях УЗМ приділена загальним принципам створення таких машин[1],вивченню кінематичних параметрів їх робочого обладнання, силового навантаження робочого обладнання[2]. В той же час курсова стійкість універсальних землерийних машин практично не досліджена.

В дослідженнях [3, 4] розглядається курсова стійкістьмашино-тракторних агрегатів, які працюють в умовах сталих навантажень.При роботі універсальної землерийної машини базовий тягач навантажується силами, які в значній мірі перерозподіляють навантаження на його гусениці як по бортам машини, так і в поздовжньому напрямку циклічно.

Постановка завдання. Визначити момент опору розвороту універсальної землерийної машини, що працює в режимі віяльно-поступальної подачі робочого обладнання на забій.

Основний матеріал.Величина моментуM_p, що розвертає машину, визначається величиною складових сил копання ґрунту ківшами робочого органа, реактивних та інерційних сил які діють на робочий орган в процесі копання ґрунту, силами взаємодії опорного башмака з підошвою забою та розмірами плеч прикладання цих сил відносно шарніра кріплення робочого обладнання на кормі тягача.

Момент опору розвороту машиниM_{op}обумовлюється силовою взаємодією ходового обладнання тягача з опорною поверхнею з урахуванням величини зовнішніх навантажень прикладених до тягача з боку робочого обладнання машини.

При роботі в режимі віяльно-поступальної подачі робочого органа на забій значення моментів, що розвертають машину таопору розвороту машини будуть змінюватися циклічно за величиною та за знаком.

При розгляді динаміки повороту гусеничних машин В.В. Гуськов і О.Ф. Опейко [5] довели, що необхідною і достатньою умовою переходу машини до криволінійного руху є наявність додатнього значення кутового прискорення. Рівняння рівноваги машини в плані визначається:

$$m_o \cdot i^2 \cdot \ddot{\pi}_3 = M_p - M_{f01} - M_{f02} + \frac{P_{fY2} - P_{fY1}}{2} \cdot B \quad (1)$$

де m_o – маса машини,

i– радіус інерції машини відносно вертикальної вісі, яка проходить через центр мас,

$\ddot{\pi}_3$ – кутове прискорення машини,

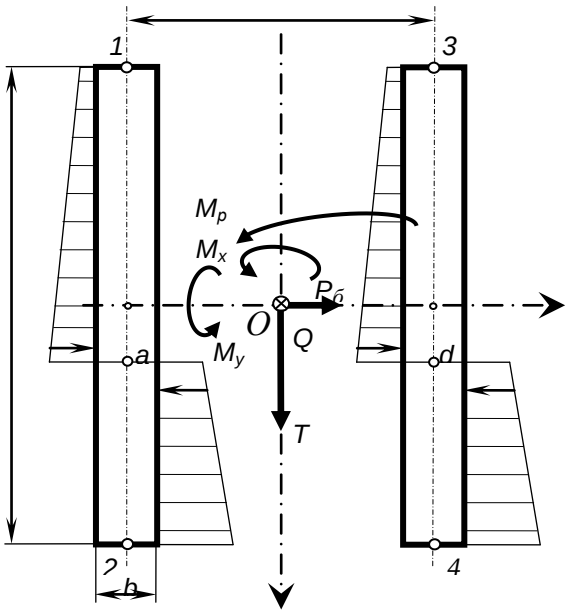


Рис. 1. Схема визначення моменту опору розвороту тягача.

M_p – головний моментзовнішніх сил,

M_{f01}, M_{f02}– моменти сил тертя, приведені до полюсів тертя опорних частин гусениць,

P_{fY1}, P_{fY2}– сили тертя вздовж гусениць.

Якщо права частина рівняння (1) буде від'ємною, то кутове прискорення $\ddot{\pi}_3 \leq 0$.

У випадку, коли гусенична машина під час прямолінійного руху отримає у певний момент в результаті збурення деяку кутову швидкість, то з урахуванням від'ємного кутового прискорення кутова швидкість за деякий проміжок часу зменшиться до нуля, тобто відновиться прямолінійних рух машини.

Проте прямі траєкторій руху машини до збурення та після нього будуть розташовані під якимось кутом одна до іншої. Таким чином, не зважаючи на те, що прямолінійний рух відновлено, можна вважати що курсову стійкість машини втрачено. З цього вип-

ливає, що для збереження курсової стійкості кутова швидкість машини повинна бути відсутньою, тобто дорівнювати нулю. Ця умова виконується за відсутності сковзання крайніх точок опорної поверхні навколо миттєвого центру повороту, коли зчеплення гусениць з ґрунтом в поперечному напрямку не порушено, тобто при умові: момент активних сил, що розвертають машину в плані менше сумарного моменту опору розвороту машини в тій же площині:

$$M_p < M_{op} \qquad (2)$$

При визначенні моменту опору розвороту зазвичай приймають наступні припущення.

– Опорні котки гусениць в поздовжньому напрямку перекочуються по гусеничному ланцюгу, а ланки гусениць відносно ґрунту в тому ж поздовжньому напрямку руху не здійснюють.

– В поперечному напрямку ланки гусениць сприймають опір ковзанню по ґрунту, який визначається силами тертя ланок об ґрунт, опором сколюванню ґрунту просівшими в нього ланками, опором переміщенню валика ґрунту, що нагрібається боковими кромками ланок гусениці.

– Сумарний опір переміщенню ланок гусениці при повороті приймається по величині пропорційним вертикальному навантаженню та коефіцієнту опору повороту μ, який враховує весь опір повороту.

– По спрямуванню сумарний опір протилежний напрямку ковзання відповідних ланок гусениці, тобто направлений перпендикулярно поздовжній вісі гусениці.

– Ширина гусениці приймається рівною нулю.

При вказаних припущеннях епюра поперечних сил, які діють на гусениці, має форму трапеції.

Сумарний момент опору розвороту гусеничної машини складається з моментів опору розвороту кожної гусениці.

При трапецієвидній епюрі поперечних сил, що діють на гусениці, (рис. 1) момент опору кожної гусениці має вигляд:

$$M_{орл} = \int_0^{\frac{L}{2}} \mu \cdot p_л^{'} \cdot x \cdot dx + \int_a^{\frac{L}{2}} \mu \cdot p_л^{'} \cdot x \cdot dx - \int_0^{a} \mu \cdot p_л^{'} \cdot x \cdot dx \quad , \qquad (3)$$

$$M_{орп} = \int_0^{\frac{L}{2}} \mu \cdot p_п^{'} \cdot x \cdot dx + \int_d^{\frac{L}{2}} \mu \cdot p_п^{'} \cdot x \cdot dx - \int_0^{d} \mu \cdot p_п^{'} \cdot x \cdot dx \quad , \qquad (4)$$

де $p_л^{'}, p_п^{'}$ - погонне навантаження від відповідних гусениць на ґрунт.

Якщо відомий тиск на ґрунт p, то погонне навантаження в загальному випадку визначається:

$$p^{'} = p \cdot b \qquad (5)$$

При розрахунку тиску на ґрунт двохгусеничної машини з торсіонною підвіскою опорних котків та багатоточковою статично невизначеною системою опирання, опорну поверхню гусениць розглядаємо як перетин двох спільно працюючих брусів при позацентровому стисненні (див. [6]). В цьому випадку, якщо всі точки перетину сприймають тільки стиснення, напруження стиснення в крайніх точках перетину дорівнює тиску у відповідних точках.

Напруження стискання в точці *2*:

$$\sigma_{cm} = p_2 = \frac{Q}{F} + \frac{M_y}{W_y} + \frac{M_x}{W_x}, \qquad (6)$$

де $Q = G + P_б$ - сумарне вертикальне навантаження;

$F = 2 \cdot B \cdot L$ - площа опорної поверхні гусениць;

$W_y = \frac{b \cdot L^2}{3}$ - момент опору опорної площини відносно вісі *OY*;

$W_x = b \cdot L \cdot B$ - момент опору опорної площини відносно вісі *OX*.

З огляду на те, що гусеничний ланцюг має можливість повертатись навколо своєї поздовжньої вісі, яка паралельна вісі *OY*, моменти інерції опорних площин окремих гусениць відносно їх поздовжніх вісей під час визначення W_x приймаємо рівним нулю.

Якщо підставити вказані значення величин у формулу

$$\sigma_{cm} = p_2 = \frac{Q}{F} + \frac{M_y}{W_y} + \frac{M_x}{W_x}, \qquad (6),$$

отримаємо:

$$p_2 = \frac{1}{b \cdot L}\left(\frac{Q}{2} + \frac{M_x}{B} + \frac{3 \cdot M_y}{L}\right), \qquad (7)$$

$$p_1 = \frac{1}{b \cdot L}\left(\frac{Q}{2} + \frac{M_x}{B} - \frac{3 \cdot M_y}{L}\right), \qquad (8)$$

$$p_3 = \frac{1}{b \cdot L}\left(\frac{Q}{2} - \frac{M_x}{B} - \frac{3 \cdot M_y}{L}\right), \qquad (9)$$

$$p_2 = \frac{1}{b \cdot L}\left(\frac{Q}{2} - \frac{M_x}{B} + \frac{3 \cdot M_y}{L}\right). \qquad (10)$$

Розподілення тиску машини на ґрунт під гусеницями ($p_л$ та $p_п$) в такому разі здійснюється по лінійному закону згідно формул:

$$p_л = \frac{p_1 + p_2}{2} + \frac{p_2 - p_1}{L} \cdot x, \qquad (11)$$

$$p_п = \frac{p_3 + p_4}{2} + \frac{p_4 - p_3}{L} \cdot x. \qquad (12)$$

Погонне навантаження

$$p_л^{'} = \frac{Q}{2 \cdot L} + \frac{M_x}{B \cdot L} + \frac{6 \cdot M_y}{L^3} x, \qquad (13)$$

$$p_п^{'} = \frac{Q}{2 \cdot L} - \frac{M_x}{B \cdot L} + \frac{6 \cdot M_y}{L^3} x. \qquad (14)$$

Позначивши

$$\frac{Q}{2 \cdot L} + \frac{M_x}{B \cdot L} = D \;, \frac{Q}{2 \cdot L} - \frac{M_x}{B \cdot L} = E \;, \frac{6 \cdot M_y}{L^3} = K \qquad (15)$$

маємо:

$$p_л^{'} = D + K \cdot x \;\; p_п^{'} = E + K \cdot x \qquad (16)$$

За наявності бокової сили $P_б$ величини зміщення центрів поворотів гусениць *a* і *d* (див. рис. 1) можна визначити з умови рівноваги гусениці в поперечному направленні (через суму проекцій всіх сил на вісь *OY*). Бокова сила $P_б$ розподіляється між гусеницями пропорційно їх вертикальним навантаженням.

При цьому сумарне вертикальне навантаження на гусеницях буде:

$$P_л = \frac{Q}{2} + \frac{M_x}{B},\ P_п = \frac{Q}{2} - \frac{M_x}{B}, \quad (17)$$

На ліву гусеницю діє бокова сила:

$$P_б^л = \frac{P_л}{P_л + P_п} P_б = \left(\frac{1}{2} + \frac{M_x}{Q \cdot B}\right) \cdot P_б \quad (18)$$

аналогічно на праву:

$$P_б^п = \frac{P_п}{P_л + P_п} P_б = \left(\frac{1}{2} - \frac{M_x}{Q \cdot B}\right) \cdot P_б . \quad (19)$$

Отже, умова рівноваги машини в поперечному напрямку визначається системою рівнянь:

$$\begin{cases} \mu \cdot \frac{p_1' + p_a'}{2} \cdot \left(\frac{L}{2} + a\right) + P_б^л = \mu \cdot \frac{p_2' + p_a'}{2} \left(\frac{L}{2} - a\right), & (20) \\ \mu \cdot \frac{p_3' + p_d'}{2} \cdot \left(\frac{L}{2} + d\right) + P_б^л = \mu \cdot \frac{p_4' + p_d'}{2} \left(\frac{L}{2} - d\right), & (21) \end{cases}$$

де p' – погонне навантаження у відповідних точках, згідно (18) і (19):

$$p_1' = D - K \cdot \frac{L}{2};\ p_3' = E - K \cdot \frac{L}{2};$$
$$p_2' = D + K \cdot \frac{L}{2};\ p_4' = E + K \cdot \frac{L}{2};$$
$$p_a' = D + K \cdot a;\ p_d' = E + K \cdot d.$$

Підставивши ці значення у рівняння (24) та (25), отримаємо:

$$\begin{cases} K \cdot a^2 + 2 \cdot D \cdot a - K \cdot \frac{L^2}{4} + \frac{P_б^л}{\mu} = 0 & (22) \\ K \cdot d^2 + 2 \cdot E \cdot d - K \cdot \frac{L^2}{4} + \frac{P_б^п}{\mu} = 0 . & (23) \end{cases}$$

Знаходимо корені цих рівнянь:

$$\begin{cases} a = -\frac{D}{K} \pm \sqrt{\frac{D^2}{K^2} + \frac{L^2}{4} - \frac{P_б^л}{\mu \cdot K}}; & (24) \\ d = -\frac{E}{K} \pm \sqrt{\frac{E^2}{K^2} + \frac{L^2}{4} - \frac{P_б^п}{\mu \cdot K}}. & (25) \end{cases}$$

Величини, які входять під знаки інтегралів, визначені. Моменти опору розвороту кожної гусениці знаходимо шляхом рішення (3) і (4). Перші члени рівнянь:

$$\int_0^{-\frac{L}{2}} \mu \cdot p_л' \cdot x \cdot dx = \mu \cdot \int_0^{-\frac{L}{2}} (D + K \cdot x) \cdot x \cdot dx = \left(D \cdot \frac{L^2}{8} - K \cdot \frac{L^3}{24}\right) \cdot \mu ; \quad (26)$$

$$\int_0^{-\frac{L}{2}} \mu \cdot p_п' \cdot x \cdot dx = \mu \cdot \int_0^{-\frac{L}{2}} (E + K \cdot x) \cdot x \cdot dx = \left(E \cdot \frac{L^2}{8} - K \cdot \frac{L^3}{24}\right) \cdot \mu . \quad (27)$$

Другі члени рівнянь:

$$\int_a^{\frac{L}{2}} \mu \cdot p_л' \cdot x \cdot dx = \mu \cdot \left(\frac{D}{2} \cdot \left(\frac{L^2}{4} - a^2\right) - \frac{K}{3} \cdot \left(\frac{L^3}{8} - a^3\right)\right); \quad (28)$$

$$\int_d^{\frac{L}{2}} \mu \cdot p_п' \cdot x \cdot dx = \mu \cdot \left(\frac{E}{2} \cdot \left(\frac{L^2}{4} - d^2\right) - \frac{K}{3} \cdot \left(\frac{L^3}{8} - d^3\right)\right). \quad (29)$$

Треті члени рівнянь:

$$\int_0^a \mu \cdot p_л' \cdot x \cdot dx = \mu \cdot \left(D \cdot \frac{a^2}{2} + K \cdot \frac{a^3}{3}\right) \quad (30)$$

$$\int_0^d \mu \cdot p_п' \cdot x \cdot dx = \mu \cdot \left(E \cdot \frac{d^2}{2} + K \cdot \frac{d^3}{3}\right) \quad (31)$$

Сумарний момент опору розвороту визначається як сума моментів опору розвороту лівої і правої сторін, тобто

$$M_{op} = M_{opл} + M_{opп} . \quad (32)$$

Враховуючі (30) … 35), маємо:

$$M_{op} = \mu \cdot \left(D \cdot \left(\frac{L^2}{4} - a^2\right) + E \cdot \left(\frac{L^2}{4} - d^2\right) - \frac{2}{3} \cdot K \cdot \left(a^3 + d^3\right)\right). \quad (33)$$

Якщо епюра поперечних сил має трикутну форму, то момент опору повороту визначається аналогічно першому випадку:

$$M_{op} = \mu \cdot \left(\begin{array}{l} D \cdot \left(\frac{L^2}{8} - a^2 + \frac{c^2}{2}\right) + E \cdot \left(\frac{L^2}{8} - d^2 + \frac{e^2}{2}\right) + \\ + \frac{K}{3} \cdot \left(\frac{L^3}{4} - a^3 - d^3 - c^3 - e^3\right) \end{array} \right). \quad (34)$$

де c, e – довжини опорних поверхонь гусениць на ділянках "передня крайня точка опорної поверхні гусениці – цент її опорної поверхні".

$$c = -\frac{1}{2} \cdot \frac{p_1' + p_2'}{p_2' - p_1'} \cdot L \quad e = -\frac{1}{2} \cdot \frac{p_3' + p_4'}{p_4' - p_3'} \cdot L ; \quad (35)$$

В цьому випадку величини зміщення центрів поворотів гусениць a і d визначаються аналогічно (28), (29):

$$a = -\frac{3 \cdot D + K \cdot c}{K} \pm \sqrt{\left(\frac{3 \cdot D + K \cdot c}{4 \cdot K}\right)^2 - \frac{1}{2} \cdot \frac{D}{K} \cdot (c - L) + \frac{L^2}{8} - \frac{P_б^л}{\mu \cdot K}}; \quad (36)$$

$$d = -\frac{3 \cdot E + K \cdot e}{K} \pm \sqrt{\left(\frac{3 \cdot E + K \cdot e}{4 \cdot K}\right)^2 - \frac{1}{2} \cdot \frac{E}{K} \cdot (e - L) + \frac{L^2}{8} - \frac{P_б^п}{\mu \cdot K}} . \quad (37)$$

Висновки

Отримані залежності дозволяють визначати моменти опору розвороту двогусеничної землерийної машини в залежності від навантаження від робочого обладнання.

Таким чином, знаючи момент, що розвертає машину і момент опору розвороту, можна перевірити умову збереження курсової стійкості УЗМ, та визначити величину коефіцієнта запасу, який для забезпечення нормальної роботи машини повинен бути більше одиниці.

Література

1. МусійкоВ.Д. Обґрунтування шляхів створення універсальних роторних землерийних машин безперервної дії. / В.Д. Мусійко, В.П. Шевченко // Сб. научн. тр. Строительство. Материаловедение. Машиностроение. - 2010. - № 57. - Дн-ск: ПГАСА.
2. МусійкоВ.Д. Визначення параметрів силового навантаження робочого обладнання універсальної землерийної машини. / МусійкоВ.Д., Коваль А.Б. // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТ. 2012. – Вип. № 31. – С. 125-130.
3. ИванцовВ.Д. КурсоваяустойчивостьгусеничныхМТА. / ИванцовВ.Д., ДолговИ.А. // Тракторы и сельскохозяйственный машины. – 2005. – № 7. – С.14-15.
4. Донцов И.Е. Повышениеп курсовой устойчивости машино-тракторного агрегата с форонтальным орудием (ФМТА). / Донцов И.Е. // ВесникКрасГАУ. Красноярск: КрасГАУ. 2008. – № 2. – С.209-215.
5. ГуськовВ.В., ОпейкоА.Ф. Теорияповоротагусеничных машин. – М. – Машиностроение, 1984. – 168 с.
6. ДомбровскийН.Г., МаевскийА.Г., ГомозовИ.М., ГилисВ.М. Теория и расчет гусеничного движителя землеройных машин. – Киев: Техніка, 1970. -192 с.

УДК 656.13

Косминський І.В.[1]

ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ВОДНЯ, ЯК ПАЛИВА ДЛЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

АННОТАЦИЯ. В статье проанализировано использование топливных элементов при использовании в качестве топлива водорода. Приведен пример использования полностью функционального топливного элемента на тракторе NH2. Рассмотрены перспективы использования водовода как топлива будущего.
Ключевые слова: водород, топливный элемент, двс.
ANNOTATION. The article analyzes the use of fuel cells using hydrogen as fuel. An example of using a fully functional fuel cell tractor NH2.The ways to use hydrogen as a fuel of the future.
Keywords: hydrogen, a fuel cell engine.

Актуальність роботи. Постає питання що буде, коли вичерпаються запаси нафти, вугілля й газу? Сьогодні фахівці прогнозують: у недалекому майбутньому традиційні види палива може замінити екологічно чистий і невичерпний водень. Тож для багатьох країн світу дослідження з водневої енергетики стають пріоритетними напрямами розвитку науки. Вони забезпечуються фінансуванням, як з боку держави, так і бізнесових структур. Зрозуміло, що основна мета розробки водневих технологій — зниження залежності від традиційних енергоносіїв, а головне — зменшення токсичних викидів в атмосферу від спалювання вуглеводнів.

В останні десятиліття людство серйозно заклопотане проблемами екології транспортних засобів та заміни вуглеводневого палива на альтернативне, відновлювальне. У світі використовуються сотні мільйонів автомобілів, викиди яких в атмосферу стали серйозною загрозою для здоров'я і життя людей, а ККД від спалення в них палива не перевищує 20-23%. У перспективі - повна заборона на викиди шкідливих речовин автомобілями, і тоді не можна буде обійтися без машини, яка працює на водні. Двигуном нового автомобіля має стати паливний елемент, працюючий на водні.

Особливості роботи паливного елемента на водні. Паливний елемент, що працює на водні, — по суті і є водневим двигуном. Електрохімічний генератор — це пристрій для перетворення хімічної енергії на електричну. Те ж відбувається й у звичайних електричних акумуляторах, але в паливних елементах є дві важливі відмінності: по-перше, вони працюють доти, поки надходить паливо; по-друге, паливний елемент не потрібно перезаряджати.

Паливний елемент складається з багатьох десятків комірок, кожна приблизно в сантиметр завтовшки. Кожна комірка складається з двох електродів, розділених електролітом. На один електрод (анод) підводиться паливо (водень), на інший (катод) — окисник (кисень повітря). Водень тут не згоряє, хімічна реакція окиснення відбувається при низькій температурі в присутності каталізатора.

Мета роботи пристрою, використовуючи цю реакцію, розділити позитивний і негативний заряди в просторі й створити між ними напругу. Тому електроліт, який заповнює простір між електродами, пови нен мати здатність пропускати крізь себе протони (тобто іони водню) і не пропускати електрони. На аноді водень розпадається на електрони і протони, далі протони проходять крізь шар електроліту, досягають катода і, з'єднуючись із киснем, утворюють воду. Однак у питаннях отримання якісного й недорогого електроліту наука поки що зазнає величезних труднощів. Полімерний електроліт американської

[1] Косминський І.В., к.т.н., доцент КНУБА.

фірми «DuPont»коштує близько 700 € за м^2, а на батарею для середнього автомобіля потрібно десятки квадратних метрів такого матеріалу. Зрозуміло, що при такій вартості електроліту неможливо налагодити серійний випуск водневих автомобілів. Вченими всього світу ведуться інтенсивні дослідження з метою здешевлення цього матеріалу й використання його при більш високих температурах (150—200°С).

Загалом, паливний елемент на водні цілком готовий до застосування. Бракує дрібниці: зробити його компактнішим і дешевшим.

Використання водню як палива позитивно вплине на енергетичну безпеку, екологію та економічне зростання.

По-перше, водень допоможе поліпшити енергетичну безпеку (тобто незалежність від країн-постачальників), тому що його можна отримувати із багатьох первинних джерел енергії, зокрема і відновлюваних. Таким чином, водень може стати повноцінною альтернативою нафті.

Водень можна отримувати використовуючи найрізноманітніші природні ресурси: газ, вугілля, органічні відходи, біопаливо, відходи сільського господарства основна частина водню, що виробляється промисловістю, добувається з природного газу, але передбачається збільшення ролі інших джерел.

Для отримання водню можна використовувати різноманітні джерела енергії: викопні копалини, ядерну енергію та відновлювані технології, такі як сонячна, вітрова, гідро-, біо-, та геотермальна енергії.

Завдячуючи такому різноманіттю ресурсів та технологій, водень можна буде виробляти у всіх регіонах країни та у цілому світі.

Сьогодні із понад 50 млн. тонн водню, що виробляється, половина отримується шляхом конверсії водяної пари із природним газом (48%). Також водень добувають із нафти (30%), вугілля (18%) та води (4%) [1]. За прогнозами, технології, що розвиваються дозволять у майбутньому значно знизити ціну на водень до рівня $1.25-$4.25/кг (Сучасні авто на паливних елементах використовують 1 кг водню на 100 км) [2].

Розвиток водневої енергетики сприяє захисту навколишнього середовища. Технологія виробництва та його використання зберігають чистоту повітря та зменшують викиди парникових газів.

Викиди в атмосферу при виробництві водню залежать лише від вихідного ресурсу та технології, що використовується. Зокрема, при електролізі води з використанням відновлювальних джерел енергії (сонячної, вітряної, гідро та геотермальної) отримується водень без забруднення повітря завдяки відсутності викидів парникових газів.

На даний момент такі методи виробництва водню не створюють конкуренції більш дешевим технологіям, проте розробки, що ведуться, можуть зменшити їх вартість.

Водень можна отримати практично з нульовим рівнем забруднення повітря із природного газу, вугілля або інших природних копалин, відділяючи діоксид вуглецю прямо у місцях водневого виробництва.

Потенційно небезпечні вуглецевомісткі речовини відділяються від водню і захоронюються у землі. Їх стійкість і поведінка з часом вивчаються, проте попередні дослідження показали позитивні результати.

Викиди діоксину вуглецю присутні лише, коли водень добувають із природного газу або за допомогою енергії ТЕС на твердому паливі. Локальне уловлювання діоксину вуглецю у цехах по виробництву водню набагато легше, ніж у кожному з 600 мільйонів автомобілів у світі.

Викид діоксину вуглецю в атмосферу при виготовленні водню із біомаси можна знизити до нуля в залежності від типу енергії, яка використовується для живлення обладнання.

Коли водень використовують у якості енергетичного носія у паливних елементах для виробництва електрики для комунальних цілей або в автомобілях, то при цьому відсутнє забруднення атмосфери.

Повністю функціональні механізми на паливному елементі. Такі механізми із нульовим викидом в атмосферу можуть бути дуже цінними для зниження рівня захворюваності у місцях з підвищеним рівнем забруднення повітря. При цьому при використанні водню у якості пального у системах згоряння, зокрема у ДВЗ, водень спалюється з мінімальними викидами.

Як показали дослідження при використанні водню, як палива для транспорту – викиди діоксину вуглецю в атмосферу значно нижчі для у порівнянні з традиційними паливами [3].

Компанія New Holland, яка відома у світі своїми новаторськими рішеннями запропонувала - трактор NH2, що працює на водневому паливі (рис.1).

Рис.1. Трактор NH2 (ілюстрація New Holland).

При його роботі не виділяється небезпечних для навколишнього середовища речовин, а рівень шуму, який видається двигуном, мінімальний. У трактора NH2 замість дизельного двигуна - бак з воднем і два електродвигуни, потужністю 160 к.с. У серійне виробництво трактор NH2 планують запустити в 2015 році, а найближчим часом будуть випробовувати на одиничних тестових фермах.

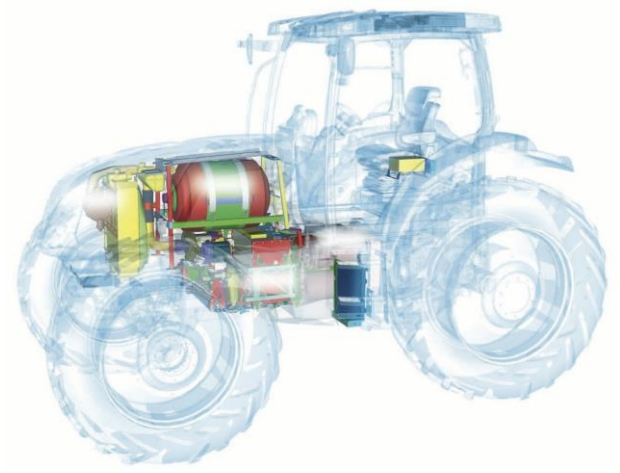


Рис. 2 Перший прототип NH2(ілюстрація New Holland).

Майже безшумний NH2 оснащений трьома блоками паливних елементів (ПЕ) сумарною потужністю 100 кВт. Вони постачають струм двом електромоторам з максимальною потужністю по 100 кВт кожен. Один з них використовується для руху, другий - для приводу допоміжного та навісного обладнання через гідравлічну систему.

За максимальної швидкості (50 км /год) і продуктивності гідросистеми (113 л / хв.) новий водневий трактор можливо порівняти з 120-сильними дизельними моделями.

Для згладжування піка споживання енергії на борту машини також є акумулятор ємністю 12 кіловат-годин і потужністю 50 кВт.

Паливо зберігається в газоподібному вигляді під тиском 350 атмосфер. Бак вміщує 8,2 кілограма водню. Цього достатньо для трьох годин роботи в полі.

На рис.2 показано розташування повітряного фільтра і системи охолодження, блоку паливних елементів, балона з воднем, електромоторів, систем живлення і приводу допоміжного обладнання.

Отже можна з впевненістю сказати, що вже існує важка техніка на паливних елементах.

Висновок. Виробництво водню може вносити вклад в економічний зріст, забезпечуючи нові робочі місця, приваблюючи інвестиції і створюючи постійне стабільне джерело енергії.

Водень зможе забезпечити економічний розвиток, як постійне та надійне джерело енергії у світі, де попит на енергоносії постійно зростає.

Пристрої, що використовують водень як основне джерело живлення, вже використовуються в промисловості та побуті. В найближчому майбутньому (5-15 років), з розвитком технологій та інфраструктури, споживання водню стрімко зросте. В ключових областях, зокрема в мережевому та автономному електроживленні, портативній електроніці та транспорті, спостерігається поява нових продуктів.

Кілька сотень водневих машин беруть участь у демонстраційних проектах і мають можливість заправлятися на більш ніж 50 заправках по всьому світу. Автомобілі та навантажувачі, що працюють на водні, являють собою альтернативу їх електричним аналогам у тих випадках, коли використання двигуна внутрішнього згоряння небажано і продуктивність електричних батарей обмежена часовими проміжками між підзарядками.

Демонстраційні проекти за участю автомобілів, автобусів, таксі та вантажівок разом з відповіднимизаправнимитехнологіямидопомагаютьрозвиватипотрібнітехнології та інфраструктуру, яка зробить користування водневим транспортним засобом зручним, економічним і екологічно чистим.

Гібридні машини і автомобілі на природному газі вимагають від виробників поліпшення способів доставки електроенергії та газового палива, які також використовуються у водневих транспортних засобах.[4]

В Україні поки що дослідження в області водневих технологій знаходяться у початковому стані, не зважаючи на те, що вони проводяться впродовж тривалого часу. Основні причини, що перешкоджають активізації проведення робіт з водневої енергетики в Україні, є наступні:

1. Відсутність стратегії розвитку водневої енергетики як енергетики майбутнього (XXI століття), національної програми з розробки і виробництва воднев их паливних елементів та енергетичних установок на їх основі, а також відповідної законодавчої бази;
2. Відсутність цільового державного фінансування фундаментальних і прикладних досліджень та розробок в області водневої енергетики;
3. Нерозвиненість і неготовність промислової бази для виробництва ПЕ і енергетичних установок на їх базі;
4. Неготовність приватного бізнесу до субсидування фундаментальних і прикладних досліджень;
5. Відсутність чіткої і ясної державної політики та реальної підтримки робіт з екологічно чистих ресурсо- і енергозберігаючих технологій.

Безсумнівною перевагою водневої енергетики для України могла б стати можливість значного зменшення енергетичної залежності країни за рахунок перетворення існуючих власних енергетичних ресурсів (вугілля, торфу, сланців, біомаси, промислових відходів та ін.) у водень з його подальшим використанням для задоволення енергетичних потреб країни. У цьому сенсі, на наш погляд, перспективним для України є спосіб одержання водню шляхом газифікації вугілля, запасів якого в Україні достатньо. Продукт газифікації (водень) може використовуватися в паливних елементах для виробництва електричної і теплової енергії на електростанціях як для децентралізованого, так і централізованого енергопостачання. Широкі можливості для перетворення вугілля безпосередньо в надрах у горючий газ, який містить водень, має підземна газифікація вугілля. Має сенс також розвивати гібридну енергетику, як комбіновану систему: паливні елементи, газові турбіни, парові турбіни.

Література

1. National Academy of Engineering, “The Hydrogen Economy: Opportunities, Costs, Barriers, and R&D Needs”(2004), Fig 7-1; Air Products (2003).
2. National Academy of Engineering, “The Hydrogen Economy: Opportunities, Costs, Barriers, and R&D Needs”(2004), Fig. 5-3.
3. National Research Council 2004http://www.hydrogencarsnow.com/blog2/index.php/hydrogen-vehicles/new-holland-nh2-fuel-cell-tractor-heads-for-the-farm/
4. Oakridge National Laboratory, 2003http://agro-inform.com.ua/?p=629

УДК 621.647.4

Назаренко І.І., Міщук Є.О.[1]

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙНОЇ ЩОКОВОЇ ДРОБАРКИ

АНОТАЦІЯ. В статті розглянуто теоретичні дослідження динаміки роботи вібраційної щокової дробарки з метою визначення оптимальних режимів роботи дробарки. Також в статті наведено рівняння для розрахунку основних динамічних параметрів та побудовані графіки амплітудно-частотних характеристик вібраційної щокової дробарки.

Ключеві слова: Вібраційна щокова дробарка, амплітудно – частотна характеристика, коефіцієнт співвідношення мас, резонанс, віброізоляція.

АННОТАЦИЯ. В статье рассмотрены теоретические исследования динамики работы вибрационной щековой дробилки с целью определения оптимальных режимов работы дробилки. Также в статье приведены уравнения для расчета основных динамических параметров и построены графики амплитудно-частотных характеристик вибрационной щековой дробилки.

Ключевые слова: Вибрационная щековая дробилка, амплитудно - частотная характеристика, коэффициент соотношения масс, резонанс, виброизоляция.

SUMMARY. In the article considered theoretical research of dynamics of the vibration jaw crusher for the purpose to determine the optimal operating conditions of the crusher. In the article also shows the equation for the calculation of the basic dynamic parameters and constructed the graphs of amplitude-frequency characteristics of the vibration jaw crusher.

Key words: Vibration jaw crusher, the amplitude - frequency characteristic ratio mass, resonance, vibration isolation.

Актуальність роботи. Основними параметрами вібра- ційної щокової дробарки, які впливають на динаміку роботи машини є маса, швидкість (лінійна, кутова) та жорсткість системи. Правильний підбір динамічних параметрів, які забезпечуватимуть роботу дробарки в оптимальному режимі, дасть можливість зменшити енергозатрати на подрібнення. В досліджуваній вібраційній щоковій дробарці ефективна робота забез- печується в резонансному та міжрезонансному режимі, за умов синхронного руху першої і третьої маси і протифазного руху другої маси [1].

Мета роботи. Теоретично дослідити умови роботи вібраційної щокової дробарки в оптимальному режимі.

Методика та результати досліджень. На основі аналізу існуючих конструкцій була розроблена схема вібраційної щокової дробарки (рис.1).

Дробарка складається з трьох мас, які з’єднані попарно між собою пружними елементами 2 і 6.

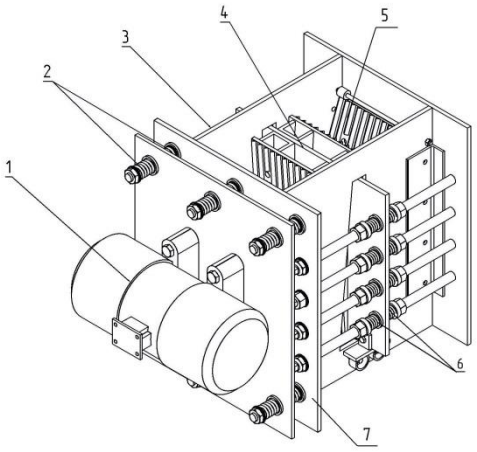


Рис. 1. Дослідна модель вібраційної щокової дробарки.

Перша маса дробарки включає в себе вібратор 1,

[1] Назаренко І.І., д.т.н., професор КНУБА; Міщук Є.О., асистент КНУБА.

що жорстко приєднаний до стальної пластини 7. Друга маса – станину 3 і нерухомі дробильні плити 5, що жорстко прикріплені до станини. Третя маса складається з дробильних плит 9, які жорстко кріпляться до плити 4. Станина машини опирається на раму через пружні елементи.

На попередніх етапах проектування, приймемо такі початкові параметри: $m_1 = 55$ кг - перша маса; $m_2 = 132$ кг - друга маса; $m_3 = 42$ - третя маса; F_0=5500 Н – збурювальне зусилля.

При русі дробарки з матеріалом в камері подрібнення, робоче середовище враховуємо за

Приймемо, що робочим тілом в камері подрібнення є крейда. Тоді маса матеріалу в камері подрібнення визначається наступним чином:

$$m_м = \rho V, \qquad (2)$$

де $\rho = 2200$ кг/м^3 – щільність крей- ди; V – об'єм камери подрібнення; $m_м$ – маса матеріалу, кг.

Об'єм камери подрібнення (рис.2), визначається за наступною залежністю [4]:

$$V = S \cdot L = \frac{1}{2}(a + b) \cdot h \cdot L, \qquad (3)$$

де S – площа поперечного пере- різу камери подрібнення, м^2; $L = 0{,}234$ м – довжина камери подрі- бнення; $a = 0{,}126$ м і $b = 0{,}014$ м – ширина завантажувального і роз-вантажувального отворів камери подрібнення в поперечному перерізі, м; h = 0,38 м – висота камери подрібнення, м.

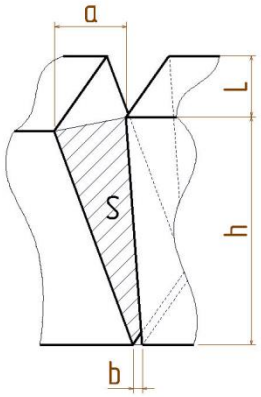


Рис.2. Схема до розрахунку об'єму камери подрібнення.

Тоді

$$V = 0{,}0062 \text{ м}^3 \rightarrow m'_м = 13{,}64 \text{ кг}.$$

Але як відомо матеріал, який потрапляє в камеру подрібнення не є повністю суцільним середовищем, він є розпушеним. Тому в остаточному варіанті масу матеріалу потрібно помножити на коефіцієнт розпушення k_p. Коефіцієнт розпушення було прийнято $k_p = 0{,}2$.

Отже, остаточно маса матеріалу в камері подрібнення буде рівною:

$$m_м = k_p \cdot m'_м = 0{,}2 \cdot 13{,}64 = 2{,}73 \text{ кг}.$$

Частоту коливань було прийнято, як середнє значення в діапазоні найбільш розповсюджених проми- слових частот від 0…314 с$^{-1}$, ($\omega = 157$ с$^{-1}$).

Коефіцієнта ψ в формулі (1), має значення [2]:

$$\psi = \frac{r\omega}{c}, \qquad (4)$$

де r - радіус найбільшого куска матеріалу($r = 0{,}053$ мм);c – швидкість розпов- сюдження хвиль в крейді (с=2132 м/с).

Підставляючи дані в формулу (4) отримаємо $\psi = 0{,}004$.

Тоді коефіцієнт приєднаної маси дорівнює: $\gamma = 0{,}0174$.

Знаючи всі складові в формулі (1), було розраховано приєднану масу матеріалу: $m_{пр} = 1171$ кг.

Так як з середовищем взаємо- діють дві маси машини (друга і третя), тому масу середовища розподіляємо між цими двома масами.

Далі було підібрано жорсткість пружних систем.

Так жорсткість пружної системи c_2 розраховуємо з умови резонансу приведеної маси m_{23} [3].

Тобто

$$c_2 = \omega^2 \frac{m_2 \times m_3}{m_2 + m_3} \qquad (5)$$

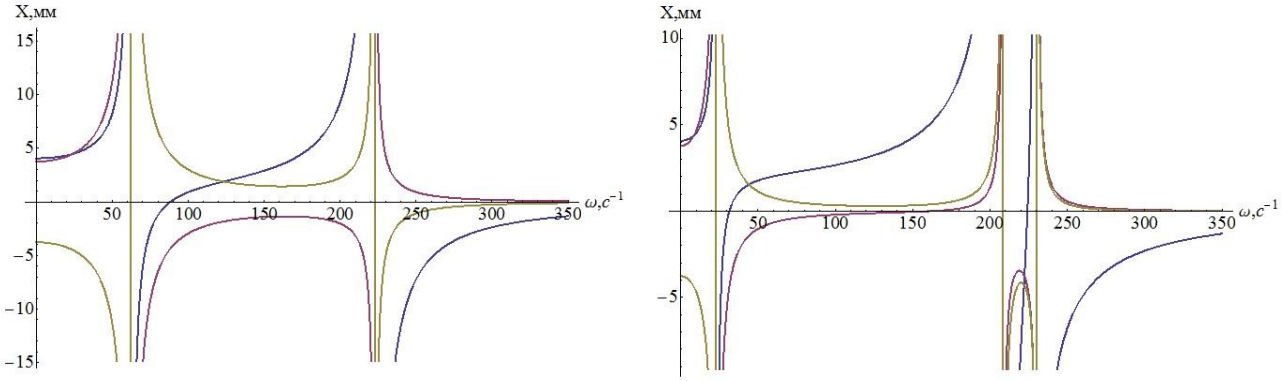


Рис.3. Амплітудно – частотна характеристика вібраційної щокової дробарки при $\omega = 157\ c^{-1}$*: а) робота дробарки без матеріалу, б) робота дробарки з матеріалом.*

Тоді, жорсткість пружної системи c_1 розраховуємо з умови резонансу приведеної маси m_{12}:

$$c_1 = \omega^2 \frac{m_1 \times m_2}{m_1 + m_2} \qquad (6)$$

Жорсткість опорних пружин c_0 розраховуємо з умови віброізоляції.

В зв'язку з тим, що резонансний режим роботи дробарки повинен забезпечуватись за наявності матеріалу в камері подрібнення, розрахунок пружних систем виконуємо з врахуванням приєднаної маси.

Знаючи всі невідомі параметри рівнянь руху було побудовано графіки залежності амплітуди переміщення дробильних плит від частоти зміни збурювального зусилля рис.3. Слід зазначити, що ці характеристики було побудовано при умові, що значення жорсткості пружної системи та значення приєднаної маси були підібрані для частоти дії збурювального зусилля $\omega = 157\ c^{-1}$. Амплітудно-частотні ха- рактеристики з умови підбору значень жорсткості і приведеної маси для двох інших розповсюджених промислових частот ($\omega = 104.7\ c^{-1}$, $\omega = 314\ c^{-1}$), приведені на рис.3 та рис.4 відповідно.

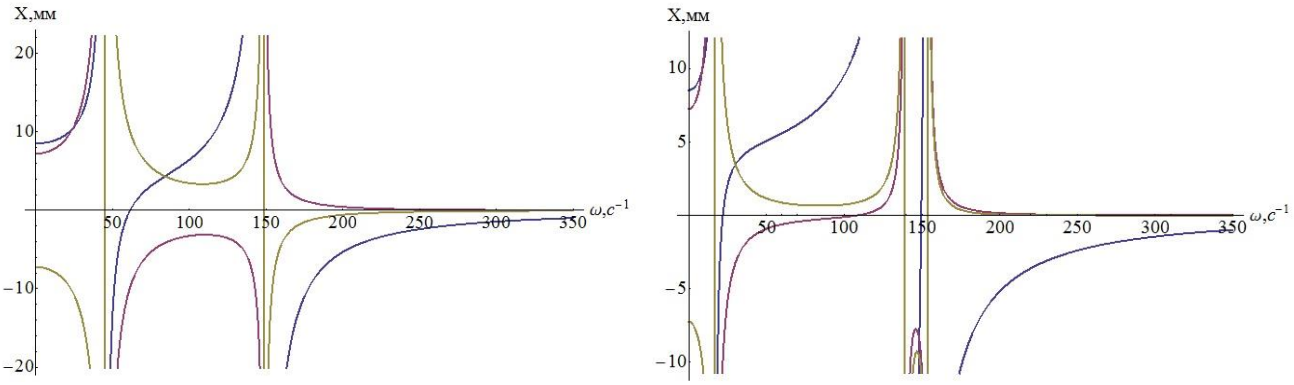


Рис.4. Амплітудно – частотна характеристика вібраційної щокової дробарки при $\omega = 104.7\ c^{-1}$ *: а) робота дробарки без матеріалу; б) робота дробарки з матеріалом.*

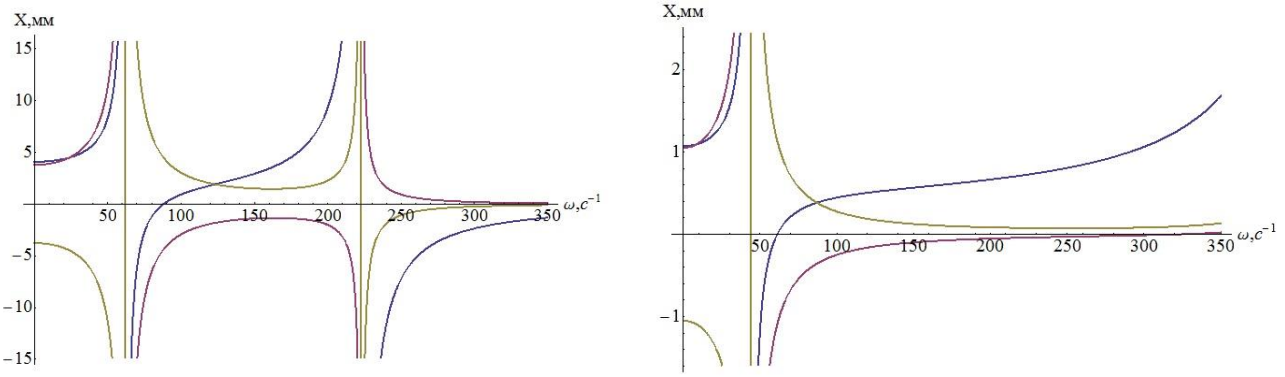


Рис.5. Амплітудно – частотна характеристика вібраційної щокової дробарки при $\omega = 314\ c^{-1}$ *: а) робота дробарки без матеріалу; б) робота дробарки з матеріалом.*

З наведених вище графіків були зроблені наступні висновки:

1. Ні при одній із трьох умов підбору значень жорсткості і приведеної маси не є можливим ефективна робота дробарки на високих частотах - $\omega > 157\ c^{-1}$.

2. Найбільш раціональною є умова підбору жорсткості і приведеної маси при частоті $\omega = 157\ c^{-1}$. При умові $\omega = 104{,}7\ c^{-1}$ робота дробарки без матеріалу в камері подрібнення є неможливою через занадто великі амплітуди переміщення дробильних плит. При умові $\omega = 314\ c^{-1}$ ефективна робота дробарки з матеріалом в камері подрібнення можлива тільки у вузькому діапазоні низьких частот - $f = 3{,}8 - 8$ Гц.

3. Для подальшого дослідження найкраще підходить умова підбору жорсткості та приведеної маси при $\omega = 157\ c^{-1}$. Ефективна робота дробарки забезпечується в діапазоні частот $f = 5 - 18$ Гц

Далі було розглянуто амплітуди переміщення мас в діапазоні частот $f = 5 - 18$ *Гц*. При цьому була врахована умова мінімального переміщення дробильних плит другої і третьої маси.

З наведених нижче графіків стало зрозумілим, що найбільше переміщення дробильних плит має місце при частоті 5 Гц, тобто в околі першого резонансу.

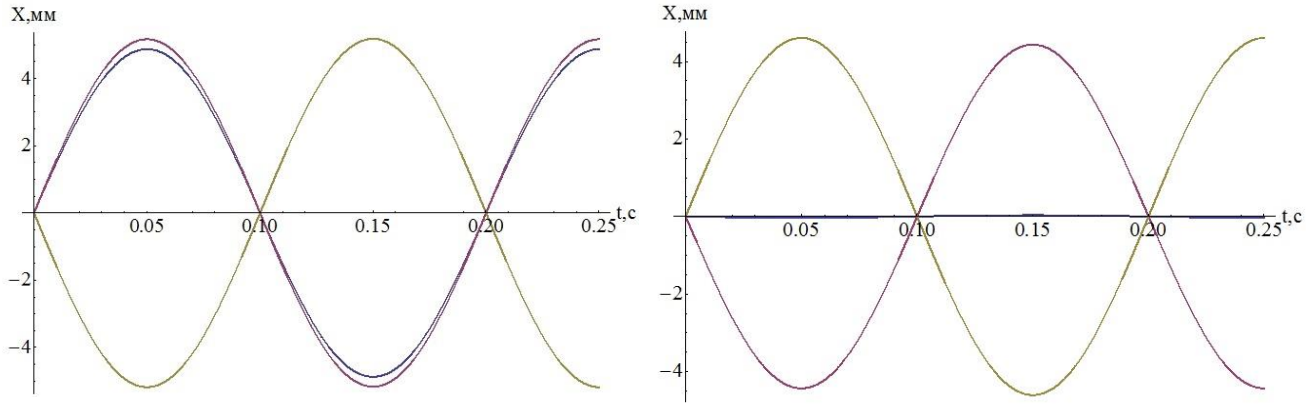


Рис.6. Графік амплітуд переміщення мас при f=5 Гц:
а) робота дробарки без матеріалу; б) робота дробарки з матеріалом.

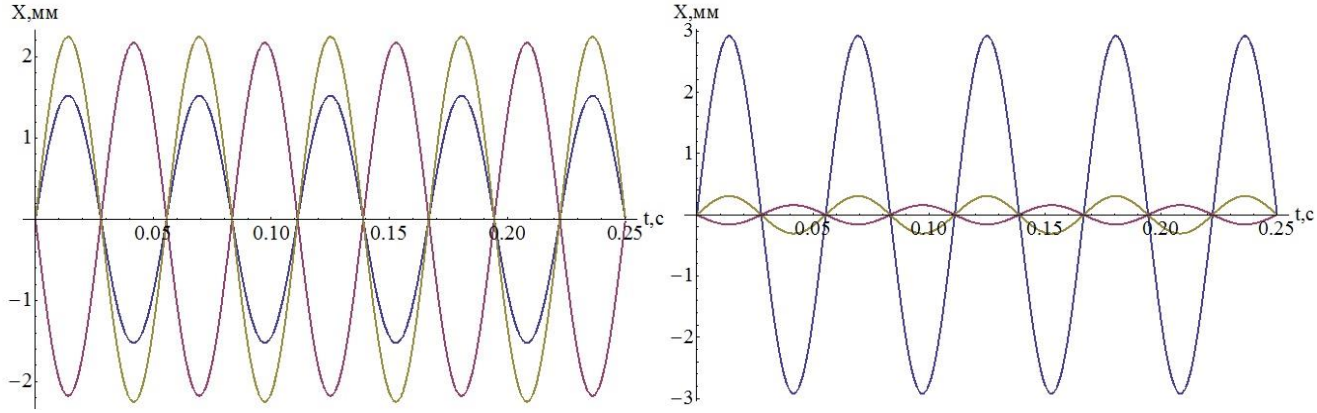


Рис.7. Графік амплітуд переміщення мас при f=18 Гц:
а) робота дробарки без матеріалу; б) робота дробарки з матеріалом.

Отже, з наведених вище графіків рис.6 та рис.7 можна зробити висновок, що дана система буде ефективно працювати в двох режимах:1) в околі першого резонансу; 2) між першим та другим резонансом (міжрезонансний режим). Крім частоти на амплітуду коливань плит мають великий вплив маси коливальних частин машини. Раціонально підібрані співвідношення коливальних мас забезпечують потрібний режим роботи дробарки (синфазний, протифазний) та забезпечують потрібні амплітуди коливань цих мас. Досліджувана дробильна установка складається із трьох мас рис.8. Найбільшу увагу слід приділити ретельному підбору співвідношення другої та третьої маси та їх суми відносно першої маси. Такі припущення випливають на основі того, що безпосередньо з матеріалом взаємодіють саме маси 2 та 3. Тому їх амплітуди повинні бути задані в строго визначених межах, з метою забезпечення подрібнення матеріалу. В свою чергу зміною першої маси можна підсилювати або навпаки знижувати амплітуди коливання 2 та 3 маси. При підборі співвідношення мас m_2 та m_3, значення маси m_1 приймаємо конструктивно, і задаємося умовою, що вона є сталою

на даному етапі. Значення жорсткостей системи c_1, c_2 та c_0, приймаємо з попередніх розрахунків. Скористаємося наступними логічними перетвореннями [5]:

$$N_c = m_2 + m_3, \quad (7)$$

$$k_B = \frac{m_2}{m_3}, \quad (8)$$

де N_c – сума другої та третьої маси системи; k_B – коефіцієнт відношення мас;

Виходячи з цього

$$m_2 = \frac{N_c}{1+\frac{1}{k_B}}; \; m_3 = \frac{N_c}{1+k_B}. \quad (9)$$

Дані визначення були підставлені в рівняння руху системи замість значень мас m_2 та m_3.

На основі вище викладеного матеріалу були побудовані графіки залежності коефіцієнта відношення мас від різних частот коливання рис.9

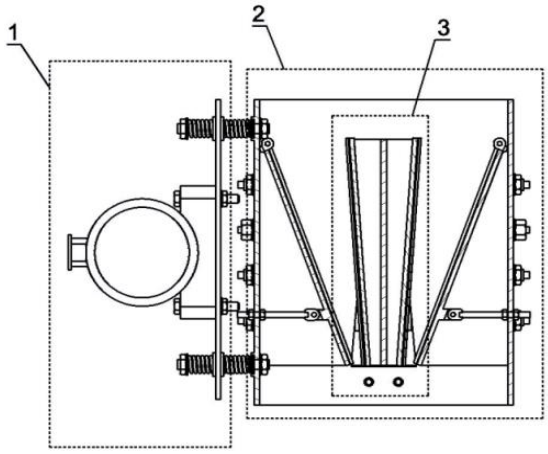
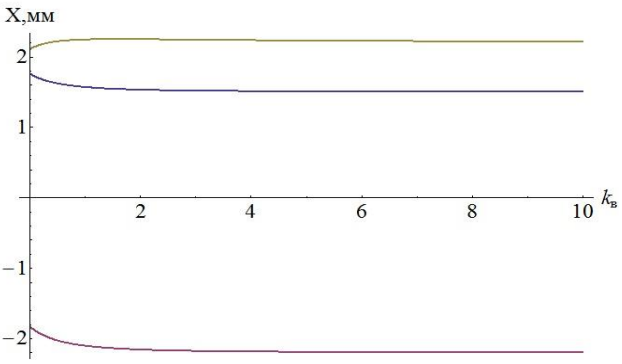
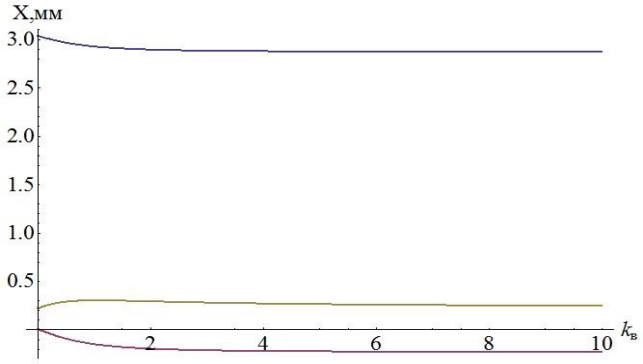


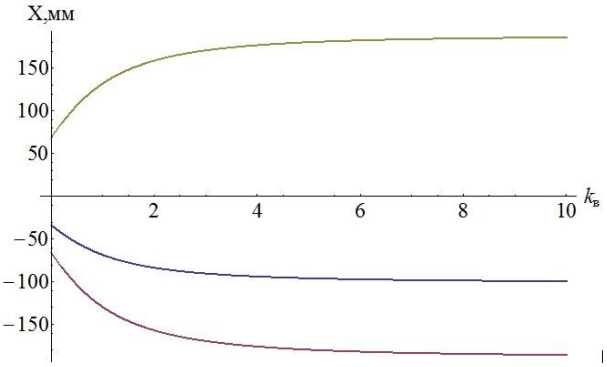
Рис.8. Схема машини для визначення коливальних мас 1– перша маса (активна маса); 2 – друга маса (проміжна маса); 3 – третя маса (реактивна маса).

Рух без матеріалу, f=18 Гц





Рух без матеріалу, f=10 Гц



Рух за наявності матеріалу, f=10 Гц

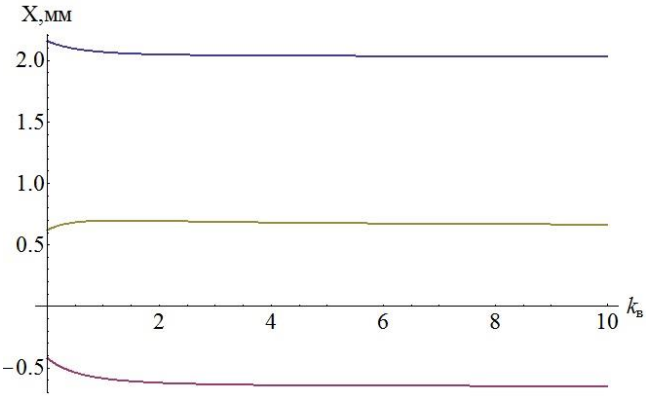


Рис.9. Залежності характеру зміни амплітуди від коефіцієнта співвідношення мас k_B.

З даних залежностей легко помітити, що після $k_B = 2$, амплітуди мас досягають свого максимального значення і далі майже не змінюються. Тож раціональним значенням коефіцієнта k_B буде 2. Але не при всіх частотних режимах. Так при роботі дробарки без матеріалу на частотах близьких до f=10 Гц, рух дробильних плит стає неможливим через занадто великі амплітуди. Тому можна сказати, що раціональне значення коефіцієнта k_B, лежить в наступних межах $0 < k_B < 2$.

Висновок. В статті було розглянуто динамічні показники, які суттєво впливають на ефективну роботу вібраційної щокової дробарки. Дані з аналізу графіків наведених в статті були прийняті до уваги при конструктивних розрахунках. Враховуючи, що в масу дробарки входить маса матеріалу, в даній роботі було прийнято $k_B = 1{,}15$.

Література

1. *Вайсберг Л.А. Вибрационные дробилки. Основы расчета, проектирования и технологического применения/ Л.А.Вайсберг, Л.П.Зарогатский, В.Я.Туркин// Ред. Л.А.Вайсберг СПб.: Изд-во ВСЕГЕИ. 2004. 306 с.*
2. *Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів: Підручник. – К.:КНУБА, 1999. – 488 с.*
3. *Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем./ І.І. Назаренко// Навчальний посібник (2-е видання). – К.:Видавничий дім "Слово", 2010. – 440 с.*
4. *Сапожников М.Я. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций./ М.Я. Сапожников// Учеб. для строительных вузов и факультетов. М., «Высш. школа». 1971. - 382 с. с илл.*
5. *Дєдов О.П. Створення резонансної гідравлічної вібротрамбовки для ущільнення грунтів: дис. ... канд. тех. наук: 05.05.04/ О.П. Дєдов //Київський нац. університет буд. і арх., Київ., 2009 р.*

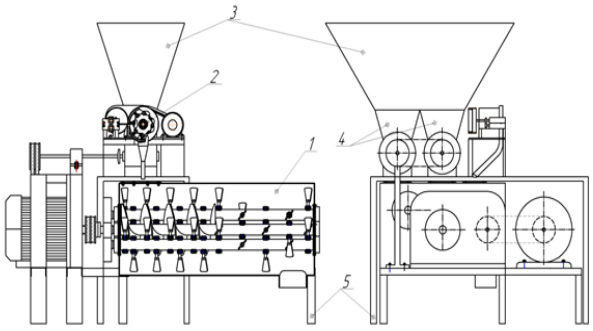
УДК 666.97.031

Ємельянова І.А., Шевченко В.Ю., Коротков Ю.Ю.[1]

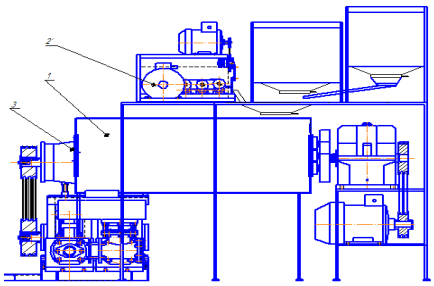
ТЕХНОЛОГІЧНІ КОМПЛЕКТИ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПРИГОТУВАННЯ ФІБРОБЕТОННИХ СУМІШЕЙ

Наводиться аналіз роботи автомата-різчика стальних фібрових елементів з урахуванням витрат потужності на подолання тертя і профілювання, а також визначення основних параметрів роботи автомата-різчика поліпропіленової фібри.

Для приготування фібробетонних сумішей з різними фібровими елементами ефективно використовувати технологічні комплекти обладнання, що дозволяють повністю сумістити у часі усі проміжні операції. Отримання фібробетону необхідної якості вимагає рівномірного розподілу фібри по всьому об'єму бетонної суміші. Створення таких видів устаткування приваблює, перш за все, тим, що повністю виключається можливість комкування фібри при рівномірному її розподілі в бетонному середовищі. На Рис.1 а,б наведені такі комплекти обладнання, в які входять тривальний бетонозмішувач 1, автомати-різчики стальної 2 або поліпропіленової 2′ фібри, а також розчинобетононасос 3, що забезпечує транспортування готової суміші з фіброю. [1]



а)



б)

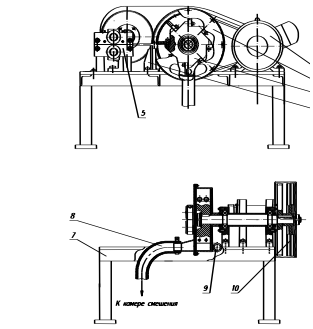
Рис.1. Технологічні комплекти обладнання для приготування фібробетонних сумішей:
а) – з використанням стальної фібри; б) – з використанням поліпропіленової фібри.

Особливістю даних технологічних комплектів є наявність автомата-різчика стальної 2 (Рис.1а) або поліпропіленової 2′ (Рис.1б) фібри, принципові схеми яких наводяться нижче. Різчики фібрових елементів встановлені на зварній рамі і після нарізання елементів потрібної довжини забезпечують порційну подачу фібри у бетонозмішувач під час приготування бетонної суміші.

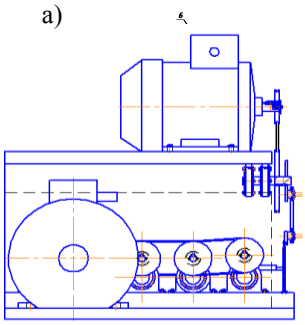
Кінематичні схеми автоматів-різчиків проілюстровані на Рис. 3,4. Автомат-різчик стальної фібри. На рис. 3 показана схема процесу подачі профілюючими валками вже профільованого дроту 1 до ножової головки 4, яка обертається з заданою частотою, і забезпечує нарізання фібрових елементів потрібної довжини, які подаються в завантажувальний бункер роторного метальника, що використовується в техноло-

[1] Ємельянова І.А., Шевченко В.Ю., Коротков Ю.Ю.
Харківський національний університет будівництва та архітектури.

гічному комплекті обладнання для укладання та ущільнення сталефібробетонних сумішей [3].



а)



б)

Рис. 2. Автомати-різчики фіброві елементів а) – автомат-різчик стальної фібри; б) – автомат-різчик поліпропіленової фібри.

Як бачимо, вектори швидкостей руху дроту $V_в$ і руху ножа $V_н$ направлені у вертикальній площині взаємно перпендикулярно, тому час, за який профільований дріт проходить від крайки нерухомого ножа 3 до заданої довжини lf , буде дорівнювати:

$$t_в = \frac{l_{f\max}}{\upsilon_В} = \frac{l_{f_{\max}} \cdot 60 \cdot u_{зп1} \cdot u_{зп2}}{\pi \cdot D_В \cdot n_Н}, \qquad (1)$$

де: $u_{зп1}$, $u_{зп2}$ – передаточнічиславідкритихзубчастих передач привода автомата-різчика;

$D_в$ – діаметрпротягувальногопрофілюючого валка, виміряний по вершинах зубів, м;

$n_н$ – частота обертанняпротягувальнихвалків, хв$^{-1}$

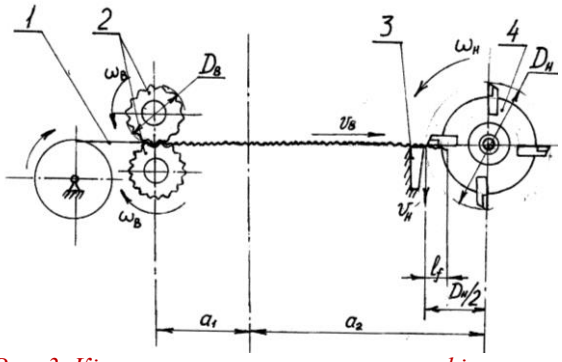


Рис. 3. Кінематична схема процесу профілювання та розрізання профільованого дроту на фіброві елементи: 1 – дріт;2 – профілюючі валки; 3 – нерухомий ніж; 4 – ножова головка.

В момент збігання в горизонтальній площині крайки одного з ножів, що описує дугу $l_н$ діаметром $D_н$, і відносно крайки нерухомого ножа 3, здійснюється процес відрізання фібрового елемента. Визначити час від моменту відрізання одним ножем до моменту підходу до горизонтальноїплощини другого ножа можна за формулою:

$$t_Н = \frac{l_Н}{z_Н \cdot \upsilon_В} = \frac{60 \cdot \pi \cdot D_Н}{z_Н \cdot \pi \cdot D_Н \cdot n_Н} = \frac{60}{z_H \cdot n_H}, \qquad (2)$$

де $z_н$ – кількістьножівножової головки.

Вочевидь, що для узгодженняшвидкостей та отриманнязаданоїдовжиниl_fвеличини$t_в$ і$t_н$мають бути рівними. Прирівнявшизалежності (1) і (2), отримаємо:

$$\frac{l_f \cdot 60 \cdot u_{зп1} \cdot u_{зп2}}{\pi \cdot D_В \cdot n_Н} = \frac{60}{z_H \cdot n_H}; l_f = \frac{\pi \cdot D_В}{z_Н \cdot u_{зп1} \cdot u_{зп2}} \qquad (3)$$

Таким чином, довжина фібрового елемента залежить від передаточних чисел привода, діаметра профілюючого валка та кількості ножів.

Продуктивність автомата-різчика$П_{ст}$ може бути визначена, виходячи з технічної продуктивності роторного метальника $П_{техн}$та об'ємного коефіцієнту армування μ_{Vmax}, тому що відповідно технологічній схемі, фіброві елементи подають на шар бетонної суміші, яка укладається дворотоним метальником [2].

При аналізі факторів, які впливають на процес профілювання та різання дротів діаметром d_{fmax} = 1, 2 мм, що одночасно протягуються автоматом-різчиком, була отримана аналітична залежність для визначення максимально можливої потужності Рпр, яке витрачається автоматом-різчиком на процес профілювання (P_1) та різання (P_2) дроту, Вт:

$$P_1 = \frac{n_{Н,\cdot}}{450\pi d_f^2} \frac{\mu_{v\max}(T_n + T_{n+1})}{D_В k_n z_n f \eta_1} \bullet$$
$$\left[f^2 \frac{2(R_В^3 - r_В^3)}{3(R_В^2 - r_В^2)} + \frac{D_В}{2}(1 + \frac{1}{2}\cos\frac{\varphi_n}{2})\mu_{TP} \right], \qquad (4)$$

де: $П_{техн}$-технічнапродуктивність роторного метальника;

μ_{Vmax}, - об'ємний коефіцієнт армування;

f- коефіцієнт тертя ковзання сталі по сталі при сухому терті *(f=0,2);*

T_n, T_{n+1} - натяг гілокпрофілю, Н;

η_1 – ККД механізму вузла профілювання (η_1 = 0,91);

k_n - коефіцієнт, враховуючий прослизання профілюючих валків;

z_n - кількістьодночаснопротягуючих валками дротів;

$R_в$ – максимальна відстань від осі обертання валка до торця дроту;

$r_в$– радіус валка;

φ_n - кутміж векторами сил реакцій, рад;

$\mu_{тр}$- коефіцієнттертя кочення ($\mu_{тр}$ = 0,005).

$$P_2 = 0.3586\frac{z_H \cdot 0{,}75\sigma_P\omega_H}{1000\eta_2} z_n = 0{,}2689\frac{z_H\sigma_P\omega_B u_1 u_2 z_n}{1000\eta_2}$$

$$= 0{,}2689\frac{\sigma_p \Pi_{техн}\mu_{v\max} u_1 u_2 z_n}{450\pi d_f^2 D_B k_n 1000\eta_2} \quad (5)$$

де $z_н$ - кількістьножів на різальнійголовці;

σ_p - напруга дроту при розриві, МПа;

η_2 - ККД механізму різання (η_2= 0,93).

u_1,u_2, - передаточні числа зубчастих передач автомата-різчика;

$$Рпр=P_1+P_2=$$

$$= \frac{\Pi_{техн}}{450\pi d_f^2}\frac{\mu_{v\max}(T_n + T_{n+1})}{D_B k_n z_n f\eta_1} \bullet$$

$$\bullet\left[f^2\frac{2(R_B^3 - r_B^3)}{3(R_B^2 - r_B^2)} + \frac{D_B}{2}(1+\frac{1}{2}\cos\frac{\varphi_n}{2})\mu_{TP}\right] +$$

$$+ 0{,}2689\frac{\sigma_p \Pi_{техн}\mu_{v\max} u_1 u_2 z_n}{450\pi d_f^2 D_B k_n 1000\eta_2} \quad (6)$$

На рис. 4 показана схема процесу подачі та нарізання поліпропіленової фібри. На вісь 1 встановлюється необхідна кількість бабин, ниті з яких подаються через направляючу трубку 2 до прижимних гумових роликів 4. Таких роликів три пари. В кожній парі ролики обертаються назустріч один одному і захватують ниті з бабин завдяки силам тертя. Таким чином, кілька нитей рухаються у вигляді джгута. Диск з закріпленими на ньому ножами обертається та забезпечує відрізання пропіленових волокон заданої довжини. Ролики 4,4′,4′′ обертаються з різними кутовими швидкостями: $\omega_2 = \omega_1,\omega_3 \rangle \omega_2, \omega_1$. $\omega = f(d)$, де d - діаметр роликів. Підвищення кутової швидкості по ходу руху джгута дозволяє надійно спрямувати ниті по направляючій 3’ до упору 9 в зоні дії гільйотини, яка має рухомим 7 та нерухомий 8 ножі. Частоти обертання можуть змінюватись, що призводить до зміни довжини волокон фібри.

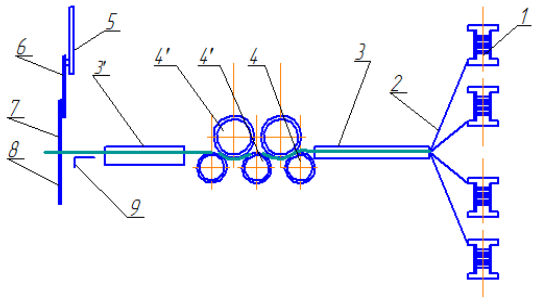


Рис .4. Принципова схема подачі та нарізки поліпропіленової фібри.

1- бобини з поліпропіленовими нитями; 2 - поліпропіленова нить; 3,3′ - направляючі; 4,4′,4′′ – гумові ролики; 5 – диск, що кріпиться на двигуні; 6 - шатун; 7 – рухома частина ножа; 8 – нерухома частина ножа.

Вектори швидкостей $V_в$ та $V_н$ направлені в вертикальній площині та перпендикулярні один одному,тому час, за який нить проходить від крайки ножа до заданої довжини l_f , буде дорівнювати:

Передаточне число, U	Кутова швидкість роликів, ω,с$^{-1}$	Довжина поліпропіленової нитки, l_f , мм
0,63	65,9	3
0.75	78,03	6
0,83	86,8	12
1	104,6	18

$$t_в = \frac{l_f}{V_в}, \quad (7)$$

де $U_{кп2}$ – передаточне числоклиноопасової передачі механізму протягування ниті;

$V_в$ – лінійна швидкість протягування ниті валками, м/с;

$D_в$ – діаметр валка, мм; (6)

$n_{дв2}$ – частота обертання валу двигуна, що забезпечує рух валків , хв$^{-1}$.

Час від моменту відрізання фібрового елементу ножем до наступного підходу ножової пластини до горизонтальної площини руху поліпропіленової ниті визначається наступним чином:

$$t_н = \frac{l_н}{V_н} = \frac{60 \cdot l_н}{\pi \cdot D_н \cdot n_н}, \quad (8)$$

де $V_н$ – лінійна швидкість руху крайки рухомого ножа, м/с;

$l_н$ – довжина ходу ножової пластини, м;

$D_н$ – діаметр кола, що описує шатун;

$n_{дв1}$ – частота обертання вала двигуна ножа, хв$^{-1}$;

$U_{кп1}$ – передаточнечислоклиноопасової передачі ножа.

Для узгодження швидкостей та отримання фібрових елементів заданої довжини l_f величини $t_в$ та $t_н$ мають бути рівними.

Довжину фібрового елементу, що нарізується можна змінювати, використовуючи преобразовувач струму.

Максимальна потужність, що витрачається автоматом-різчиком на процес різання $P_{пр}$дорівнює сумі потужностей, необхідних для подачі поліпропіленового волокна P_1, та потужності механізму нарізання

$$P_2 в: \ P_1 = F_т v_в/\eta_1, \quad (9)$$

де $F_т$ — тягове зусилля механізму подачі;

$V_в$ – лінійна швидкість протягування ниті роликами, м/с;

η_1 — ККД передачі від двигуна до тягнучих роликів з урахуванням втрат на подолання сил тертя кочення валків і поліпропіленової ниті;

Тягове зусилля механізму подачі

$$F_т = zT, \quad (10)$$

де z — кількість точок контакту, для пари циліндричних роликів z = 4;

T — сила, що витрачається на подолання тертя у точці контакту ролика й поліпропіленової нитi, Н,

$$T = F_н\mu_2 \qquad (11)$$

$F_н$— сила нормального тиску контактуючої поверхні ролика на нить, Н;

μ_2 - коефіцієнт тертя ковзання між контактуючими поверхнями тягнучих роликів і поліпропіленовою ниткою.

Потужність, Вт, приводу механізму різання поліпропіленової нитi

$$P_2 = \pi d^2 z r \tau_{зр} \omega_н k_ц \sin\alpha_1 /(4\eta_2), \qquad (12)$$

де d — діаметр поліпропіленової нитi,(d = 20-50 мкм) м;

r — радіус кола, описаного шатуном, на якому закріплена ножева пластина, м;

z – кількість ниток, що протягуються;

$\tau_{зр}$- границя міцності поліпропіленової нитi на зріз;

$\sigma_в$ — границя міцності при розтяганні, Па;

$\omega_н$ - кутова швидкість ножових дисків, рад/с;

$k_ц$— коефіцієнт циклічності;

α_1— кут стискання ножів із джгутом;

η_2 — ККД передачі приводу ножів.

Загальна потужність автомата-різчика:

$$P_{пр}=F_т v_в/\eta_1 + + \pi d^2 z r \tau_{зр} \omega_н k_ц \sin\alpha_1 /(4\eta_2)$$

Таким чином, запропонована методика визначенням необхідної потужності для забезпечення роботи автоматів-різчиків фібрових елементів.

Література

1. Емельянова И.А, Блажко В.В., Непорожнев А.С., Шевченко В.Ю. Новые технологические комплекты оборудования для работы в условиях строительной площадки на фибробетонных смесях //Новые материалы и технологии в машиностроении. Сборник научных трудов по итогам международной научно-технической конференции. Вып.13-Брянск: БГТИ, 2011.-с.155-157;
2. І. А. Ємельянова, А. М. Баранов, В. М. Нечипоренко, П. М. Калинин, О. В. Доброходова Привід автомата-різчика фібрових елементів з можливим отриманням широкого їх довжини при виробництві // Сб. трудов международной конференции “Ресурсы и энергосберегающие технологии строительных материалов, изделий и конструкций”. Тезисы докладов . - Белгород, 1995. - с.48-49.
3. Нечипоренко В.М. Розробка технологічного обладнання для виробництва набризк-сталефібробетону//Дисертація на здобуття ступеня кандидата технічних наук.

УДК 621.928

Запривода А.В., Ручинський М.М.[1]

ДОСЛІДЖЕННЯ ОСНОВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЦЕСУ ФОРМУВАННЯ ГОРИЗОНТАЛЬНИХ ПОВЕРХОНЬ ВІБРАЦІЙНИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ

АНОТАЦІЯ. Стаття присвячена вибору та обґрунтуванню математичної моделі робочого процесу ущільнення бетонної суміші. Визначені основні параметри процесу ущільнення за умов формування горизонтальних поверхонь пружно-в’язкопластичних сумішей.

Ключові слова: математична модель, бетонна суміш, пружно-в’язкопластична суміш.

АННОТАЦИЯ. Статья посвячена выбору и обоснованию математической модели рабочего процесса уплотнения бетонной смеси. Определены основные параметры процесса уплотнения при условии формования горизонтальных поверхностей упруго-вязкопластических смесей.

Ключевые слова: математическая модель, бетонная смесь, упруго-вязкопластическая смесь.

ANNOTATION. The article is devoted to the selection and substantiation of the mathematical model of concrete mixture workflow compaction. The main parameters of horizontal surfaces of elastic-plastic mixtures compaction under conditions of formation were determined.

Key words: mathematical model, concrete mixture, elastic-plastic mixtures.

Вступ. Динамічний розрахунок елементів вібраційних пристроїв і форм пов'язаний з дослідженням взаємопов'язаних деформацій пружних конструкцій і обмежених обсягів ущільнюючих середовищ. Досить суворе рішення подібних завдань можна отримати, якщо відомі властивості бетонної суміші в напрямку нормальної сили, а також при вібраційному зсуві.

Мета статті. Вибір та обґрунтування математичної моделі бетонної суміші при формуванні гори-

[1] Запривода А.В., Ручинський М.М.
Київський національний університет будівництва і архітектури.
.

зонтальних поверхонь та визначення основних параметрів.

Аналіз досліджень. Аналіз реологічних рівнянь однофазних середовищ на основі зіставлення з відповідними двофазними дозволяє оцінити область їх застосування і встановити фізичний зміст використовуваних коефіцієнтів, які виражаються через більш прості константи, в ряді випадків піддаються розрахунку на основі даних про вихідний склад суміші [1,2].

Подібний підхід використовується при формулюванні рівнянь для опису властивостей бетонних сумішей при вібраційному зсуві. Причому останнє може бути отримано тільки із залученням аналізу фізичних особливостей процесу взаємодії двофазного середовища з границею при вібраційному зсуві [3].

Методика та результати досліджень. З метою вибору реологічного рівняння для характеристики властивостей суміші у разі вібраційного зсуву додатково необхідно прийняти такі припущення: при напружених, менших граничного напруження зсуву, коли взаємні переміщення частинок виключені, скелет підпорядковується закономірностям лінійно-пористих середовищ;

замість локальних значень в'язкості, пов'язаних зі структурою пористого простору, можна використовувати значення, усереднені по всьому об'єму; Розглянемо надалі одновимірний процес деформації. Дотичні напруження при зсувних деформаціях можна прийняти пропорційними зсувам скелета і швидкості зміщень рідкої фази.

Тому, при переході до моделей однофазних середовищ вихідне рівняння може бути прийнято у вигляді рівняння лінійної в'язкопружності, за умови його сумісності з рівнянням для нормальних напруг.

При цих припущеннях (без урахування нелінійних ефектів) зв'язок між напруженнями та деформаціями при вібраційному зсуві можна описати стандартним рівнянням в'язкопружності:

$$\tau_{xy} = G \cdot \frac{\partial u(x,y)}{\partial y} + \mu \cdot \frac{\partial^2 u(x,y)}{\partial t \partial y}, (1)$$

де G-модуль зсуву; μ-коефіцієнт непружного опору коливанням (модуль втрат); $u(x,y)$-зсув. Відомі методи дослідження властивостей бетонних сумішей при вібраційному зсуві мають ряд недоліків: обмежується розмір часток великого заповнювача, при виведенні розрахункових залежностей не враховуються інерційні члени .

На відміну від однофазної для двофазного середовища типу бетонної суміші необхідно роздільно враховувати граничні умови для кожної з фаз. Передбачається, що для кожної з фаз дотримується умова прилипання. Насправді, при вібрації умова прилипання для скелета заповнювачів може не виконуватися, а саме рифлення робочих поверхонь опалубки та робочого органу вібромашини може вносити гідродинамічне обурення типу турбулентності, не враховується розрахунком. Тому для вибору моделі розрахунку треба розглянути коливання бетонної суміші в зоні контакту з робочим органом. Можна прийняти, що при вібраційному зсуві сили тертя в зоні контакту визначаються силами тертя скелета, що передаються в окремих точках, і силами тертя, що виникають біля вузького пристінного шару суміші.

Причому силами тертя скелета можна враховувати лише найбільш істотну їх частину, пов'язану з його поперечної деформацією:

$$\tau_b = f_0 \cdot \frac{\partial u(x,y)}{\partial x} + \mu \cdot \frac{\partial^2 u(x,y)}{\partial t \partial y}\Big|_{y=-b}, \quad (2)$$

де $f_0 = f_1 \cdot \sigma \cdot \frac{E}{1-\sigma}$; f_1-коефіцієнт тертя скелета в зоні контакту; σ-коефіцієнт Пуассона; E-модуль пружності скелета заповнювачів.

Відомо[4], що при $Re_b = \frac{D^2 \cdot \omega}{\gamma} \gg 1$ (γ-кінематична в'язкість рідкої фази) текучість рідини відбувається з утворенням приграничного шару, товщина якого має порядок $\delta \approx \sqrt{\frac{\gamma}{\omega}}$, D-характерний розмір (наприклад, товщина шару ущільнюваної суміші або діаметр частинок заповнювача суміші).

При наявності скелета утворюється пристінний шар, що має товщину приблизно того ж порядку.

Таким чином, двофазні середовища з урахуванням властивостей на кордоні що коливається можна представити у вигляді двошарових середовищ. У цьому випадку основою для визначення констант бетонної суміші при вібраційному зсуві і для цілей моделювання процесу віброформування бетонних підлог може служити гладка пластина, занурена в шар бетонної суміші що коливається.

Зазвичай, при визначені динамічних параметрів власне вібромашин для ущільнення бетонних сумішей їх моделюють системами, в яких маса, пружність і опір враховуються окремо. Такі моделі цілком виправданні при вивчені руху вібромашин, оскільки їх робочий орган є твердим тілом. Всі точки робочого органу при цьому переміщаються у фазі з однаковою амплітудою коливань. Тому поточне значення переміщення робочих органів вібромашин (у горизонтальному і вертикальному напрямках) залежить від єдиної змінної часу, а їх рух описується системою звичайних диференціальних рівнянь. Однак в рух приводиться не тільки робочий орган, а й сама формуєма суміш, яка під впливом вібрації ущільняється. Отже, динамічні параметри машини повинні бути визначенні з урахуванням бетонної суміші. Проведені досліди на віброплощадці [5], також поверхневої [6] і глибинної вібромашини [6] показують, що бетонна суміш робить істотний вплив не тільки на величину, а й на сам характер зміни амплітуди переміщення робочого органу. Процес руху такої моделі бетонної суміші зводиться до наступного фізичного механізму. Робочий орган вібромашини є джерелом енергії для бетонної суміші, а шар її в контактній х робочим органом зоні

втягується таким чином в коливально – хвильовий процес і передає енергію коливань подальшим верствам бетонної суміші, розташованим в її глибині. Однак існує ще один механізм у горизонтальному напрямку. Енергія від шару до шару бетонної суміші може передаватися в наслідок тертя контактуючих між собою сусідніх шарів бетонної суміші. При цьому в бетонної суміші поряд з поетапним стисненням і розтягненням шарів у вертикальному напрямку виникають т.зв. зсувні переміщення і деформації. Процес залучення шарів бетонної суміші в коливання (поздовжні або зсувні) відбуватиметься не миттєво, а з запізненням по відношенню до попередніх верств бетонної суміші внаслідок їх інертності. Поступово всі версти бетонної суміші (якщо загасання або дисипація в бетонній суміші невеликі), обмежені геометричними контурами ущільнювального середовища (жорсткими кордонами формами, стінками опалубки і т. п.), перейдуть в коливання (з тією чи іншою поляризацією), а потім коливання почне поширюватися за обсягом.

Отже, технологічний процес ущільнення бетонної суміші зводиться (при влаштуванні формуванні горизонтальних поверхонь до руху шарів останньої, як в'язкої нестисливої рідини, а коливально-хвильові процеси в цій рідині обумовлені гармонійними коливаннями плоскої безмежної стінки (модель робочого органу віброформовочної машини для ущільнення бетонної підлоги) ц своїй площині.

Розглянемо основні особливості та характеристики такої моделі технологічного процесу ущільнення бетонної суміші при формуванні горизонтальних поверхонь.

Нехай необмежена плоска поверхня (площина *xy*) стикається з заспокоєною в цілому нестисливої в'язкою рідиною (бетонною сумішшю), і нехай ця поверхня здійснює гармонійні (горизонтальні) коливання в своїй площині з частотою ω в напрямку y. Питається, який при цьому виникає в рідині $(z > 0)$ рух, якщо рідина (бетонна суміш) в цілому спочиває? Використовуючи граничні умови, згідно з якими швидкість рідини (бетонної суміші) у поверхні збігається зі швидкістю поверхні (тобто робочого органу вібромашини) $v = v_y = v_0 \cdot exp(-i \cdot \omega \cdot t)$, умова нестискаємості рідини (бетонної суміші) $div\vec{v} = 0$ і геометрію завдання, неважко показати, що в розглянутому випадку $(\vec{v} \cdot \nabla)\vec{v} = 0$, $p = const$ (де p-тиск в бетонній суміші) і рівняння руху Нав'є-Стокса зводиться до лінійного одновимірного рівняння типу рівняння теплопровідності:

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \frac{\eta}{\rho} \cdot \frac{\partial^2 v}{\partial z^2}. \quad (3)$$

Тут η-коефіцієнт динамічної в'язкості бетонної суміші, а ρ-її щільність. Відшукуючи періодичне рішення у вигляді

$$v = v_0 \cdot exp[-i \cdot (\omega \cdot t - k_B \cdot z)],$$

де k_B-хвильове число, знайдемо, використовуючи граничні умови при $z = 0$,

$$i \cdot \omega = \frac{\eta}{\rho} \cdot k_B^2 = \tilde{v} \cdot k_B^2, i = \sqrt{-1}, \tilde{v} = \frac{\eta}{\rho}. \quad (4)$$

Звідси, оскільки $\sqrt{i} = \pm(1+i)/\sqrt{2}$, отримуємо:

$$k_B = \frac{2 \cdot \pi}{\lambda_B} = \sqrt{\frac{i \cdot \omega \cdot \rho}{\rho}} = \pm \frac{(i+1)}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{\frac{\omega}{\eta} \cdot \rho}. \quad (5)$$

Тоді

$$v = v_0 \cdot exp\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2 \cdot \eta}} \cdot \rho \cdot z\right) \cdot exp\left(-i \cdot \left(\omega \cdot t - \sqrt{\frac{\omega}{2 \cdot \eta}} \cdot \rho \cdot z\right)\right), \quad (6)$$

Тут у уявної частини k_B узятий знак «+», інакше швидкість при $z > 0$ в бетонній суміші зростала б. Отриманий результат показує, що в в'язкій нестисливій рідині (бетонній суміші) в своїй площині пластина, що коливається (робочий орган вібромашини, контактує з ущільнюваної бетонною сумішшю) випромінює поперечні хвилі з хвильовим числом k_B, які прийнято називати в'язкими або зсувними хвилями, іноді хвилями Стокса.

Ці хвилі поширюються зі швидкістю:

$$c_B = \sqrt{2 \cdot \eta \cdot \omega / \rho}, \quad (7)$$

І мають довжину:

$$\frac{\lambda_B}{2 \cdot \pi} = \sqrt{\frac{2 \cdot \eta}{\omega \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \tilde{v}}{\omega}}. \quad (8)$$

Коефіцієнт загасання в'язкої хвилі α_B, згідно (6), має значення:

$$\alpha_B = \sqrt{\frac{\omega \cdot \rho}{2 \cdot \eta}}. \quad (9)$$

В'язка хвиля практично затухає на відстані, рівному довжині хвилі; в деякому тонкому граничному шарі, товщина якого близького λ_B, вона все ж поширюється.

Оскільки між вібратором і бетонною сумішшю, що формується, існує досить складний характер взаємодії (у ряді випадків носить характер відривних коливань), то неможливо встановити детермінований (чітко визначений) зв'язок (або взаємозв'язок) між характеристиками коливань вібратора і бетонної суміші. У рамках т.зв. умовної, середньої, ефективної вібров'язкості [6] виробничі умови при влаштуванні підлог найбільш адекватно враховуються разом з характером перебігу суміші, власне геометрією виробу, характером контакту вібратора з бетонною сумішшю, величиною чинного статичного тиску. Зазвичай середню, ефективну в'язкість η бетонної суміші можна застосовувати для вирішення завдань формозміни суміші при влаштуванні підлог. Кількісна оцінка віб-

ров'язкості дається на основі законів руху в'язких гомогенних середовищ:

$$\eta = \eta_0 + \frac{\beta}{U}; \quad (10)$$

$$\eta = \eta_0 \cdot \exp\left(\frac{\beta'}{U}\right). \quad (11)$$

Тут U - критерій інтенсивності вібрування бетонної суміші; β, β' - коефіцієнти тиксотропії; η_0 - в'язкість бетонної суміші за відсутності вібрацій.

Для вибору *U*-критерію при ущільненні бетонної суміші в процесі формування горизонтальних поверхів використовується наступна сукупність робочих параметрів вібратора і суміші:

$$U = \frac{A^* \cdot \omega^3}{h}, \quad (12)$$

де A^* - амплітуда коливань вібратора в умовах взаємодії з бетонною сумішшю; ω - кругова частота його коливань; h - товщина ущільнюючої бетонної суміші. Використовуючи уявлення про пружні властивості бетонних сумішей, можна встановити критерій, що дозволяє реалізувати в процесі формування горизонтальних поверхонь величину амплітуди коливань:

$$A_l \le \delta = h \cdot \varepsilon \cdot \left(1 - \frac{P_0}{P_0 + P_{st}}\right), \quad (13)$$

де δ - пружна осадка обмежувача коливань вібратора під дією його ваги;

P_0, P_{st} – атмосферний і статичний тиск;

ε - пористість суміші.

У таблиці 1 наведені значення A^* і A_l для різних висот.

Таблиця 1.

Залежність амплітуди безвідривних коливань A^* і її граничного значення A_l від висоти стовпа бетонної суміші (*h*).

h,м	*A**,м	A_l,м
0,1	$6{,}24\cdot10^{-5}\ldots2{,}01\cdot10^{-4}$	$2{,}48\cdot10^{-5}\ldots1{,}02\cdot10^{-4}$
0,15	$6{,}86\cdot10^{-5}\ldots2{,}26\cdot10^{-4}$	$3{,}71\cdot10^{-5}\ldots1{,}53\cdot10^{-4}$
0,2	$7{,}48\cdot10^{-5}\ldots2{,}52\cdot10^{-4}$	$4{,}95\cdot10^{-5}\ldots2{,}04\cdot10^{-4}$

Висновки

1. Визначена математична модель та отримані рівняння руху пружно-в'язко-пластичної суміші при формуванні горизонтальних поверхонь.
2. Встановлені аналітичні залежності для визначення основних параметрів ефективного ущільнення бетонної суміші в межах прийнятих передумов та допущень.
3. Сформульовано критерій забезпечення раціонального руху системи «вібратор-суміш» та отримані числові значення амплітуд коливань робочого органу.

Література

1. Гусев Б.В., Деминов А.Д., Крюков Б.И., Литвин Л.М., Логвиненко Е.А. Ударно - вибрационная технология уплотнения бетонных смесей. – М.: Стройихдат, 1982. – 152 с.
2. Савинов О.А., Лавринович Е.В. Вибрационная техника уплотнения и формование бетонных смесей. – Л.: Стройиздат, 1986. 280 с.
3. Овчиников П.Ф. Виброреология / П.Ф. Овчинников. – К.: Наук.думка., 1983. – 272 с.
4. Жермен П. Курс механики сплошных сред.теория: Пер. с фр. В.В.Федулова. – М.: Высш.шк., 1983. – 399 с.
5. Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем: начальний посібник (2-е видання) / І.І. Назаренко. – К.: Слово, 2010. – 440 с.
6. Чубук Ю. Ф., Назаренко И.И., Гарнец В.Н. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей. – К.: Выща шк., 1985. – 168 с.

УДК 621.875.322-82

Лесько В.І.[1]

МОДЕЛІ НАДІЙНОСТІ ГІДРОПРИВОДІВ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН

АНОТАЦІЯ. В роботі розроблені імовірнісні моделі надійності елементів гідроприводів будівельних машин з урахуванням специфіки їх функціонування та формування параметричних відмов гідропривода.

АНОТАЦИЯ. В работе представлены разработанные вероятностные модели надежности элементов гидроприводов строительных машин с учетом специфики их функционирования и формирования параметрических отказов гидропривода.

SUMMARY. The developed probabilistic models of elements reliability hydrodrives of building machines, taking into account the particularities of their functioning and formation of parametric hydraulic failures.

Актуальність проблеми. Гідроприводи сучасних будівельних машин, зокрема, одноківшових екскаваторів, кранів та інших, представляють собою складну технічну систему із складною та мінливою під час роботи структурою, взаємозв'язками та специфічними механізмами формування відмов. А тому, проблеми оцінки та забезпечення їх надійності на всіх етапах: проектування, виробництва та експлуатації залишаються актуальними і досить складними. Важливе значення при цьому відіграють моделі надійності, на основі яких проводиться оцінка показників надійності гідроприводів цих машин.

Мета і постановка задачі. Мета роботи полягає в розробці моделей параметричної надійності гідроприводів БДМ, які змогли би враховувати специфіку будови і функціонування гідроприводів. Виникнення параметричних відмов гідроелементів гідроприводу БДМ при їх експлуатації є наслідком порушення певних умов, які характеризують здатність гідроприводу зберігати роботоздатність у відповідності до певних або заданих вимог. Для основних елементів, які лімітують надійність гідроприводу, умови роботоздатності характеризуються невиходом об'ємного ККД η_j за певний встановлений граничний рівень $\eta_{j\ \text{гран.}}$

Порушення умови трактується $\{\varphi_j = \eta_j - \eta_{j\,\text{ГРАН}} > 0\}$ як параметрична відмова окремо взятого $j-$го елементу, імовірність виникнення якої при заданому граничному значенні об'ємного ККД $\eta_{j\ \text{гран.}}$ визначається за виразом:

$$P\{\varphi_j = \eta_j - \eta_{j_{\text{ГРАН.}}} < 0\} = \int_0^{\eta_{j\text{ГРАН}}} f(\eta_j)d\eta, \quad (1)$$

де: $f(\eta_j)$ - щільність імовірності розподілу об'ємного ККД (ОККД) елементу.

Специфічними в плані наявних умов роботоздатності та формування параметричних відмов гідроприводів на прикладі одноківшових екскаваторів (ОЕ) виступають такі послідовно з'єднані між собою з точки зору конструкції та компонування гідроелементи, як робочі секції гідророзподільників та гідроциліндри, які входять до підсистем: приводу стріли, приводу рукояті та приводу ковша і утворюють так звані функціональні дільниці (ФД) за схемами під'єднання елементів, приведених на рис.1. В гідроприводах кранів, навантажувачів, бульдозерів та інших машин подібні схеми з'єднань мають місце в підсистемах: підйому та висунення стріли, виносних опор (аутригерів), навісного обладнання і т.п.

Розглянемо можливість отримання моделей роботоздатності ФД, яка скомпонована за схемою *а* (рис.1). Так як гідроелементи за гідросхемою ФД з'єднані послідовно, то можна довести, що їх зношення і збільшення внутрішніх витоків в кожному із них в однаковій мірі впливає на її ОККД, роботоздатність та формування вказаної відмови. Таким чином, досягнення граничного стану функціональною дільницею є загальним результатом об'єднаного стохастичного процесу зміни технічного стану обох елементів, граничний стан яких виражається через загальний граничний об'ємний ККД $\eta_{ФД_{\text{ГРАН}}}$. Технічний стан ФД при цьому буде оцінюватися узагальненим ОККД:

$$\eta_{ФД} = \eta_{гр} \cdot \eta_{гц}, \quad (2)$$

де: $\eta_{гр}$ - ОККД секції гідророзподільника;

$\eta_{гц}$ - ОККД гідроциліндра.

[1] Лесько В.І., доцент КНУБА.

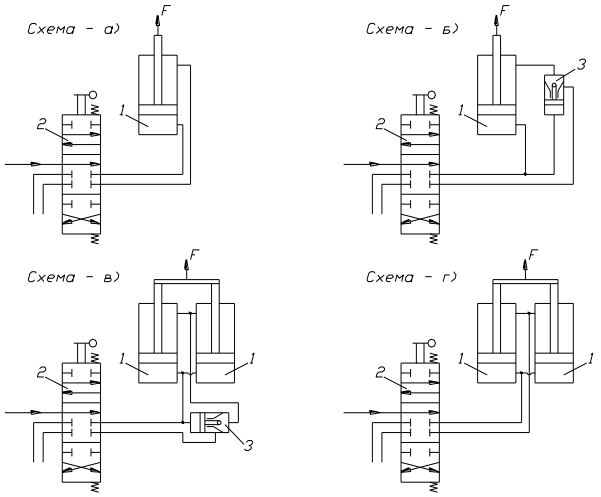


Рис. 1. Гідравлічні схеми під'єднання гідроциліндрів в функціональних дільницях: 1–гідроциліндр; 2–гідророзподільник, 3–гідрозамок або клапан керований зворотній.

В такому випадку умовою роботоздатності функціональної дільниці буде невихід значення добутку ОККД секції розподільника та гідроциліндра за граничну область:

$$\varphi_{ФД} = \eta_{гр} \cdot \eta_{гц} - \eta_{ФД_{гран}} > 0, \quad (3)$$

а імовірність збереження роботоздатності ФД запишеться так:

$$P = P\{\varphi(\eta_{гр} \cdot \eta_{гц}) - \eta_{ФДгран} > 0\}. \quad (4)$$

Для визначення показників безвідмовності функціональної дільниці представимо її як систему двох безперервних випадкових величин $(\eta_{гр}, \eta_{гц})$ із сумісною щільністю розподілу $f(\eta_{гр}, \eta_{гц})$. Загальний технічний стан ФД запишемо як функцію двох випадкових аргументів:

$$\eta_{ФД} = \varphi(\eta_{гр}, \eta_{гц}). \quad (5)$$

Функцію розподілу випадкової величини $\eta_{ФД}$ запишемо таким чином:

$$F_{\eta_{ФД}}(y) = P\{\eta_{ФД} = \varphi(\eta_{гр}, \eta_{гц}) < y\}, \quad (6)$$

де: y - деяка задана величина ОККД.

Застосовуючи інтегральну формулу повної імовірності, отримаємо:

$$F_{\eta_{ФД}}(y) = \int_{-\infty}^{\infty} \left\{ \int_{[\varphi(\eta_{гр}, \eta_{гц}) < y]} f(\eta_{гр}, \eta_{гц}) d\eta_{гр} \right\} d\eta_{гц}, \quad (7)$$

або:

$$F_{\eta_{ФД}}(y) = \int_{-\infty}^{\infty} \left\{ \int_{[\varphi(\eta_{гр}, \eta_{гц}) < y]} f(\eta_{гр}, \eta_{гц}) d\eta_{гц} \right\} d\eta_{гр}, \quad (8)$$

Об'єднуючи обидві формули (7) та (8) запишемо:

$$F_{\eta_{ФД}}(y) = \iint_{[\varphi(\eta_{гр}, \eta_{гц}) < y]} f(\eta_{гр}, \eta_{гц}) d\eta_{гр} d\eta_{гц}, \quad (9)$$

де область інтегрування визначається із умови $\varphi(\eta_{гр}, \eta_{гц}) < \eta_{ФД}$.

Диференціюючи (9) за величиною $\eta_{ФД}$ знайдемо щільність розподілу випадкової величини $\eta_{ФД}$:

$$f_{\eta_{ФД}}(y) = \frac{dF(y)}{d(y)}. \quad (10)$$

Оскільки об'ємні ККД гідророзподільників та гідроциліндрів є незалежними, то їх сумісна щільність розподілу рівна:

$$f(\eta_{гр}, \eta_{гц}) = f_{\eta_{гр}}(\eta_{гр}) \cdot f_{гц}(\eta_{гц}). \quad (11)$$

При цьому формули (7 – 9) мають вигляд:

$$F_{\eta_{ÔÄ}}(y) = \int_{-\infty}^{\infty} \left\{ \int_{[\varphi(\eta_{ãð}, \eta) < y]} f_{\eta_{ãð}}(\eta_{ãð}) d\eta_{ãð} \right\} f_{\eta_{ãö}}(\eta_{ãö}) d\eta_{ãö} =$$

$$= \int_{-\infty}^{\infty} \left\{ \int_{[\varphi(\eta_{ãð}, \eta_{ãö}) < y]} f_{\eta_{ãö}}(\eta_{ãö}) d\eta_{ãö} \right\} f_{\eta_{ãð}}(\eta_{ãð}) d\eta_{ãð} \quad (12)$$

Загальний об'ємний ККД функціональної дільниці $\eta_{ФД}$ визначається як добуток двох випадкових аргументів $\eta_{гр}$ та $\eta_{гц}$. Тоді за формулою (9) знаходимо функцію розподілу випадкової величини $\eta_{ФД} = \eta_{гр} \cdot \eta_{гц}$:

$$F_{\eta_{ÔÄ}}(y) = P(\eta_{ãð} \cdot \eta_{ãö} < y) = \iint_{(\eta_{ãð}, \eta_{ãö} < y)} f(\eta_{ãð}, \eta_{ãö}) d\eta_{ãð} \cdot d\eta_{ãö} =$$

$$= \int_{-\infty}^{0} \left\{ \int_{y/\eta_{ãð}}^{\infty} f(\eta_{ãð}, \eta_{ãö}) d\eta_{ãö} \right\} d\eta_{ãð} +$$

$$+ \int_{0}^{\infty} \left\{ \int_{-\infty}^{y/\eta_{гр}} f(\eta_{гр}, \eta_{гц}) d\eta_{гц} \right\} d\eta_{гр}. \quad (13)$$

Або в іншому вигляді:

$$F_{\eta_{ÔÄ}}(y) = \iint_{\eta_{ãð} \cdot \eta_{ãö} < y} dF_{\eta_{ãð}}(\eta_{ãð}) \cdot dF_{\eta_{ãö}}(\eta_{ãö}) =$$

$$\int_{-\infty}^{0} dF_{ãö}(\eta_{ãö}) \cdot \int_{y/\eta_{ãö}}^{\infty} dF_{\eta_{ãð}}(\eta_{ãð}) + \int_{0}^{\infty} dF_{\eta_{ãö}}(\eta_{ãö}) \cdot \int_{-\infty}^{y/\eta_{ãö}} dF_{\eta_{ãð}}(\eta_{ãð}) =$$

$$= \int_{-\infty}^{0} \left[1 - F_{\eta_{ãð}}\left(\frac{y}{\eta_{ãö}} \right) \right] dF_{\eta_{ãö}}(\eta_{ãö}) + \int_{0}^{\infty} F_{\eta_{ãð}}\left(\frac{y}{\eta_{ãö}} \right) dF_{\eta_{ãö}}(\eta_{ãö}). \quad (14)$$

Диференціюючи вирази (13) або (14) по y отримаємо щільність розподілу випадкової величини $\eta_{ФД}$:

$$f_{\eta_{ФД}}(y) = -\int_{-\infty}^{0} \frac{1}{\eta_{гр}} f\left(\eta_{гр}, \frac{y}{\eta_{гр}} \right) d\eta_{гр} + \int_{0}^{\infty} \frac{1}{\eta_{гр}} f\left(\eta_{гр}, \frac{y}{\eta_{гр}} \right) d\eta_{гр}. \quad (15)$$

Оскільки випадкові величини $\eta_{гр}$ та $\eta_{гц}$ є незалежними, то вираз (15) можна записати в такому вигляді:

$$f_{\eta_{ФД}}(y)=\int_{-\infty}^{\infty}\frac{1}{|\eta_{гц}|}f_{\eta_{гр}}\left(\frac{y}{\eta_{гц}}\right)\cdot f_{\eta_{гц}}(\eta_{гц})d\eta_{гц}. \quad (16)$$

Випадкові величини об'ємних ККД $\eta_{гр}$ та $\eta_{гц}$ можуть бути розподілені за різними законами, а тому розглянемо можливість визначення функції та щільності розподілу узагальненого об'ємного ККД функціональної дільниці $\eta_{ФД}$, як функцію добутку випадкових аргументів $\eta_{гр}$ та $\eta_{гц}$, розподілених за деякими із можливих законів, наприклад: гамма-розподілом та експоненціальним, що не суперечить раніше проведеним в умовах експлуатації дослідженням.

Розглянемо перший випадок, коли діагностичні параметри секції гідророзподільника та гідроциліндра розподілені за **гамма-розподілом** зі щільностями:

$$f_{\eta_{гр}}(y)=\frac{\beta_1^{\alpha_1}}{\Gamma(\alpha_1)}y^{\alpha_1-1}e^{-\beta_1 y}\quad (y>0) \quad (17)$$

та

$$f_{гц}(y)=\frac{\beta_2^{\alpha_2}}{\Gamma(\alpha_2)}y^{\alpha_2-1}e^{-\beta_2 y}\quad (y>0) \quad (18)$$

де α_1, β_1 та α_2,β_2 - параметри закону розподілу об'ємного ККД гідророзподільника $\eta_{\text{гр}}$ та гідроциліндра $\eta_{\text{гц}}$, відповідно.

За формулою (16) визначимо щільність розподілу загального об'ємного ККД функціональної дільниці, як системи двох безперервних випадкових величин:

$$f_{\eta_{ÔÄ}}(y)=\int_0^{\infty}\frac{1}{\eta_{ãö}}f_{\eta_{ãð}}\left(\frac{y}{\eta_{ãö}}\right)f_{\eta_{äö}}(\eta_{ãö})d\eta_{ãö}=$$

$$=\frac{\beta_1^{\alpha_1}}{\Gamma(\alpha_1)}\frac{\beta_2^{\alpha_2}}{\Gamma(\alpha_2)}\int_0^{+\infty}\frac{1}{\eta_{ãö}}\left(\frac{y}{\eta_{ãö}}\right)\exp\left\{-\frac{\beta_1 y}{\eta_{ãö}}\right\}\eta_{ãö}^{\alpha_2-1}e^{-\beta_2\cdot\eta_{ãö}}d\eta_{ö}=$$

$$=\frac{\beta_1^{\alpha_1}}{\Gamma(\alpha_1)}\frac{\beta_2^{\alpha_2}}{\Gamma(\alpha_2)}y^{\alpha_1-1}\cdot\int_0^{+\infty}\frac{1}{y}\frac{1}{y^{\alpha_1-1}}\cdot y^{\alpha_2-1}\exp\left\{-\frac{\beta_1 y}{\eta_{ãö}}-\beta_2\eta_{ö}\right\}d\eta_{ãö}$$

$$=\frac{\beta_1^{\alpha_1}}{\Gamma(\alpha_1)}\frac{\beta_2^{\alpha_2}}{\Gamma(\alpha_2)}y^{\alpha_1-1}\int_0^{+\infty}\eta^{\alpha_2-\alpha_1-1}\times$$

$$\times\exp\left\{-\frac{\beta_1 y}{\eta_{ãö}}-\beta_2\eta_{ãö}\right\}d\eta_{ãö}=$$

$$=\frac{\beta_1^{\alpha_1}}{\Gamma(\alpha_1)}\frac{\beta_2^{\alpha_2}}{\Gamma(\alpha_2)}y^{\alpha_1-1}\cdot 2\cdot\left(\frac{\beta_1 y}{\beta_2}\right)^{\frac{\alpha_2-\alpha_1}{2}}K_{\alpha_2-\alpha_1}\left(2\sqrt{\beta_1\beta_2 y}\right)=2\times$$

$$\times\frac{(\beta_1\beta_2)^{\frac{\alpha_1+\alpha_2}{2}}y^{\frac{\alpha_1+\alpha_2}{2}-1}}{\Gamma(\alpha_1)\Gamma(\alpha_2)}K_{\alpha_2-\alpha_1}(2\sqrt{\beta_1\beta_2 y}), \quad (19)$$

де: $K_{\alpha_2-\alpha_1}(\cdot)$ - модифікована функція Бесселя 2-го роду порядку (α_2-α_1), яку запозичуємо із теорії спеціальних функцій [2]:

$$\int_0^{+\infty}x^{\nu-1}\exp\left[-\frac{\beta}{x}-\gamma x\right]dx=2\left(\frac{\beta}{\gamma}\right)^{\frac{\nu}{2}}K_{\nu}\left(2\sqrt{\beta\nu}\right), \quad (20)$$

$(\mathrm{Re}\,\beta>0,\mathrm{Re}\,\gamma>0).$

Інтегруючи вираз (19), отримаємо модель надійності через імовірність збереження роботоздатності функціональної дільниці при заданому граничному значенні $y=\eta_{ФДгран}$:

$$P_{\eta_{ÔÄ}}(y)=P\left(\eta_{ãð}\cdot\eta_{ãö}>y=\eta_{ÔÄãðàí}\right)=$$

$$=\int_{y=\eta_{ÔÄãðàí}}^{1}2\frac{(\beta_1\beta_2)^{\frac{\alpha_1+\alpha_2}{2}}y^{\frac{\alpha_1+\alpha_2}{2}-1}}{\Gamma(\alpha_1)\Gamma(\alpha_2)}K_{\alpha_2-\alpha_1}\left(2\sqrt{\beta_1\beta_2 y}\right)dy, \quad (21)$$

де: $\eta_{ФДгран}$ - граничне значення узагальненого об'ємного ККД ФД.

В другому випадку, нехай діагностичні параметри $\eta_{гр}$ та $\eta_{гц}$ мають **експоненціальний** закон розподіл з параметрами розподілу λ_1 та λ_2, відповідно.

Знайдемо щільність розподілу $f_{\eta_{ФД}}(y)$ за формулою (16):

$$f_{\eta_{ФД}}(y)=\int_0^{\infty}\frac{1}{\eta_{гц}}f_{\eta_{гр}}\left(\frac{y}{\eta_{гц}}\right)f_{\eta_{гц}}(\eta_{гц})d\eta_{гц}=\int_0^{\infty}\frac{1}{\eta_{гц}}\lambda_1 e^{-\lambda_1\frac{y}{\eta_{гц}}}\cdot\lambda_2 e^{-\lambda_2\eta_{гц}}d\eta_{гц}=$$

$$=\lambda_1\lambda_2\times\int_0^{\infty}\frac{1}{\eta_{гц}}\exp\left\{\frac{-\lambda_1 y}{\eta_{гц}}-\lambda_2\eta_{гц}\right\}d\eta_{гц}=2\lambda_1\lambda_2\cdot K_0\left(2\sqrt{\lambda_1\lambda_2\cdot y}\right), \quad (22)$$

де: $K_0(\cdot)$- модифікована функція Бесселя, 2-го роду нульового порядку.

Формула щільності імовірності розподілу (22) буде тотожною отриманій раніше формулі (19) при умові, якщо параметри гама-розподілу будуть такими: $\alpha_1=\alpha_2=1$, а $\beta_1=\lambda_1,\beta_2=\lambda_2$, що підтверджує характерні особливості для експоненціального та гама-розподілів.

Знайдемо функцію розподілу величини $\eta_{ФД}=\eta_{гр}\cdot\eta_{гц}$. На основі (14) маємо:

$$F_{\eta_{ÔÄ}}(y)=P\{\eta_{ãð}\cdot\eta_{ãö}<y\}=\int_0^{\infty}F_{\eta_{ãð}}\left(\frac{y}{\eta_{ãö}}\right)dF_{\eta_{ãö}}(\eta_{ãö})=$$

$$=\int_0^{+\infty}\left[1-å^{-\lambda_1\frac{y}{\eta_{ãö}}}\right]\cdot\lambda_2\cdot å^{-\lambda_2\eta_{ãö}}d\eta_{ãö}=\int_0^{+\infty}\lambda_2 å^{-\lambda_2\eta_{ãö}}d\eta_{ãö}-$$

$$-\int_0^{+\infty}\lambda_2\exp\left\{-\left(\frac{\lambda_1 y}{\eta_{\hat{a}\ddot{o}}}+\lambda_2\eta_{\hat{a}\ddot{o}}\right)\right\}=1-\lambda_2\int_0^{+\infty}\mathring{a}\tilde{o}\tilde{o}\left\{-\left(\frac{\lambda_1 y}{\eta_{\hat{a}\ddot{o}}}+\lambda_2\eta_{\hat{a}\ddot{o}}\right)\right\}d\eta_{\hat{a}\ddot{o}}=$$

$$=1-2\lambda_2\left(\frac{\lambda_1 y}{\lambda_2}\right)^{\frac{1}{2}}\times$$

$$\times K_1\left(2\cdot\sqrt{\lambda_1\lambda_2 y}\right)=1-2\sqrt{\lambda_1\lambda_2 y}\cdot K_1\left(2\cdot\sqrt{\lambda_1\lambda_2 y}\right), \quad (23)$$

В окремому випадку, коли $\lambda_1=\lambda_2=\lambda$:

$$F_{\eta_{\Phi\mathcal{A}}}(y)=1-2\lambda\sqrt{y}K_1\left(2\cdot\lambda\sqrt{y}\right) \quad (24)$$

Виходячи із виразу (23), отримуємо імовірність роботоздатності ФД гідроприводу при заданому граничному значенні ОККД $y=\eta_{\Phi\mathcal{A}\text{гран}}$, яку визначаємо за формулою:

$$P_{\eta_{\hat{O}\ddot{A}}}(y)=P_{\eta_{\hat{O}\ddot{A}}}\left\{\eta_{\tilde{a}\eth}\cdot\eta_{\tilde{a}\ddot{o}}>y=\eta_{\hat{O}\ddot{A}\tilde{a}\eth\grave{a}\acute{i}}\right\}=$$

$$=2\sqrt{\lambda_1\cdot\lambda_2\cdot y}\cdot K_1\left(2\sqrt{\lambda_1\lambda_2\cdot y}\right)=$$

$$=2\sqrt{\lambda_1\cdot\lambda_2\cdot\eta_{\hat{O}\ddot{A}\tilde{a}\eth\grave{a}\acute{i}}}\cdot K_1\left(\sqrt{\lambda_1\lambda_2\cdot\eta_{\hat{O}\ddot{A}_{\text{ГРАН}}}}\right) \quad (25)$$

Висновок. Аналізуючи отримані в роботі результати, слід зазначити, що закони розподілу узагальненого об'ємного ККД функціональних дільниць гідроприводів екскаваторів істотно відрізняються від законів розподілу ОККД її складових елементів– секцій гідророзподільника та гідроциліндра. Імовірнісні моделі безвідмовності (21) та (25) є більш адекватними, ніж моделі, які досі пропонувались і використовувались на практиці, так як, на відміну від них, враховують специфіку функціонування елементів гідроприводу, їх взаємозв'язок та особливості формування параметричної відмови гідроприводу і можуть використовуватися для більш реальних оцінок показників безвідмовності гідроприводу одноківшових екскаваторів та інших гідрофікованих машин (кранів, навантажувачів, бульдозерів та ін.).

Для решти схем під'єднання гідроелементів, приведених на рис.1 (*б, в, г*), моделі надійності ФД гідроприводу отримуємо аналогічно, виходячи із умов збереження роботоздатності функціональної дільниці відповідної підсистеми.

Розроблені моделі надійності мають суттєву відмінність від усіх існуючих на даний час та відомих за літературними джерелами моделей надійності, що вказує на їх пріоритетність. Але в той же час вони не вичерпують всіх можливих варіантів моделей, які можуть мати місце при аналізі функціонування гідроприводів БДМ. Вони тільки значно розширюють та уточнюють коло відомих моделей надійності гідроприводів, що дасть можливість отримувати набагато реальніші та точніші результати оцінки їх показників надійності.

Література

1. Вентцель Е. С.,Овчаров Л. А. Теория вероятности и ее инженерные приложения.. - М.: Наука. – 1988. – 480 с.
2. Градштейн И. С., Рыжик И. М. Таблицы интегралов, сумм, рядов и произведений. – М.: Наука. – 1971. –1108 с.
3. Лесько В.І. Імовірнісні моделі роботоздатності функціональних дільниць гідроприводів одноківшових екскаваторів. // Техніка будівництва. вип. 5, 1999, ст. 14 – 19.
4. Умови роботоздатності та моделі надійності дільниці „гідророзподільник- гідроциліндр " гідроприводів будівельних машин. //Гірничі, будівельні, дорожні, та меліоративні машини. Випуск №60. Республіканський. міжвідомчий науково-технічний збірник, м. Київ, КНУБА, 2002р.
5. Лесько В.І. Моделювання параметричних відмов гідравлічних екскава торів з урахуванням ефективності їх функціонування при прогнозуван ні та оцінці показників надійності. // Техніка будівництва. вип. 9, 2001.

УДК 621. 01. 001

Жигилій С.М., Пісковий С.С.[1]

ВПЛИВ НА ЗАГАЛЬНУ ДИНАМІЧНУ ДІЮ МЕХАНІЧНОГО ВІДЦЕНТРОВОГО ЗБУДЖУВАЧА КОЛИВАНЬ ПАРАМЕТРІВ ЙОГО ДЕБАЛАНСУ

АНОТАЦІЯ. Стаття присвячена дослідженню впливу параметрів дебалансу на динаміку руху відцентрового збуджувача коливань.

Ключові слова: дебаланс, динаміка руху, відцентровий збуджував коливань.

АННОТАЦИЯ. Статья посвящена исследованию влияния параметров дебаланса на динамику движения центробежного возбудителя колебаний.

Ключевые слова: дебаланс, динамика движения, центробежный возбудитель колебаний.

ANNOTATION. The article investigates the influence of parameters of unbalanced vibroexciter on the dynamics of centrifugal fluctuations.

Key words: unbalanced vibroexciter, dynamics of movement, centrifugal excited oscillator.

Вступ. Різноманітні вібраційні пристрої та машини, що застосовуються у будівництві, будівельній індустрії й інших галузях народного господарства, поступово витісняють малоефективну ручну працю та підвищують продуктивність і якість робіт. Межі та галузі застосування їх невпинно розширюються. Якщо для створення вібрацій використовується механічний відцентровий дебалансний збуджувач коливань, то необхідний технологічний рух такої вібраційної машини створюється, забезпечується та визначається обертанням дебалансного вала із закріпленими на ньому елементами приводним двигуном (як правило – електричним).

Огляд останніх джерел досліджень і публікацій. Збуджуючою силою, що генерує рух робочого органа вібраційної технологічної машини, є рівнодійна $\vec{\Phi}$ відцентрових сил інерції елементів дебалансного вала віброзбуджувача, модуль якої $\Phi = S \cdot \omega^2$ Тобто однією із двох первинних характеристик, котрі визначають структуру й величину динамічної дії технологічної машини на оброблюване середовище, є статичний момент $S = m \cdot e$, де m та e – маса й ексцентриситет дебалансу відповідно [1].

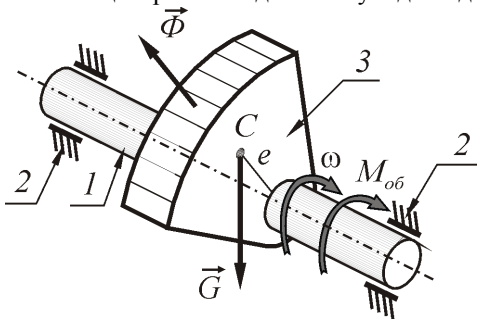


Рис. 1. Дебалансний збуджувач коливань.

У мить початку обертання (пуску) дебалансноговала 1 віброзбуджувача приводним електродвигуном динамічна дія останнього має бути достатньою для здолання: а) моменту сили тяжіння $\vec{G}$ дебалансу 3 відносно осі обертання вала 1; б) дії сил опору обертанню – аеродинамічного опору середовища та опору, що виникає у підшипниках 2 вала (рис. 1). Для забезпечення стійкого пуску виникає потреба створити на валу достатній обертальний момент $M_{об}$, що вимагає певного необхідного запасу потужності самого двигуна. Через це обумовлена процесом пуску потужність приводного двигуна є значно завищеною для усталеного (робочого) режиму, коли двигун працює практично з навантаженням холостого ходу. Виявляється, що чим більший статичний момент S маси дебалансів, тим більша амплітуда коливань і вища ефективність вібраційного впливу на оброблюване середовище, але тим більш потужний двигун необхідний для пуску [2].

Зазначену проблему пуску розв'язує застосування керованих механічних відцентрових дебалансних збуджувачів коливань (КМВДЗК), оригінальні конструкції яких протягом останніх тридцяти років розроблялись, створювались і досліджувались на кафедрі теоретичної механіки Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка (раніше – Полтавського інженерно-будівельного інституту) професором Сердюком Л.І. (нажаль тепер покійним). Принципи створення та особливості роботи КМВДЗК неодноразово висвітлювалися на різноманітних науково-практичних та інших заходах і в літературних джерелах [3 – 5]. Для забезпечення пуску у динамічно зрівноваженому стані (коли сумарний статичний момент маси відповідних конструктивних елементів КМВДЗК, що обертаються, дорівнює нулеві) на дебалансному валу розташовано два або три (інколи і більше) дебаланса, з них деякі мають можливість рухатися відносно валу [6]. Але в робочих режимах вібраційного пристрою або машини все рівно постає питання про вплив на загальну динамічну дію збуджувача коливань вказаних параметрів його дебалансу.

Постановка завдання. Для дослідження впливу статичного моменту S маси дебалансів механічного відцентрового збуджувача коливань на загальну динамічну дію технологічної вібромашини на оброблюване середовище складімо необхідні математичні моделі, дослідимо їх та розв'яжімо відповідні оптимізаційні задачі.

[1] Жигилій С.М., к.т.н., доцент; Пісковий С.С., м.н.с.
Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка.

Основний матеріал і результати. Розглянемо дебаланс, виготовлений у формі круго-вого сектора радіуса R із центральним кутом 2α певної товщини δ (рис. 2). Його маса

$$m = \rho \cdot V = \rho \cdot A \cdot \delta,$$

де ρ – густина матеріалу виготовлення дебалансу, V та A – відповідно об'єм та площа його фронтальної поверхні.

Оскільки площа кругового сектора $A = \alpha \cdot R^2$, а віддаль від осі обертання до центра мас C кругового сектора, яка і визначає ексцентриситет дебалансу,

$$OC = e = \frac{2 \cdot R \cdot \sin\alpha}{3 \cdot \alpha},$$

то

$$m = \rho \cdot \delta \cdot \alpha \cdot R^2$$

та

$$S = \rho \cdot \delta \cdot \alpha \cdot R^2 \cdot \frac{2 \cdot R \cdot \sin\alpha}{3 \cdot \alpha} = \frac{2}{3} \cdot \rho \cdot \delta \cdot R^3 \cdot \sin\alpha, \quad (1)$$

звідки очевидно, що для дебалансів, виготовлених з одного матеріалу й однакової товщини δ, статичний момент S знаходиться у функціональній залежності від значень радіуса R та центрального кута 2α – $S = f(R,\alpha)$.

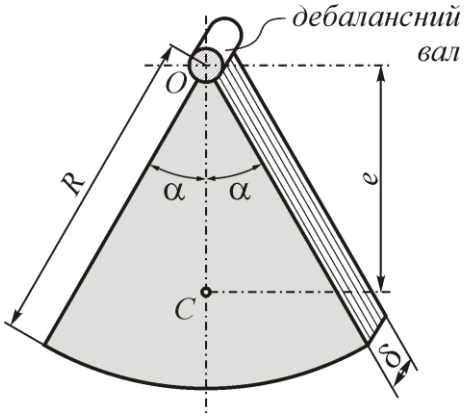


Рис. 2. Дебаланс.

Якщо для збільшення значення S збільшувати радіус R, то у разі застосування не КМВДЗК будуть збільшуватися і негативні наслідки в момент пуску, на які указувалося вище. Також необхідно враховувати те, що будь-яка технологічна вібромашина має визначені скінченні геометричні розміри, які часто встановлюються в результаті достатньо складних розрахунків і міркувань, що також може якимось чином обмежувати значення радіуса R. З іншого боку, певні технологічні вимоги до параметрів вібраційної машини, що пов'язані, наприклад, з потрібними для виконання того чи іншого технологічного процесу величинами збурної сили та (або) вантажопідйомності робочого органа вібромашини, накладають жорсткі обмеження на необхідне достатнє значення статичного моменту S. Зазначене протиріччя не може бути вирішене у повному обсязі, але можна говорити про оптимальну геометричну форму дебалансу при заданому фіксованому значенні його радіуса – $R = const$.

Для з'ясування цієї оптимальної форми розглянемо рівняння (1) як математичну модель статичного моменту S, де критерієм оптимізації є кут α; тоді цільова функція має вигляд

$$S = S(\alpha) = \frac{2}{3}\rho\delta R^3 \cdot \sin\alpha,$$

де $\frac{2}{3}\rho\delta R^3 = const$ – за постановкою задачі, а $0 < \alpha \le 90°$ – допустимі обмеження критерію оптимізації.

Для визначення екстремуму цільової функції знаходимо першу похідну та, прирівнявши її до нуля

$$\frac{dS}{d\alpha} = \frac{2}{3}\rho\delta R^3 \cdot \cos\alpha = 0,$$

встановлюємо, що шуканому екстремуму відповідають значення $\cos\alpha = 0$ та $\alpha = \frac{\pi}{2} = 90°$.

Далі знайдемо другу похідну

$$\frac{d^2S}{d\alpha^2} = -\frac{2}{3}\rho\delta R^3 \cdot \sin\alpha$$

і з'ясуємо її знак при $\alpha = \frac{\pi}{2}$:

$$\left.\frac{d^2S}{d\alpha^2}\right|_{\alpha=\frac{\pi}{2}} = -\frac{2}{3}\rho\delta R^3 \cdot \sin\frac{\pi}{2} = -\frac{2}{3}\rho\delta R^3 < 0.$$

Оскільки друга похідна менша від нуля, то функція $S = S(\alpha)$ при $\alpha = 90°$ має *максимальне* значення.

Реальний дебаланс такої форми є половиною циліндра радіуса R та висотою δ, у якого

$$e = \frac{2 \cdot R \cdot \sin\frac{\pi}{2}}{3 \cdot \frac{\pi}{2}} = \frac{2 \cdot R \cdot 1 \cdot 2}{3 \cdot \pi} = \frac{4R}{3\pi}, \quad \text{а}$$

$$S = \frac{2\delta R^3}{3} \cdot \rho.$$

Наприклад, нерухомий дебаланс вібраційного верстата ВИО-8 для об'ємної фінішної обробки дрібних деталей у середовищі вільного абразиву [7, 8] (рис. 3) має такі параметри:

$$R = 60\,мм,\ \delta = 39\,мм,\ e = \frac{4 \cdot 60}{3\pi} \approx 25{,}46\,(мм)$$

та

$$S = \frac{2 \cdot 0{,}039 \cdot 0{,}06^3}{3} \cdot 7870 \approx 44{,}2 \cdot 10^{-3}\,(кг \cdot м),$$

де $\rho_{ст} = 7870\ {кг}/{м^3}$ – густина сталі, з якої виготовлений дебаланс.

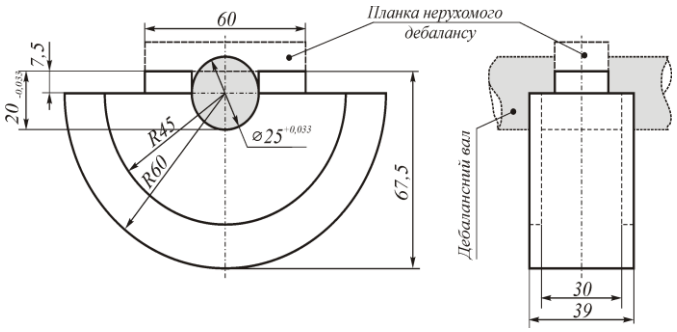


Рис. 3. Нерухомий дебаланс вібраційного верстата ВИО-8.

Розглянемо тепер питання про вплив на загальну ефективність вібраційної дії тієї частини дебалансу, яка знаходиться у безпосередній близькості до осі обертання – див. рис. 4, де відтворено ескіз, який свого часу навів проф. К.О. Олехнович, беручи участь у обговоренні цього питання.

Для усвідомлення відповіді побудуємо та проаналізуємо графіки, що визначають очевидні зміни значень статичного моменту S та площі A дебалансу у формі кругового сектора у залежності від зміни кута α (рис. 5).

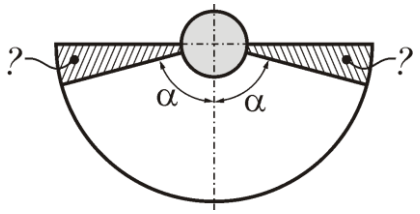


Рис. 4. Ескіз К.О. Олехновича.

З рис. 5 видно, що, наприклад, при зменшенні кута α до $75°$ статичний момент складає $96{,}6\%$ від максимального, а площа A зменшується на $16{,}7\%$; при зменшенні α до $60°$ статичний момент складає $86{,}6\%$ від максимального, а площа A зменшується на $33{,}3\%$ (на третину); якщо ж α зменшити до $45°$, то відповідно зміниться і площа A (зменшиться вдвічі), а статичний момент складатиме $70{,}7\%$ від максимального.

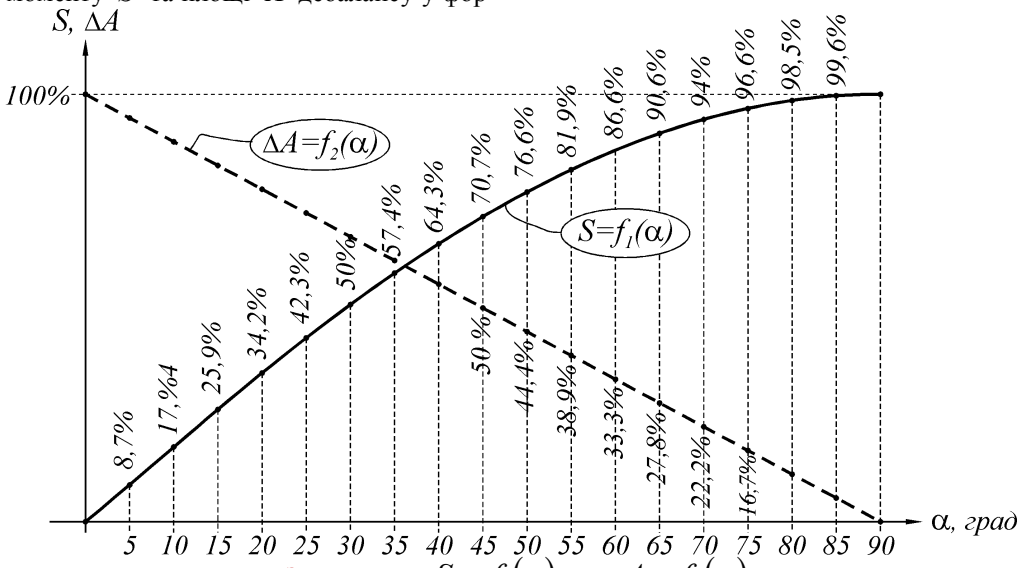


Рис. 5. Залежності $S = f_1(\alpha)$ та $\Delta A = f_2(\alpha)$.

Звісно, що зміни ΔA площі дебалансів призводять до адекватної зміни витрат матеріалу на виготовлення останніх. Тобто, зменшення значення статичного моменту S у певних межах призводить до достатньо значимого зменшення *матеріалоємності* – див. рис. 5. Очевидно, що у кожному конкретному випадкові інженеру-проектувальнику вібраційної техніки необхідно якимось чином вирішувати питання про зазначені межі.

Отже, якщо врахувати, що $A = \alpha \cdot R^2$ і накладене обмеження ($A = const$), то керовані змінні R та α в такому разі пов'язані залежністю $\alpha = {A}/{R^2}$, з урахуванням чого з рівняння (1) отримаємо нову математичну модель, у якій критеріями оптимізації є параметри R та α, а цільова функція має вигляд

Для подальшого аналізу знімемо обмеження $R = const$, вважаючи, що радіус R дебалансу може набувати будь-яких значень, але введімо інше обмеження – на площу A фронтальної поверхні дебалансу, приймаючи $A = const$, що за умови незмінних товщини δ та густини ρ визначатиме однакову кількість матеріалу, необхідну для виготовлення дебалансу (або однакову *матеріалоємність*).

$$S = S(R) = \frac{2\rho\delta}{3} \cdot R^3 \cdot sin\left(\frac{A}{R^2}\right),$$

де $\frac{2\rho\delta}{3}=const$ та $A=const$ – за постановкою задачі, а допустимі обмеження критеріїв оптимізації – $0<\alpha\le 90°$ і $0<R\le R_{max}$, де R_{max} – максимальне значення критерію R, яке може бути будь-яким.

Знаходимо першу похідну від цільової функції

$$\frac{dS}{dR}=\frac{2\rho\delta}{3}\cdot\left[3R^2\cdot\sin\left(\frac{A}{R^2}\right)+R^3\cdot\cos\left(\frac{A}{R^2}\right)\cdot A\cdot\left(\frac{-2}{R^3}\right)\right]=$$

$$=\frac{2\rho\delta}{3}\cdot\left[3R^2\cdot\sin\left(\frac{A}{R^2}\right)-2A\cdot\cos\left(\frac{A}{R^2}\right)\right]$$

та прирівнюємо її до нуля

$$\frac{2\rho\delta}{3}\cdot\left[3R^2\cdot sin\left(\frac{A}{R^2}\right)-2A\cdot cos\left(\frac{A}{R^2}\right)\right]=0,$$

звідки, врахувавши, що $\frac{2\rho\delta}{3}\neq 0$, матимемо

$$3R^2\cdot sin\left(\frac{A}{R^2}\right)-2A\cdot cos\left(\frac{A}{R^2}\right)=0$$ або

$$3\cdot sin\left(\frac{A}{R^2}\right)=2\cdot\frac{A}{R^2}\cdot cos\left(\frac{A}{R^2}\right).$$

Отримане рівняння необхідно розв'язати відносно критерію R. Але розв'язування та розв'язок його залежать від числового значення параметра A, яке в кожному випадкові може бути різним. Якщо ж урахувати, що $\frac{A}{R^2}=\alpha$, то отримаємо логічно тотожне рівняння

$$3\cdot sin\alpha=2\cdot\alpha\cdot cos\alpha,\qquad(2)$$

де шуканою величиною є критерій α, а розв'язування цього рівняння не залежить від інших параметрів. Розв'язавши тригонометричне рівняння (2), отримаємо єдиний можливий у межах від 0 до $360°$ розв'язок – $\alpha\approx 251{,}106°$ (див., наприклад, рис. 6, де наведено графічний розв'язок).

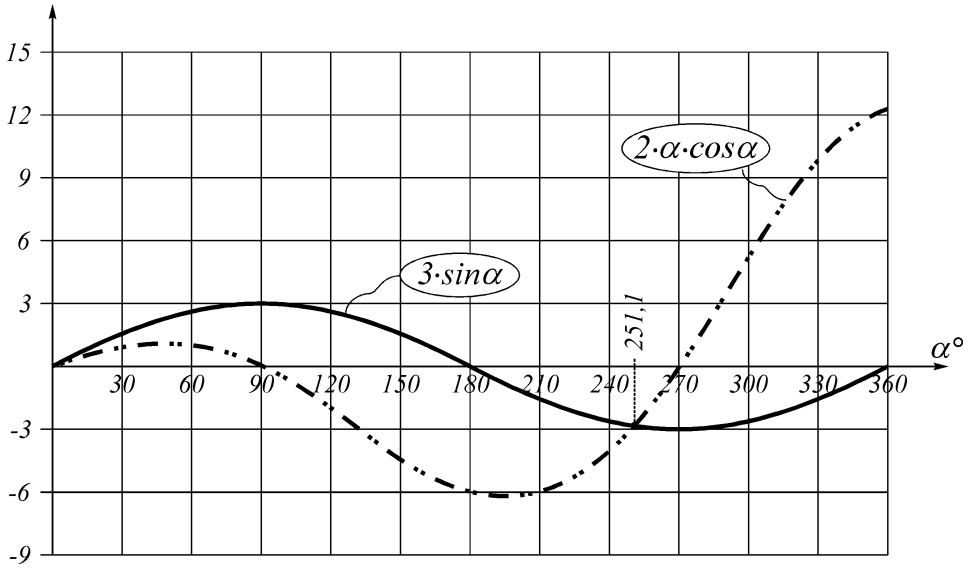


Рис. 6. Графічний розв'язок рівняння $3\cdot sin\alpha=2\cdot\alpha\cdot cos\alpha$.

Оскільки знайдений теоретичний розв'язок $\alpha\approx 251{,}106°$ рівняння (2) знаходиться за допустимими границями критерію α, то він не може розглядатися як оптимальне значення критерію α (дійсно, виготовити дебаланс із центральним кутом $2\alpha\approx 2\cdot 251{,}106°=502{,}212°$ фізично неможливо).

Висновки

Отримані та викладені результати беззаперечно засвідчують, що в будь-якому випадку дебаланс із фронтальною поверхнею у формі півкола максимально збільшує загальну динамічну дію механічного відцентрового збуджувача коливань, що необхідно враховувати на етапах моделювання та конструювання різноманітних вібраційних технологічних машин, свідомо обираючи зазначену геометричну форму дебалансу (або дебалансів) механічних відцентрових збуджувачів коливань.

Література

1. Жигилій С.М. Динаміка дебалансного вала керованого віброзбуджувача УВВ-02 / С.М. Жигилій, К.С. Дяченко // Збірник наукових праць. Серія: Галузеве машинобудування, будівництво. – Полтава: ПолтНТУ, 2012. – Вип. 1(31). – С. 186 – 193.
2. Жигилій С.М. Дослідження динаміки дебалансного вала керованого віброзбуджувача УВВ-03 / К.С. Дяченко, С.М. Жигилій // Збірник наукових праць. Серія: Галузеве машинобудування, будівництво. – Полтава: ПолтНТУ, 2012. – Вип. 2(32). – С. 159 – 164.
3. Жигилий С.М. Основы оптимального синтеза управляемых вибрационных машин / С.М. Жигилий, Л.И. Сердюк, А.И. Касьянов // Тезисы докл. Всесоюзн. н.-т. семинара "Механизация финишно-зачистных и отделочных работ в машиностроении". – М.: Минстанкопром, 1990. – С.35-37.
4. Сердюк Л.И. Увеличение интенсивности нестационарных режимов вибрационной технологии / Л.И. Сердюк, С.М. Жигилий, П.Н. Костенко // Вопросы вибрационной технологии. – Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2005. – С. 28-34.
5. Сердюк Л. І. Збуджувач гвинтових коливань. Декларат. патент України, 9094, B06B1/16 / Л. І. Сердюк, С. М. Жигилій, П. М. Костенко // Заявлено 28.12.04, опубл. 15.09.2005, – Бюл. №9.
6. Жигилій С.М. Принцип роботи керованих механічних відцентрових дебалансних збуджувачів коливань / С.М. Жигилій, В.М. Бровко // Збірник наукових праць Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми розвитку дорожньо-транспортного і будівельного комплексів». – Кіровоград: КНТУ, 2013. – С. 28 – 31.
7. Жигилий С.М. Управляемая вибрационная машина для подготовки металлической фибры: автореф. дис. канд. техн. наук / С.М. Жигилий / Полтавский государственный технический университет. – Полтава, 1997. – 16 с.
8. Вибрационный станок объемной финишной обработки ВИО-8 / Л.И. Сердюк, А.И. Касьянов, С.М. Жигилий. – Полтава: ПО «Знамя», 1988. – 4 с.

УДК 530.1:523

Клапченко В. І. [1]

ПРО МАТЕРІАЛЬНІСТЬ ГРАВІТАЦІЙНОГО ПОЛЯ, ПРИНЦИП МАХА ТА ТЕМНУ МАТЕРІЮ

АНОТАЦІЯ. На основі принципу Маха та уявлень про матеріальність гравітаційного поля розглянуто фізичну обґрунтованість введення максвеллоподібних теорій гравітації. Показана нелінійність гравітаційної взаємодії з ефектом нелінійного приросту маси скупчень зірок, який поводить себе аналогічно темній матерії.

Вступ. При аналізі гравітаційної взаємодії, зокрема при спробах побудувати максвеллоподібні теорії гравітації [1-5], здається неможливим обійтись без подібності її з електростатичною взаємодією зарядів. На це вперше звернув увагу О. Хевісайд [1,2], на проведенні цієї аналогії продовжують базуватись і нинішні спроби [3-5]. В значній мірі «максвеллізація» гравітації притаманна і загальній теорії відносності (ЗТВ) Ейнштейна [6].

Проте здається, що наше розуміння гравітації поліпшиться, якщо ми перестанемо акцентувати увагу на схожості цих взаємодій, а перенесемо акцент на їх відмінності. Саме таку задачу поставлено в даній роботі. Зокрема конкретною задачею буде спроба пояснити темну матерію [7] як ефект нелінійності гравітаційної взаємодії.

Матеріальність гравітаційного поля. На перший погляд, формування максвеллоподібних теорій (тобто, перехід від описання гравітації як взаємодії матеріальних точок до польового описання такої взаємодії), є простою заміною одного математичного формалізму іншим. Для цього досить скористатись аналогією з електростатикою. Проте, як тільки ми не формально сприймемо тезу про матеріальність гравітаційного, як і будь-якого іншого, поля, то відразу стане ясно, що аналогія не буде повною. Енергія електростатичного поля навколо заряду впливає на розподіл мас, зосереджених в тілі заряду та за його межами, але залишає незмінним сам електричний заряд, який формує поле. Натомість матеріальність гравітаційного поля означає аналогічний перерозподіл мас, а в той же час маса і є тим зарядом, що формує гравітаційне поле.

Тобто, в випадку гравітаційного поля повинна проявити себе відмінність від електростатики. Необхідно лише ще раз застерегти від формального відношення до матеріальності гравітаційного поля: об'ємна густина енергії гравітаційного поля не може бути від'ємною, як, наприклад, в [8-10]. Здається, повну аналогію гравітації та електростатики можна побачити в ідентичності законів всесвітнього тяжіння та закону Кулона для вакууму, тобто, базуючись на

[1] Клапченко В. І. Київський національний університет будівництва і архітектури, Київ, Україна.

еквівалентності $\gamma = 1/4\pi\varepsilon_0$. Проте і в цьому випадку не обійтись від застережень. Електростатика завжди видаватиметься «багатшою» за гравітацію на явище електростатичної індукції, яке, при появі матеріальних середовищ, призводить до перерозподілу електричного заряду та впливає на силу взаємодії, що вдається враховувати через діелектричну проникність середовища ε. Прямої аналогії такому явищу в гравітації безпосередньо не видно.

А тому прямий перенос математичного формалізму, розвиненого в електродинаміці, на гравітацію, без аналізу та виділення особливостей гравітаційної та електромагнітної взаємодій, вважаємо на виправданим. Доцільніше проводити аналогію поступово, аналізуючи результати на кожному кроці. Почнемо наш розгляд з того, що єдиним припущенням, своєрідною аксіомою при розгляді гравітаційної взаємодії, є *закон взаємодії*, встановлений Ньютоном. Тобто, модуль сили гравітаційної взаємодії двох нерухомих точкових тіл з масами M_∞ та m_∞ в системі відліку, прив'язаній до гравітаційного центру M_∞, має вигляд:

$$F_G = \gamma \frac{M_\infty m_\infty}{r^2}. \qquad (1)$$

Введемо характеристики гравітаційного поля навколо одиночного масивного центру M_∞. Зокрема модуль напруженості поля:

$$\left|\vec{G}^{(0)}(r)\right| = G^{(0)} = \frac{F_G}{m_\infty} = \gamma \frac{M_\infty}{r^2}, \qquad (2)$$

та потенціал (також приведено модуль):

$$\Phi_G^{(0)} = \left|\frac{W_G(r)}{m_\infty}\right| = \frac{A_{r\infty}}{m_\infty} = \gamma \frac{M_\infty}{r}. \qquad (3)$$

Важливо, що модулі напруженості (2) та потенціалу (3) однозначно визначаються масою гравітаційного центру та відстанню до нього. Дещо не традиційним виглядає використання індексів. Зокрема індекс «∞» у маси центру означає, що її величина визначена при максимальній віддаленості гравітаційного центру від будь-яких інших тіл у всесвіті. За звичай, в цих випадках використовувався індекс «0». Тепер символ «0» ми використали в якості верхнього індексу, взятого в дужки, який вказує на порядок наближення введених характеристик. Зокрема введені двома попередніми формулами характеристики вважаються нульовим наближенням (або наближенням одиночного масивного центру).

Зауважимо, що потенціал гравітаційного поля є скоріше інтегральною а не локальною характеристикою, тому що потенціальна енергія гравітаційної взаємодії завжди розраховується через роботу по переміщенню пробного тіла маси m_∞ з даної точки поля в нескінченність. Без сумніву, локальною характеристикою завжди є напруженість поля.

Матеріальність гравітаційного поля означає, що повинна набувати реального фізичного змісту об'ємна густина енергії цього поля:

$$w_V = g \frac{\left(\vec{G}^{(0)}\right)^2}{8\pi\gamma}. \qquad (4)$$

Тобто, повна маса тіла M_∞ (проявлена маса цього тіла у всесвіті) є сумою мас власне основи тіла (керна тіла – маси M_0, зосередженої в межах фізичної поверхні тіла) та тієї частини маси, що зосереджена в оточуючому його гравітаційному полі. До речі, аналогічний зміст ми вкладали і в електростатичну енергію поля навколо електрона. Звертаємо увагу, що в формулі (4) вже закладено очікування особливостей гравітаційного поля порівняно з електростатичним. Воно виражено числовим множником g, який може відрізнятись від одиниці.

Зробимо наступний крок – врахуємо матеріальність гравітаційного поля. Для цього скористаємось рис. 1, де приведено одиночний гравітаційний центр повною масою M_∞ та масою керна M_0.

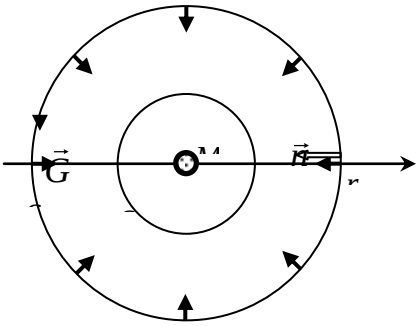


Рис. 1. Матеріальність гравітаційного поля та аналог теореми Гауса-Остроградського.

Визначимо ту масу гравітаційного центру, яка попадає в сферу S радіуса r навколо керна цього тіла. Зовнішня поверхня, фактично, знаходиться на нескінченності для виділеного тіла, що має масу керна M_0. В той же час для всесвіту вона є надзвичайно малою. Звертаємо увагу, що вектор нормалі до поверхні $\vec{n}$ завжди орієнтований всередину поверхні.

$$M_r = M_\infty - \int_V w_V dV, \qquad (5)$$

де об'єм інтегрування V- весь об'єм за межами сфери S. Тоді ця маса рівна:

$$M_r = M_\infty - \frac{g}{2\gamma c_0^2}\int_r^\infty \left(G^{(0)}\right)^2 r^2 dr = M_\infty\left(1 - \frac{g\Phi_G^{(0)}}{2c_0^2}\right). \qquad (6)$$

Якщо пробна маса m_∞, гравітаційним полем якої можна знехтувати порівняно з полем самого центру, потрапить в поле тяжіння гравітаційного центру на відстані r від нього, то в сферу взаємодії з

нею попадатиме лише ця маса гравітаційного центру M_r, яка менша, ніж M_∞. Проте, відповідно до закону всесвітнього тяжіння (1), сила взаємодії залишиться пропорційною добутку повних мас тіл M_∞ і m_∞, а це означає, що маса пробного тіла в гравітаційному полі центру повинна збільшитись:

$$m_G = \frac{m_\infty}{1 - g\Phi_G^{(0)} / 2c_0^2} > m_\infty . \quad (7)$$

Отриманий результат є несподіваним і вимагає максимально повного осмислення. В першу чергу цей результат означає, що в точці перебування пробного тіла величина напруженості гравітаційного поля центру M_∞ змінилась. Надалі ми покажемо, що фактор g слід обирати рівним 2 ($g \equiv 2$), а тому масу пробного тіла в гравітаційному полі визначатимемо як

$$m_G = \frac{m_\infty}{1 - \Phi_G^{(0)} / c_0^2} . \quad (8)$$

Тоді, відповідно до (2) та враховуючи (8), для напруженості гравітаційного поля в області перебування пробної маси отримаємо:

$$G^{(1)} = G^{(0)} \left(1 - \Phi_G^{(0)} / c_0^2\right). \quad (9)$$

Цю величину можна називати напруженістю гравітаційного поля в першому наближенні або напруженістю поля в наближенні пробної маси.

По друге, результат (7,8) означає, що насправді *гравістатична індукція* існує. Причому, на відміну від електростатики, існує *завжди* при внесенні матеріальних тіл в гравітаційне поле, навіть пробних мас. В електростатиці ми розділяли випадки, коли в вакуумі в область електростатичного поля вноситься пробний заряд, а коли матеріальне середовище. При внесенні дуже малого пробного заряду в вакуумі залишаються незмінними як величини зарядів, так і напруженість електростатичного поля. При внесенні матеріального середовища (або пробного заряду в середовищі) за рахунок явища електростатичної індукції напруженість електричного поля падала в ε раз, що еквівалентно зменшенню ефективного заряду.

А для гравітаційного поля внесення пробної маси еквівалентно внесенню і пробного заряду (бо зарядом у гравітаційному полі є маса), і матеріального середовища (тому що цим середовищем є також маса). Тому зміна ефективного заряду-маси повинна сприйматись як об'єктивний результат. Назвемо, за аналогією з електростатикою, відношення

$$\frac{G^{(0)}}{G^{(1)}} = \frac{1}{1 - \Phi_G^{(0)} / c_0^2} = \varepsilon_G , \quad (10)$$

гравістатичною проникністю даної точки поля. Зауважимо, що на відміну від електростатики, гравітаційний аналог проникності не є постійним числом, а є функцією координат поля. А зростання маси (7,8) в гравітаційному полі буде аналогічним зростанню гравістатичної ємності тіла при попаданні його в середовище з більшою проникністю.

Принцип Маха і аналог теореми Гауса-Остроградського. Евристичну значимість принципу Маха неодноразово підкреслював Ейнштейн [6]. Ми також погоджуємось з тим, що правильні уявлення про гравітацію неможливі, якщо вони не узгоджені з принципом Маха. В такому разі отриманий результат (7, 8) можна розглядати як підтвердження справедливості цього принципу. Тобто, якщо дійсно проявлена маса тіла m_∞ визначається її взаємодією з віддаленими масами всесвіту, то внесок в цю масу від взаємодії з найближчими тілами повинен бути найвідчутнішим та піддаватись безпосередньому врахуванню.

Спробуємо подібному тлумаченню принципу Маха надати адекватну математичну форму. Зокрема масу пробного тіла, максимально віддаленого від інших мас всесвіту, визначатиме результуюча гравітаційна взаємодія з усіма тілами всесвіту W_G^{univ}, що можна представити так:

$$m_\infty = -\frac{W_G^{univ}}{c_0^2} = -\frac{m_\infty \Phi_G^{univ}}{c_0^2} . \quad (11)$$

Це визначає усереднений ефективний потенціал фізичного вакууму нашого всесвіту рівним $\Phi_G^{univ} = -c_0^2$, який за звичай ми приймаємо за «0». Якщо ж поряд з пробним тілом знаходиться близько розташований гравітаційний центр M_∞, додаткова взаємодія з ним збільшує масу пробного тіла на величину:

$$\Delta m = -\frac{W_G(r)}{c_0^2} = \frac{m_\infty \Phi_G^{(0)}}{c_0^2} , \quad (12)$$

де $\Phi_G^{(0)}$ є модулем потенціалу, сформованим гравітаційним центром в точці перебування пробного тіла, розрахованим відносно потенціалу простору, прийнятого за «0».

Така інтерпретація принципу Маха буде справедливою лише при безсумнівній адитивності гравітаційного потенціалу. Якщо ж впевненості в адитивності гравітаційного потенціалу немає, то такий розгляд застосовний лише до слабких полів. Тобто, в випадку слабких полів принцип Маха дає:

$$m_G = m_\infty \left(1 + \Phi_G^{(0)} / c_0^2\right). \quad (13)$$

Врахування матеріальності гравітаційного поля (7) для випадку слабких полів може бути записане так:

$$m_G = \frac{m_\infty}{1-\Phi_G^{(0)}/c_0^2} \approx m_\infty\left(1+g\Phi_G^{(0)}/2c_0^2\right), \quad (14)$$

Порівнюючи (13) та (14), отримуємо:

$$g \equiv 2. \quad (15)$$

Адекватність математичної форми врахування принципу Маха повинна проявитись і при формуванні теореми Гауса-Остроградського для гравітаційних полів. Введемо, за аналогією з електростатикою, *вектор гравістатичного зміщення* $\vec{D}_G$:

$$\vec{D}_G = \varepsilon_0\vec{G}^{(1)} = \vec{G}^{(1)}/4\pi\gamma. \quad (16)$$

Тоді поверхневий інтеграл:

$$\int_S\left(\vec{D}_G\cdot d\vec{S}\right)=\int_S\left(\frac{\vec{G}^{(1)}\cdot d\vec{S}}{4\pi\gamma}\right)$$

для виділеної поверхні S (рис. 1) матиме позитивне значення лише в тому випадку, коли одиничний вектор нормалі до поверхні інтегрування обирати орієнтованим всередину поверхні, як це показано на рис. 1.

Якраз ця обставина і свідчить про відповідність принципу Маха: джерелом маси виступає весь всесвіт, а це означає, що потік вектора гравістатичного зміщення потрібно розраховувати не за межі виділеної поверхні *S* рис. 1, а всередину неї. Легко бачити, що в цьому разі ми матимемо тотожність

$$\int_S\left(\vec{D}_G\cdot d\vec{S}\right)=M_r = M_\infty - \int_V w_V dV, \quad (17)$$

яку можна розглядати як аналог теореми Гауса-Остроградського для гравітаційних полів. Підкреслимо, що при розрахунках по (17) скрізь використовується напруженість гравітаційного поля $\vec{G}^{(1)}$ (9), а тому співвідношення (17) залишається справедливим тільки для слабких полів.

Насамкінець, зауважимо наступне. Зростання *маси спокою* тіла (8) при попаданні його в певну точку гравітаційного поля (незалежно від способу попадання, стану руху тіла і т.п.) ми будемо називати *статичною* або *потенціальною* дією гравітаційного поля. Про таку окрему дію поля ми ніколи не знали, безпосередньо не враховували, хоч і могли здогадуватись про її існування. Зокрема користуючись термодинамічною аналогією: повна зміна в системі взаємодіючих тіл складається зі зміни стану системи (аналог зміни внутрішньої енергії) та виконаної роботи. Тобто, мова йде про існування подвійного впливу гравітаційного поля. Така подвійна дія гравітаційного поля заслуговує окремої уваги і їй варто присвятити окрему роботу. Зокрема тому, що її наявність пояснює появу всіх чотирьох гравітаційних ефектів ЗТВ [6] без залучення додаткових уявлень та гіпотез.

Моделі та еквівалентні схеми гравітації. Схожість та відмінність між гравітаційною та електростатичною взаємодіями найкраще продемонструвати з допомогою схем та моделей, широко вживаних в електростатиці. Найпростішою моделлю зарядженого тіла є сферична кулька радіуса r_0, найпростішим способом формування заряду на такому модельному тілі є використання батареї з електрорушійною силою U. Базовим поняттям при розгляді систем зарядів є електроємність окремих тіл та взаємна ємність найпростіших систем заряджених тіл (конденсаторів).

Нагадаємо, що в електростатиці існують два рівноправних способи визначення електричної ємності окремих тіл (рис. 2*а, б*). За схемою рис. 2*а* під'єднана електрична батарея назначає потенціал поверхні тіла, після чого, через електричний опір R_E, на це тіло перетікає відповідна кількість (за величиною і знаком) електричних зарядів. Якщо тепер від'єднати вказану батарею, то залишиться ізольоване тіло з принесеним на нього (формально - з нескінченності) надлишковим електричним зарядом (рис. 2*б*). Але означення електроємності в електростатиці ми даємо за способом рис. 2*б*, стверджуючи, що принесений на тіло заряд формує відповідний потенціал його поверхні, хоч, насправді, все було навпаки. Тобто:

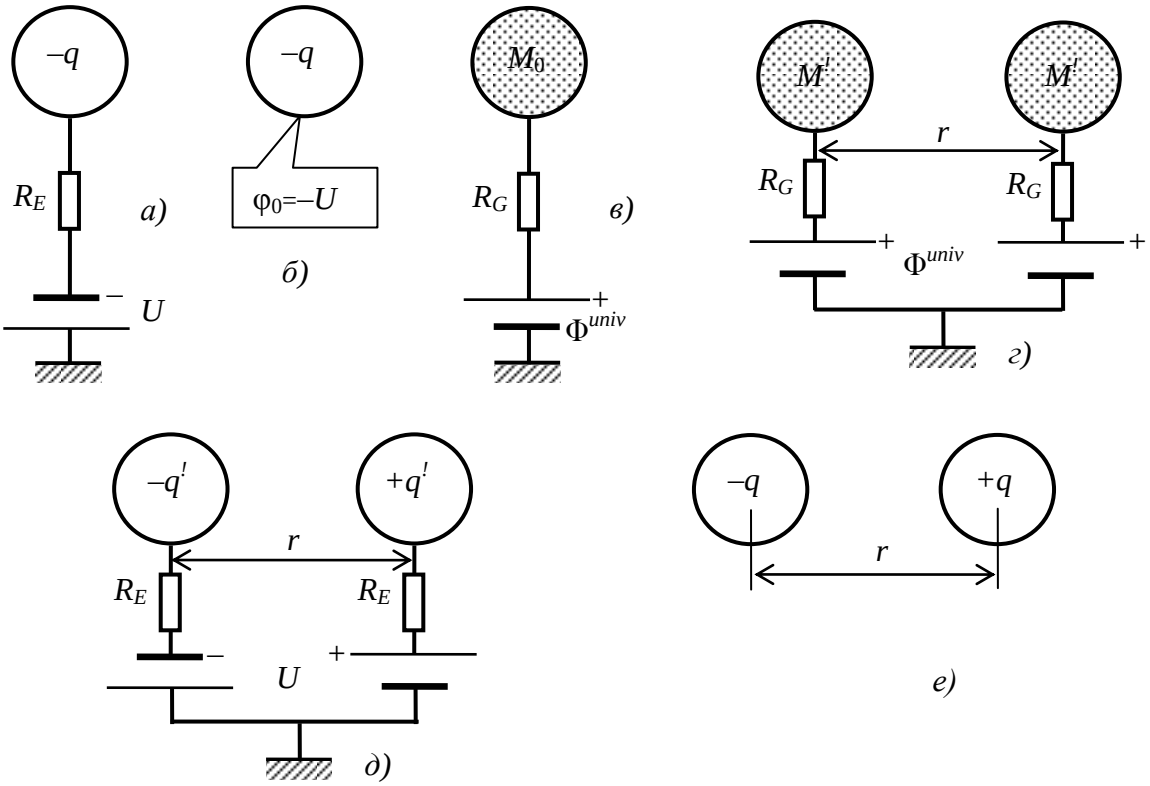


Рис. 2. Порівняння еквівалентних схем електростатики та гравістатики. а) – накопичення заряду на тілі з допомогою електричної батареї з ЕРС U; б) – такий же за величиною заряд, принесений з нескінченності, формує той же потенціал поверхні тіла –U;в) – формування заряду-маси тіла всесвітнім потенціалом; г) – гравітаційна схема взаємодії двох тіл; д) – електростатична взаємодія двох заряджених тіл, постійно з'єднаних з батареями; е) – електростатична взаємодія двох ізольованих зарядів.

$$C_E = \frac{q}{U} = \frac{q}{\varphi_0} = 4\pi\varepsilon_0 r_0. \qquad (18)$$

Покажемо, що подібні поняття та моделі допустимі і в гравітації. По перше, виходячи з принципу Маха (11), роль всесвіту в цілому в формуванні маси тіл можна звести до *еквівалентної гравітаційної батареї* з різницею потенціалів $U_G = 0 - \Phi_G^{univ} = c_0^2$, тобто, рівного модулю Φ_G^{univ}. Це різниця між потенціалом безмасового всесвіту, тотожно рівного нулеві, та усередненим потенціалом нашого всесвіту. Відповідно можна ввести і *еквівалентний гравітаційний опір* R_G такої батареї, при цьому завжди з тілом з'єднаний «позитивний» полюс батареї Φ_G^{univ} (рис. 2*в*).

По друге, по аналогії з (18) можна ввести поняття *гравітаційної ємності* окремого тіла, віддаленого від інших тіл всесвіту:

$$C_G = \frac{M_\infty}{\Phi_G^{univ}} = \frac{r_0}{\gamma}, \qquad (19)$$

де радіус r_0 відповідає специфічній моделі маси. Легко бачити, що для такої *польової моделі маси* модуль гравітаційного потенціалу її поверхні $\Phi_G^{(0)} = \gamma M_\infty / r_0 = c_0^2$. Ця модель має електростатичний аналог – так вводиться класичний радіус електрона, що відповідає ситуації, коли вся маса належить відповідному полю (6). Таку модель маси можна ще називати класичною гравітаційною чорною дірою.

Власне тепер є нагода підкреслити найсуттєвішу відмінність гравітаційної взаємодії порівняно з електростатичною. У всіх гравітаційних взаємодіях, де приймають участь кілька тіл, кожне з них є, фактично, цілою схемою, знаходячись весь час під'єднаними до всесвіту (рис. 2*г*). На рис. 2*г* два масивних тіла можна лише умовно назвати ізольованими, тому що вони не мають інших сусідів, проте від всесвіту в цілому вони не можуть бути ізольованими

ніколи. На відміну від гравітаційної взаємодії, взаємодію двох заряджених тіл можна розглядати і за схемою рис. 2*д* при наявності гальванічного зв'язку цих тіл з батареями, що їх заряджають, та при повній ізоляції цих заряджених тіл, коли заряди на тілах змінитись не можуть ніяким чином (рис. 2*е*). На відмінностях взаємодій за трьома приведеними схемами рис. 2*г*- 2*е* зупинимось детальніше.

Для початку нагадаємо, що при зближенні двох тіл, заряджених протилежними за знаком зарядами, виникає система електричного конденсатора. Електрична ємність такої системи (взаємна ємність), як і ємність кожного з тіл в системі, зростають. Це обумовлено взаємним зниженням потенціалів поверхні тіл. Для ізольованого сферичного тіла радіусом r_0 (рис. 2*б*) ємність визначалась формулою (18). Відповідно, в системі рис. 2*д* електроємність цього ж тіла зросте:

$$C'_E = \frac{q}{U\left(1-\frac{\varphi(r)}{U}\right)} = \frac{C_E}{\left(1-\frac{\varphi(r)}{U}\right)} = \frac{C_E}{\left(1-\frac{r_0}{r}\right)}, \quad (19)$$

де $\varphi(r)$ - потенціал, який створює позитивний заряд в точці, де знаходився негативний заряд.

Привернемо увагу на той факт, що приріст електроємності є виключно конфігураційним ефектом, який не залежить ні від величини заряду, ні від його наявності. Тобто, цей ефект присутній не тільки в схемі рис. 2*д*, а й в схемі рис. 2*е*, тільки для випадку *е* це не змінює величини зарядів на тілах (вони ізольовані), а у випадку *д* приводить до їх зростання:

$$q' = q\frac{C'_E}{C_E} = \frac{q}{\left(1-\frac{r_0}{r}\right)}. \quad (20)$$

Аналогічно, подібний конфігураційний ефект зростання гравітаційної ємності в системі масивних тіл повинен існувати і для гравітаційної взаємодії рис. 2*г*. А це, враховуючи постійну під'єднаність до гравітаційного потенціалу всесвіту, повинно приводити до зростання маси тіла в гравітаційному полі іншого тіла:

$$M_G = M\frac{C'_G}{C_G} = \frac{M_\infty}{\left(1-\frac{\Phi_G^{(0)}}{\Phi_G^{univ}}\right)}. \quad (21)$$

Такий результат ми отримали іншим чином (8). Порівнюючи (21) та (8), ще раз впевнимось, що модуль $\Phi_G^{univ} = c_0^2$.

Легко бачити, що сила взаємодії між електричними зарядами за схемою рис. 2*е*, якщо вважати заряди точковими, точно відповідає закону Кулона (приведено її модуль):

$$F_K = \frac{q^2}{4\pi\varepsilon_0 r^2}. \quad (22)$$

А от взаємодія заряджених тіл за схемою рис. 2*д*, при постійному під'єднанні їх до електричних батарей, приводить до відхилення від закону Кулона і за величиною і за функціональною залежністю:

$$F'_K = \frac{q'^2}{4\pi\varepsilon_0 r^2} = \frac{q^2}{4\pi\varepsilon_0 r^2\left(1-r_0/r\right)^2} = \frac{\text{const}}{\left(r-r_0\right)^2} > F_K. \quad (23)$$

В той же час гравітаційна взаємодія за схемою рис. 2*г*, яка аналогічна схемі 2*д*, приводить якраз до закону всесвітнього тяжіння (1), аналогічному закону Кулона (22). Тому що разом зі зростанням мас в гравітаційному полі при зближенні тіл (21), зменшуються заряди-маси, що попадають в сферу притягання радіуса *r* (6). Тобто, там де схеми схожі, закони взаємодії відмінні, а там де схеми відмінні, закони взаємодії схожі.

Ще на дві відмінності між гравітацією та електростатикою вказує розгляд енергетичних питань при формуванні зарядів. Зокрема енергія, запасена в схемі рис. 2*а* окремим зарядженим тілом визначається в електростатиці так:

$$W_E = \frac{q\varphi_0}{2} = \frac{qU}{2}, \quad (24)$$

причому, затрати енергії батареєю, що здійснювала зарядку, вдвічі більші $W_\Sigma = qU$. Це пояснюється тим, що завжди половину енергії розсіює електричний опір схеми зарядки R_E. Якщо застосовувати подібний підхід до гравітаційного поля, то, відповідно до (24), можна було б очікувати, що при створенні гравітаційного заряду-маси M енергія буде

$$W_G = \frac{M\Phi_G^{univ}}{2}. \quad (25)$$

Проте – ні. Прямий розрахунок за формулою Ейнштейна зв'язку енергії-маси дає:

$$W_G = Mc_0^2 = M\Phi_G^{univ}, \quad (26)$$

тобто, вдвічі більше, ніж по (24). Рівно стільки ж енергії витрачає і еквівалентна гравітаційна батарея – всесвіт.

Тоді перша відмінність: енергія, запасена в гравітаційному полі (а, відповідно, і густина енергії (4)) завжди вдвічі більша, ніж для полів іншої природи. Тому в (4) фактор $g \equiv 2$. А звідси і друга відмінність. Відсутність втрат при формуванні гравітаційного заряду-маси означає своєрідну *гравітаційну надпровідність*, тобто $R_G \equiv 0$. Розуміючи, що насправді ми говоримо про модельні речі і, можливо, ніякого перетікання маси не існує, цю відмінність прокоментуємо інакше. Процес зарядки

електричного конденсатора визначається характерним часом релаксації $\tau_E = R_E C_E > 0$. Тоді аналогічний характерний час для релаксації гравітаційної взаємодії тотожно рівний нулеві. Це означає, що розповсюдження гравітації не має обмежень по швидкості.

Ефект насичення гравітаційного потенціалу. З допомогою еквівалентних схем гравітаційної взаємодії легко показати, що *принцип суперпозиції для гравітаційного поля несправедливий*. Дійсно, підносячи до системи двох масивних тіл рис. 2*г* якесь третє тіло, за рахунок створеного ним потенціалу в точках перебування двох попередніх тіл, ми збільшимо маси спокою обох цих тіл (21). В результаті сила взаємодії між ними зросте. Тоді під підозру підпадає і принцип адитивності гравітаційного потенціалу. Більше того, легко показати, що для гравітаційного потенціалу спостерігається суттєва нелінійність та ефект насичення. Покажемо це наступним чином.

Утворення скупчення багатьох масивних тіл розглядатимемо як послідовне піднесення до виділеного нами *i*-того тіла масою $M_{i\infty}$ (наприклад, ліва маса на рис. 2*г*) інших масивних тіл. Якщо першим таким тілом $M_{1\infty}$ вважати масу, зображену справа на рис. 2*г*, то це приведе до відповідного зростання маси спокою виділеного тіла:

$$M_{iG} = \frac{M_{i\infty}}{1 - \Phi_{i1G}^{(0)} / c_0^2}. \qquad (27)$$

В формулі (27) $\Phi_{i1G}^{(0)}$ означає модуль потенціалу, створеного в точці перебування i-ого тіла принесеною масою з номером 1. Зауважимо, що (27) справедлива в припущенні слабких полів, а тому в модулі потенціалу $\Phi_{i1G}^{(0)}$ поки не враховано те, що і маса M_1, яка формує даний потенціал, зросла за рахунок впливу на неї гравітаційного поля i-ого тіла. Після піднесення тіла з номером 1 встановиться нова конфігурація всесвіту з певним ефективним потенціалом в точці перебування виділеного тіла та з певною його масою (27).

Повторюючи процедуру піднесення різних мас *N* разів, отримаємо остаточну конфігурацію всесвіту, в якому виникла окрема сукупність з *N* тіл. З кожним таким піднесенням буде змінюватись маса тіла аналогічно (27) та, відповідним чином, ефективний потенціал в точці перебування виділеної маси. Тоді маса виділеного тіла в сукупності стане рівною:

$$M_{iG} = \frac{M_{i\infty}}{\prod\limits_{\substack{j=1 \\ i\neq j}}^{N}\left(1 - \Phi_{ijG}^{(0)}\Theta_j / c_0^2\right)} = \frac{M_{i\infty}}{1 - \Phi_{iG}^{(ef)} / c_0^2} = M_{i\infty}\Theta_i. \qquad (28)$$

Зауважимо, що аналогічно (28) змінюватиметься маса будь-якого тіла в сукупності, так що індекс «*i*» можна розглядати як номер вибраного в ній тіла. Тоді в (28) ми вже вимушені враховувати відповідне зростання мас кожного з тіл, що впливає і на величину створюваних ними потенціалів $\Phi_{ijG}^{(0)}$ в точці перебування виділеного тіла.

В формулу (28) введено ефективний потенціал гравітаційного поля $\Phi_{iG}^{(ef)}$ в точці перебування виділеної маси. В цьому ефективному потенціалі прихована найбільш важлива сторона нелінійності гравітаційної взаємодії – *ефект насичення гравітаційного потенціалу*. Цей ефект особливо помітний, коли сума приведених гравітаційних потенціалів в області скупчення наближається до одиниці $\sum\limits_{\substack{j=1 \\ i\neq j}}^{N} \Phi_{ijG}^{(0)}\Theta_j / c_0^2 \to 1$. При цьому ефективний потенціал гравітаційного поля задовольняє умову $\Phi_{iG}^{(ef)} < c_0^2$, ніколи не перевищує c_0^2, наближаючись до нього асимптотично.

Очевидно, що в області скупчення зростає не тільки маса виділеного тіла в Θ_i разів, а й сумарна маса всього скупчення в Θ раз:

$$M_{\Sigma G} = \sum_{i=1}^{N} M_{i\infty}\Theta_i = M_{\Sigma\infty} < \Theta_i >= M_{\Sigma\infty}\Theta = \frac{M_{\Sigma\infty}}{1 - \Phi_G^{(ef)} / c_0^2}. \qquad (29)$$

В формулі (29) величиною Θ позначено середній *коефіцієнт відносного приросту маси* сукупності гравітаційних центрів. Крім того, в (29) введено усереднений ефективний потенціал $\Phi_G^{(ef)}$, який характеризує результуюче зниження гравітаційного потенціалу в області перебування скупчення.

Легко бачити, що при виконанні умови слабкості гравітаційних полів для кожного окремо взятого гравітаційного центру $\Phi_{ijG}^{(0)}\Theta_j / c_0^2 << 1$ справедливо наступне наближення:

$$\ln\left(\Theta_i\right) \approx \ln\Theta = -\ln\left(\prod_{\substack{j=1 \\ i\neq j}}^{N}\left(1 - \Phi_{ijG}^{(0)}\Theta_j / c_0^2\right)\right) = \sum_{\substack{j=1 \\ i\neq j}}^{N} \Phi_{ijG}^{(0)}\Theta_j / c_0^2, \qquad (30)$$

а тоді усереднений ефективний приведений гравітаційний потенціал в області скупчення при великих значеннях Θ:

$$\Phi_G^{(ef)} / c_0^2 = 1 - \exp\left\{-\sum_{\substack{j=1 \\ i\neq j}}^{N} \Phi_{ijG}^{(0)}\Theta_j / c_0^2\right\} = \left(1 - \frac{1}{\Theta}\right) \to 1. \qquad (31)$$

І навіть за межами скупчення усереднений ефективний приведений гравітаційний потенціал залишатиметься близьким до одиниці на значних відстанях:

$$\Phi_G^{(ef)}(R)/c_0^2 = 1-\exp\left\{-\frac{R_0}{R}\sum_{\substack{j=1\\ i\neq j}}^{N}\Phi_{ijG}^{(0)}\Theta_j/c_0^2\right\} = \left(1-\Theta^{-\frac{R_0}{R}}\right), \quad (32)$$

де R_0 - радіус скупчення.

А тоді напруженість поля навколо скупчення гравітаційних центрів:

$$G^{(1)} = G^{(0)}\left(1-\frac{\Phi_G^{(ef)}}{c_0^2}\right) = \frac{\gamma M_{\Sigma\infty}}{R^2}\Theta^{1-\frac{R_0}{R}}. \quad (33)$$

Тепер, коли ми звели задачу скупчення багатьох тіл до одного тіла з масою $\Theta M_{\Sigma\infty}$ та радіусом R_0 можна скористатись моделлю рис. 1 та розраховувати всі інші величини. Варто лише зауважити, що для скупчення $M_{\Sigma\infty}$ є якраз масою керна M_0 (рис. 1), в той час як повна маса скупчення набагато більша і рівна $\Theta M_{\Sigma\infty}$. Крім того, ми вважаємо, що це зауваження підходить і для розглянутої ідеалізованої польової моделі маси. Тобто, всередині сфери з радіусом чорної діри r_0 завжди знаходиться ненульова маса керна.

Нелінійний приріст маси чи темна матерія? Спочатку покажемо, що закон всесвітнього тяжіння (1) при взаємодії скупчення з пробною масою залишиться в силі. Застосувавши аналог теореми Гауса-Остроградського, знайдемо масу скупчення, що попадає в сферу взаємодії довільного радіуса R:

$$M_R = \frac{1}{4\pi\gamma}\iint_S\left(\vec{G}^{(1)}\cdot d\vec{S}\right) = M_{\Sigma\infty}\Theta^{1-\frac{R_0}{R}}. \quad (34)$$

Пробне тіло масою m_∞, перебуваючи в точці на відстані R від центру скупчення, матиме масу:

$$m_G = \frac{m_\infty}{1-\Phi_G^{(ef)}/c_0^2} = m_\infty\Theta^{\frac{R_0}{R}}. \quad (35)$$

Підставляючи (34), (35) в (1), отримаємо:

$$F_G = \gamma\frac{M_{\Sigma\infty}\Theta^{1-\frac{R_0}{R}}m_\infty\Theta^{\frac{R_0}{R}}}{R^2} = \gamma\frac{\Theta M_{\Sigma\infty}m_\infty}{R^2}, \quad (36)$$

тобто, сила гравітаційної взаємодії пропорційна добутку повних мас та обернено пропорційна квадрату відстані між ними.

В (36) привертає увагу те, що сила гравітаційної взаємодії може бути значно більшою, ніж цього можна очікувати, враховуючи лише масу скупчення, розраховану як сума рознесених мас $M_{\Sigma\infty}$. Як видно з (34) така маса відповідає тій, що попадає в сферу радіуса R_0. При цьому повна маса скупчення, включаючи і масу гравітаційного поля навколо скупчення, співпадає з (34) при $R\to\infty$ і рівна $M_{\Sigma\infty}\Theta$. Тобто, значна (а іноді – переважна) частина маси скупчення $(\Theta-1)M_{\Sigma\infty}$ знаходиться за його межами. На сьогодні наявність такої маси експериментально підтверджена і отримала назву темної матерії [7].

Виходячи з розглянутого вище, можна припустити, що так звана темна матерія є не що інше, як нелінійний приріст маси скупчення, зосереджений в гравітаційному полі навколо нього. Для підтвердження цього можна привести залежності швидкостей руху об'єктів, як в межах скупчення так і за його межами, основані на законах динаміки та всесвітнього тяжіння (36). Наприклад, за межами скупчення рух окремих тіл по коловим траєкторіям описується так:

$$F_G = \gamma\frac{M_{\Sigma\infty}\Theta^{1-\frac{R_0}{R}}m_\infty\Theta^{\frac{R_0}{R}}}{R^2} = \frac{m_\infty\Theta^{\frac{R_0}{R}}v^2}{R}, \quad (37)$$

тобто, їх швидкість залежить від відстані R та інших параметрів скупчення:

$$v = \sqrt{\gamma\frac{M_{\Sigma\infty}}{R_0}}\sqrt{\frac{R_0}{R}\Theta^{1-\frac{R_0}{R}}}.$$

Тоді, вводячи відносні координати для швидкостей та відстаней

$$y = \frac{v}{\sqrt{\gamma\frac{M_{\Sigma\infty}}{R_0}}}; x = \frac{R}{R_0}, \quad (38)$$

матимемо:

$$\begin{cases} y = x & 0\le x\le 1; \\ y = \sqrt{\dfrac{\Theta^{1-\frac{1}{x}}}{x}} & x\ge 1 \end{cases}, \quad (39)$$

Побудовані по (39) залежності при різних значеннях Θ представлені на рис. 3.

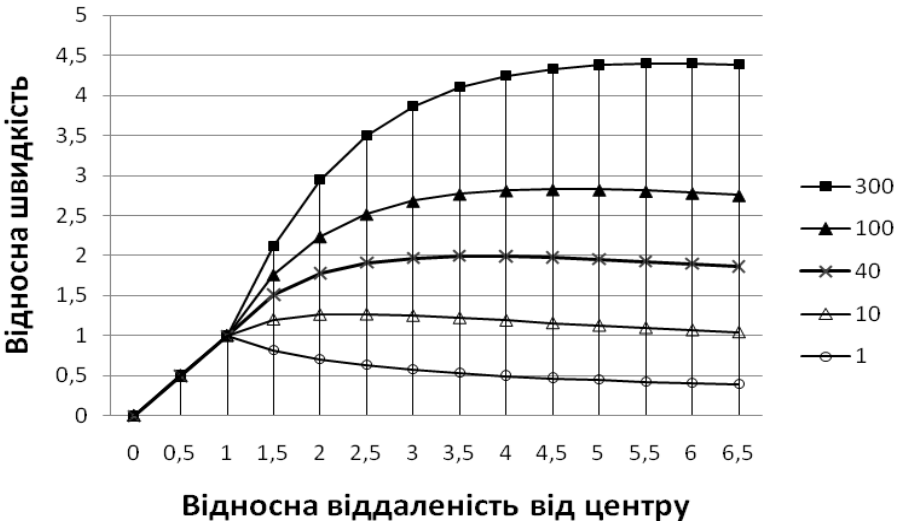


Рис. 3. Залежність відносної швидкості колового руху окремих об'єктів від віддаленості відносно центру зоряного скупчення. Параметром кривих є величина Θ.

Подібні залежності спостерігаються для спіральних галактик, які найбільш близькі до моделі компактних сферичних галактик NGC 3198, NGC 3672, NGC 801, NGC 753 тощо [7].

Та обставина, що нелінійний приріст маси розміщується просторово на окраїнах чи за межами однорідного модельного скупчення, обумовлює зміну способу врахування приросту маси на гравітаційні потенціали $\Phi_{ijG}^{(0)}$ та на кінцеве значення Θ (28). Розрахунок середнього значення Θ в цьому випадку значно ускладнюється та суттєво залежатиме від конкретного розподілу мас в області скупчення. Ключовим моментом для отримання значного приросту маси $(\Theta-1)$ є наявність сильного згущення в центрі скупчення. Зокрема там може бути чорна діра. Як показують попередні розрахунки, за наявності в скупченні області, де $\sum_{\substack{j=1\\ i\neq j}}^{N}\Phi_{ijG}^{(0)}\Theta_j / c_0^2 \to 1$, ефект насичення гравітаційного потенціалу $\Phi_G^{(ef)} \to c_0^2$ починається з неї і може накрити скупчення цілком. Аналіз конкретних ситуацій вимагає додаткового дослідження та окремої розмови.

Висновки

Таким чином, проведений порівняльний розгляд гравітації та електростатики на основі уявлень про матеріальність гравітаційного поля та справедливість принципу Маха, продемонстрував принципову відмінність їх природи при співпадінні математичної форми законів взаємодії. Зокрема це дало можливість інтерпретувати темну матерію як нелінійний приріст маси скупчення зірок, яка зосереджена виключно в гравітаційному полі скупчення.

Література

1. Heaviside O. Electromagnetic Theory ("The Electrician" Printing and Publishing Co.,London, 1894) pp. 455-465.
2. Heaviside O. A gravitional and electromagnetic analogy. Part I, The Electrician, 1893, Vol. 31, p. 281-282.
3. V. de Sabbata and M. Gasperini, Introduction to Gravitation (World Scientific, Singapore, 1985).
4. Evans M.W. Gravitational Poynting theorem: interaction of gravitation and electromagnetism. Journal of Foundations of Physics and Chemistry, 2011, vol. 1 (4) 433–440.
5. Fedosin S.G. Mass, Momentum and Energy of Gravitational Field. Journal of Vectorial Relativity, Vol. 3, No. 3, September 2008, p. 30-35.
6. ЭйнштейнА. Собрание научных трудов.– М.: Наука, 1965-1967.–т.1–4.
7. Лукаш В.Н., Михеева Е.В. Темная материя: от начальных условий до образования структуры Вселенной.– УФН, т. 177, № 10, 2007. – с. 1023 - 1028.
8. Бриллюэн Л. Новый взгляд на теорию относительности. – М.: Мир, 1972. -142 с.
9. Дикке Р. Гравитация и вселенная. – М.: Мир, 1972. – 103 с.
10. Боулер М. Гравитация и относительность. –М.: Мир, 1979.- 216 с.

ТЕОРІЯ І ПРАКТИКА БУДІВНИЦТВА

Науково-технічний журнал

Випуск 12

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

Формат 60x84/8.
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