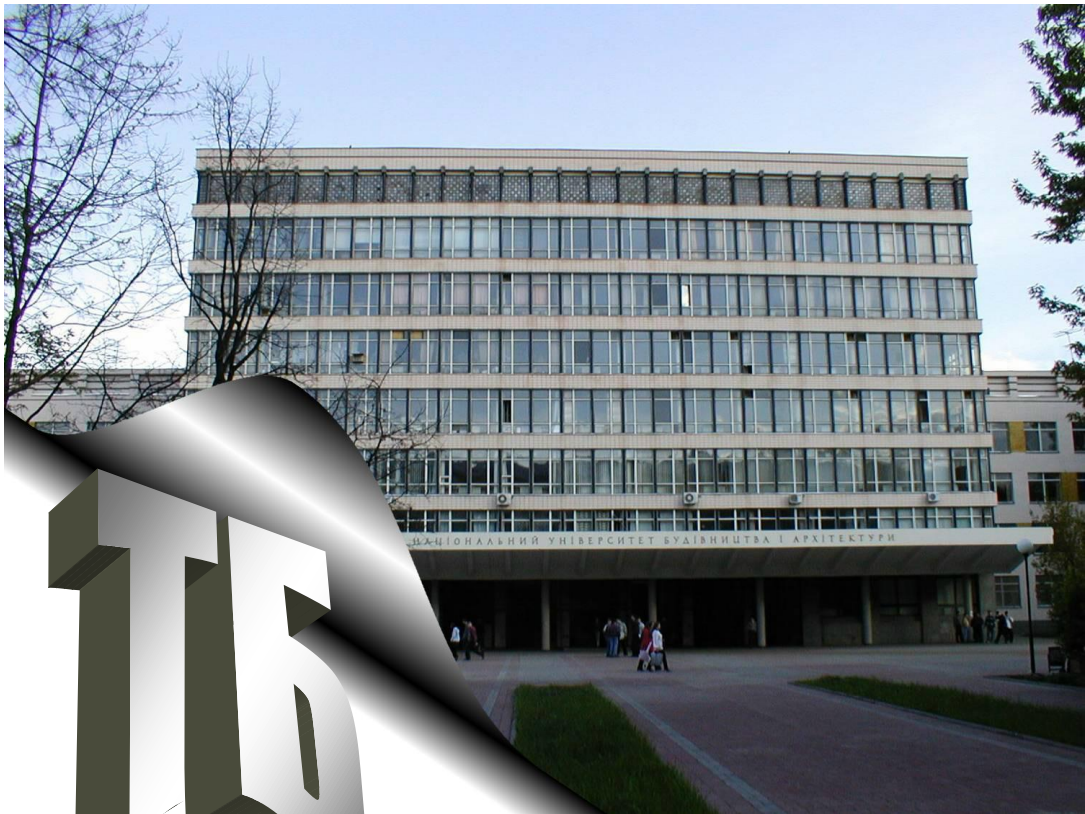


Техніка Будівництва



27, 2011

Техніка Будівництва



Науково-технічний журнал

№27, 2011

УДК 623.413:625.7:69.002

**ТЕХНІКА
БУДІВНИЦТВА**

Науково-технічний журнал
27 '2011

Видається з 1997р. двічі на рік

Свідоцтво про державну реєстрацію КВ №1250 від 17.02.95 р.

Засновники: Академія будівництва України,
Київський національний університет будівництва і архітектури

Редакційна колегія:

Назаренко І.І., д-р техн. наук (Головний редактор)
Адріанов В.П.; Антонюк А.Є.; канд. техн. наук; Бойко І.П., д-р техн. наук;
Барашиков А.Я., д-р техн. наук; Войтенко С.П., д-р техн. наук;
Гончаренко Д.Ф., д-р техн. наук; Злобін Г.К., Баранов Ю.О. (відповідальний секретар);
Кривенко П.В., д-р техн. наук; Лівінський О.М., д-р техн. наук;
Ловейкін В.С., д-р техн. наук; Муляр Л.Х., канд. арх., Олійник О.Я., д-р техн. наук;
Рунова Р.Ф., д-р техн. наук; Сівко В.Й., д-р техн. наук;
Смірнов В.М., канд. техн. наук (затупник головного редактора);
Сукач М.К., д-р техн. наук; Хмара Л.А., д-р техн. наук; Черненко В.К., д-р техн. наук;

Рекомендовано до друку Вченою радою
Київського національного університету будівництва і архітектури
Протокол № 58 від 29.10.2010 р.

Редактор Свідерський А.Т.
Комп'ютерна верстка Басараб В.А.
Коректор Крашевська Л.Г.

Мова видання: українська і російська

© Техніка будівництва, 2011

ЗМІСТ

Техніка для земляних та дорожніх робіт

| | |
|--|----|
| Грицук І.В., Прилепський Ю.В., Рибалко І.Ф., Рибалко Р.І., Адров Д.С. Дослідження роботи системи передпускового підігріву і прискореного прогріву з тепловим акумулятором для двигунів внутрішнього згорання стаціонарних і мобільних машин будівельної галузі..... | 4 |
| Фомін А.В., Костенюк О.О., Тетерятник О.А. Рух робочих органів ґрунторуйнуючих систем при взаємодії їх з вібруючим робочим середовищем..... | 11 |

Машини і обладнання технологічних процесів будівельної індустрії

| | |
|---|----|
| Назаренко І.І., Заліско І.І., Коваленко С.В. Методика та алгоритм розрахунку напружено – деформованого стану металоконструкцій автокранів..... | 15 |
| Косминський І.В. Динаміка поведінки та стабілізація режиму коливача привантажувача..... | 20 |
| Нестеренко М.П. Дослідження взаємодії днища форми з ушільнюваним середовищем при дії горизонтально направленої складової просторових коливачів віброплощадки..... | 26 |
| Свідерський А. Т., Делембовський М. М. Огляд та аналіз методології оцінки надійності вібромашин будівельної індустрії..... | 32 |

Технологія і організація виробництва

| | |
|--|----|
| Черненко К. В. Історія, сучасний стан і перспективи будівництва будинків і споруд з великорозмірними покриттями..... | 36 |
| Цимбал С.Й., Малишев О.В. Статичні випробування моделей паль в глинистих ґрунтах..... | 42 |

Моделювання технологічних процесів

| | |
|---|----|
| Берник І. М. Оцінка та аналіз способів отримання теплової енергії і конструктивних рішень теплогенеруючого та теплоакumuлюючого устаткування..... | 47 |
| Яковенко В.Б., Забродський М.М. Системне моделювання проектного розрахунку вібраційного грохоту з коловими коливачами..... | 55 |
| Пелевін Л. Є., Горда Д. О., Цюцюра Г.О. Представлення імітаційної моделі динаміки станів гідравлічного слідкуючого приводу рульового управління на формальних граматах..... | 64 |
| Клапченко В.І. Корпускулярно-кінетична модель механічного руху..... | 70 |



Техніка для земляних та дорожніх робіт

УДК 621.44.3:678-462

*І.В. Грицук, к.т.н., доцент, ДонІЗТ,
Ю.В. Прилепський, к.т.н., доцент, ДонІЗТ,
І.Ф. Рибалко, к.т.н., доцент, УІПА,
Р.І. Рибалко, к.т.н., доцент, ДонНАБА,
Д.С. Адров, аспірант, ДонНАБА*

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ СИСТЕМИ ПЕРЕДПУСКОВОГО ПІДГРІВУ І ПРИСКОРЕНОГО ПРОГРІВУ З ТЕПЛОВИМ АКУМУЛЯТОРОМ ДЛЯ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ СТАЦІОНАРНИХ І МОБІЛЬНИХ МАШИН БУДІВЕЛЬНОЇ ГАЛУЗІ

АННОТАЦІЯ. Наведено результати розрахунково-експериментальних досліджень елементів системи регулювання температури охолоджуючої рідини при передпускового підігріву і прискореному прогріву з тепловим акумулятором в процесі використання теплоти відпрацьованих газів ДВЗ стаціонарних і мобільних машин будівельної галузі. Дослідження проводились з використанням установок, розроблених авторами. Наведено схеми системи регулювання температури з тепловим акумулятором і установки для його дослідження.

Ключові слова: система регулювання температури, ДВЗ, система охолодження, тепловий акумулятор, відпрацьовані гази.

АННОТАЦИЯ. Приведены результаты расчетно-экспериментальных исследований элементов системы регулирования температуры охлаждающей жидкости при предпусковом подогреве и ускоренном прогреве с тепловым аккумулятором в процессе использования теплоты отработавших газов ДВС стационарных и мобильных машин строительной отрасли. Исследования проводились с использованием установок, разработанных авторами. Приведены схемы системы регулирования температуры с тепловым аккумулятором и установки для его исследования.

ANNOTATION. The results of computational and experimental studies of elements of temperature control system with coolant preheating and heating accelerated with heat storage in the process of using heat of exhaust gases of stationary and mobile combustion engine vehicles of the construction industry. Studies were performed using the facilities developed by the authors. A scheme of the temperature control system with heat storage and facilities for his research.

Актуальність проблеми До систем охолодження і мащення двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) накладаються специфічні вимоги, особливо, в умовах несталих температурних і навантажувальних режимів роботи. Це в першу чергу стосується стаціонарної і мобільної техніки будівельної галузі з ДВЗ, що працює в умовах віддалених від стаціонарних баз експлуатації і зберігання. Так при використанні будівельної техніки з ДВЗ в умовах низьких температур виникає проблема їх стійкого і безаварійного пуску, а також підготовки до прискореного прийняття навантаження при виконанні штатних режимів, тобто прогріванні їх до відповідної температури [1, 2, 3]. Тому виробники сучасних енергетичних установок рекомендують комплектувати ДВЗ агрегатами, що забезпечують теплову підготовку їх двигунів.

Аналіз публікацій. Дизельні двигуни залізничного, річкового, морського транспорту, привідні двигуни стаціонарних енергетичних установок згідно організації їх роботи у великій кількості щодоби виводяться у 6-12-ти годинний «гарячий відстій». Організація роботи вище названих двигунів пов'язана з періодичним виділенням їх в режим «гарячого відстою». Для забезпечення цього при температурах повітря нижче 0⁰С довгострокове підтримання позитивної температури води в системі охолодження ДВЗ досягається, як правило, його роботою на холостому ході. При цьому витрачається значна кількість палива,

яке на сьогодні вже має високу вартість, а в подальшому стає все більше коштовним та дефіцитним [3, 4].

Для успішної реалізації вищезазначених вимог фахівцями ДонІЗТ була запропонована для встановлення на ДВЗ стаціонарної і мобільної техніки будівельної галузі система регулювання температури охолоджуючої рідини при передпусковому підігріві і прискореному прогріві з тепловим акумулятором (ТА) [5, 6] (в подальшому – система регулювання температури з ТА). Схема системи регулювання температури з ТА ДВЗ, що встановлений у великий контур циркуляції малого контуру охолодження двигуна, включає клапани випускної системи, клапани байпасу та клапани вимикання теплообмінника і представлена на рис. 1.

Система регулювання температури з ТА містить ДВЗ 1 з приєднаним до нього генератором 2, теплообмінник 3, блок керування двигуном 5, який здійснює управління регулятором 6, та блок керування системою охолодження 4, який здійснює керування триступеневим клапаном 7, циркуляційним насосом 8 та тепловим акумулятором 9, клапани випускної системи 10 та клапани байпасу 11 та клапанів 12 відключення теплообмінника 3. Принцип дії системи регулювання температури охолоджуючої рідини при передпусковому підігріві і прискореному прогріві з ТА детально описана в роботі [6]. Складові частини описаної системи з огляду літературних джерел ще не досліджувались.

Метою роботи є підвищення ефективності теплової підготовки, пуску і прискореного прогріву ДВЗ в умовах низьких температур за допомогою елементів прискореного прогріву, теплового акумулятору (ТА) фазового переходу, що працюють у складі системи регулювання температури охолоджуючої рідини поршневого двигуна електроагрегату з утилізацією теплоти, отримання результатів досліджень на розроблених установках для експериментальних досліджень елементів цієї системи, а також отримання експериментальних даних, щодо часу пригріву, заряджання теплового акумулятору в залежності від зміни температури самого теплоносія, та часу розрядки в залежності від швидкості циркуляції теплоносія в контурі ТА при відбиранні теплоти.

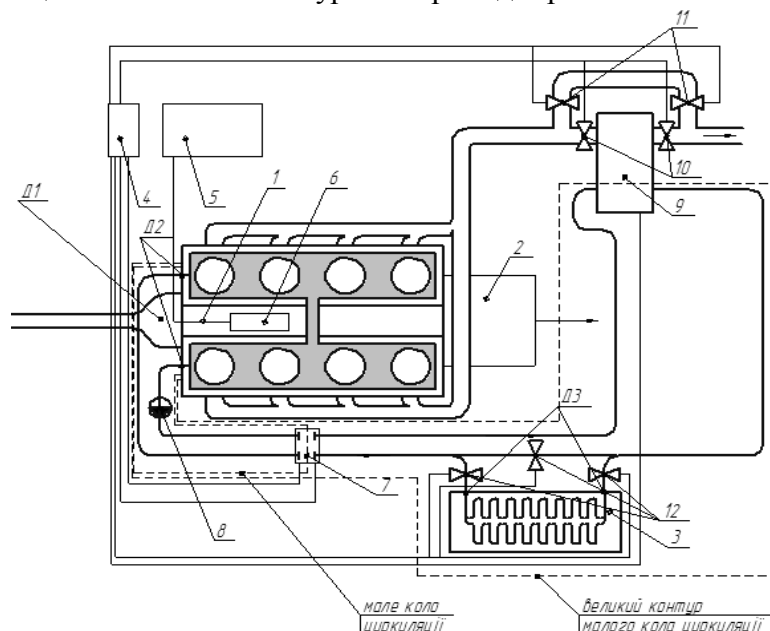


Рисунок 1. Система регулювання температури охолоджуючої рідини ДВЗ при передпусковому підігріві і прискореному прогріві з тепловим акумулятором.

Основний матеріал. Найбільш ефективним способом підвищення показників ефективності пуску, а саме систем теплової підготовки ДВЗ - є вдосконалення способу підведення теплового потоку до двигуна в комплексі з утилізацією теплової енергії відпрацьованих газів. Використовувати температуру відпрацьованих газів (ВГ) ДВЗ перед її

влученням у систему охолодження й мащення двигуна за допомогою утилізаційної системи, і тим самим підвищити ефективність його пуску, можливо при використанні принципів технології акумулювання теплоти [7]. Найбільш доцільним для досягнення зазначеної мети є застосування ТА зі схованою теплотою фазового переходу (плавлення-затвердіння) теплоакумулюючих матеріалів [8]. Такий спосіб забезпечує високу щільність енергії, що запасається під час роботи ДВЗ, при дії високих температур на теплоносії ТА [9].

Для підтвердження викладених вище положень на кафедрі рухомого складу залізниць Донецького інституту залізничного транспорту (ДонІЗТ) були проведені відповідні експериментальні дослідження. Насамперед, було [5] була розроблена система регулювання температури охолоджуючої рідини газопоршневого електроагрегату з утилізацією теплоти з тепловим акумулятором [6], удосконалена схема системи охолодження двигуна внутрішнього згорання для цієї системи, було розроблено конструкцію теплового акумулятора (ТА) [10].

В наведеній статті представлені результати досліджень складових елементів вище описаної системи регулювання температури з ТА. Спочатку визначали ефективність використання палива та досягнення більш точного регулювання теплового стану двигуна внутрішнього згорання на прикладі Д-461 (6ЧН 12/14) на періоді його прогріву при відведенні теплоти охолоджувальної рідини в залежності від навантаження і частоти обертання колінчастого валу за допомогою розробленої системи прогріву двигуна, а також визначали час прогріву охолоджуючої рідини ДВЗ, оснащеного цією системою. Результати розрахунково-експериментальних досліджень розробленої системи прогріву двигуна Д-461 представлені на рис. 2 і 3.

На рис. 2 наведена залежність температури охолоджуючої рідини від кількості виділеної теплоти. З рисунку видно, що температура охолоджуючої рідини росте пропорційно виділеній теплоті.

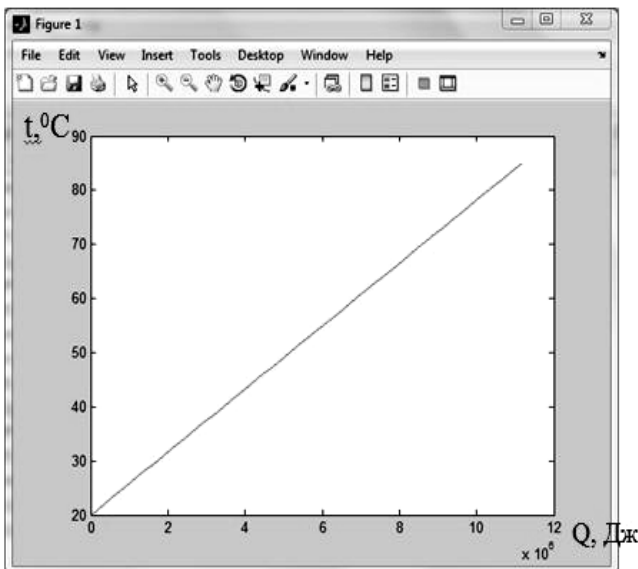


Рисунок 2. Залежність температури охолоджуючої рідини від кількості виділеної теплоти.

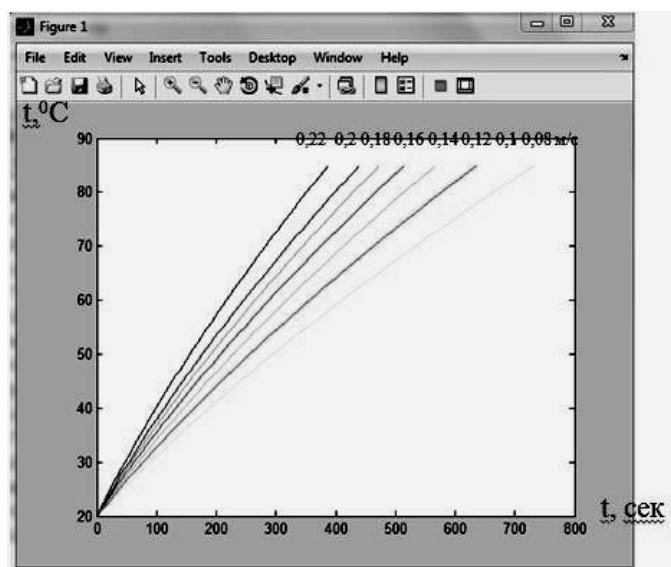


Рисунок 3. Залежність часу прогріву від швидкості циркуляції охолоджуючої рідини:

0,08-1,2 м/с – швидкість циркуляції, яку забезпечує штатний рідинний насос на обертах холостого ходу дизеля;

0,22 м/с – швидкість циркуляції, яку може забезпечувати штатний рідинний насос, але при високих обертах дизеля.

Відповідно до результатів досліджень представлених на рис. 3 можемо зробити висновок, що з ростом швидкості циркуляції охолоджуючої рідини ми маємо скорочення

часу прогріву двигуна. Досягти цього при класичній конструкції двигуна не можливо, тому що ми маємо чітку залежність швидкості обертання рідинного насосу від частоти обертання колінчатого валу. Тобто, для дизеля Д-461 час прогріву малого кола системи охолодження двигуна при відповідній базовій швидкості циркуляції охолоджуючої рідини на режимі прогріву (підвищених холостих обертах) буде становити близько 11 хвилин. Зменшити цей час можливо змінивши конструкцію системи охолодження шляхом заміни (доповнення) штатного рідинного насосу на електричний, яким буде керувати електронна система керування - система прискореного прогріву [5], відповідно до показників датчиків температури охолоджуючої рідини. На розробленій для цього дослідження математичній моделі були отримані залежності, згідно яких зі збільшенням швидкості циркуляції до 0,22 м/с на холостому ході ДВЗ ми можемо скоротити час прогріву двигуна Д-461 до 6 хвилин, що і було підтверджено експериментальними дослідженнями.

Експериментальні дослідження наведені на рис.4 показали цілком близький к теоретичному час прогріву двигуна при різних швидкостях циркуляції охолоджуючої рідини за допомогою встановленої системи прискореного прогріву.

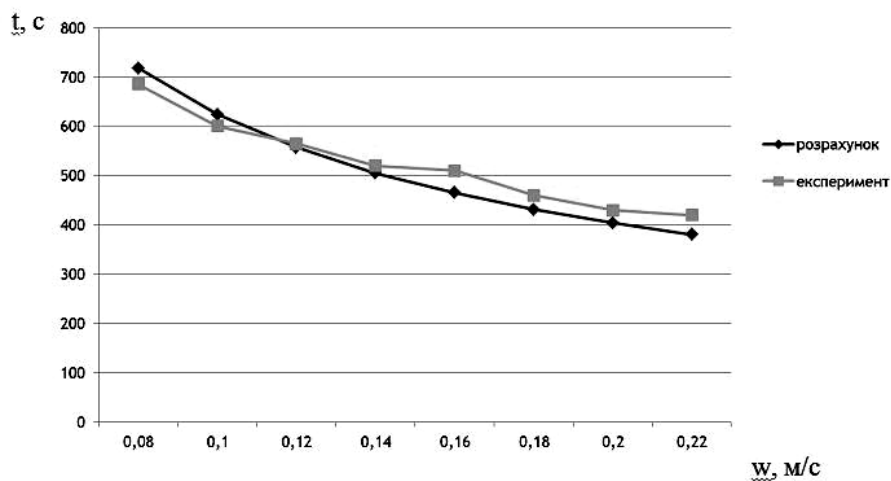


Рисунок 4. Результати розрахунково-експериментального дослідження часу прогріву дизеля Д-461 (6ЧН 12/14) з встановленою системою прискореного прогріву.

Таким чином ми можемо впевнено говорити про те, що збільшуючи швидкість потоку рідини ми скорочуємо час прогріву двигуна, тим самим підвищуємо моторесурс і скорочуємо шкідливі викиди в атмосферу. Для технічної реалізації збільшення швидкості потоку рідини в системі охолодження досліджуваного дизеля в повній мірі можливо застосовувати розроблену систему [5].

При вивченні впливу ТА на ефективність передпускового прогріву, а, отже, і пуску ДВЗ, об'єктом дослідження служила стаціонарна установка з тепловим акумулятором, укомплектована в одному випадку системою, аналогічній системі випуску ВГ у режимі зарядки ТА, в іншому - тим же ТА в режимі віддачі теплоти ДВЗ, тобто розрядки [10].

Для вивчення процесів теплообміну при зарядці й розрядці ТА і підтвердження роботоздатності досліджуваного варіанта ТА в системі охолодження ДВЗ для підвищення ефективності його пуску в умовах низьких температур було створено спеціальний стенд для вивчення процесів теплообміну в тепловому акумуляторі. До складу стенда увійшли: тепловий генератор з системою керування, ТА й вимірювальна апаратура (рис. 5).

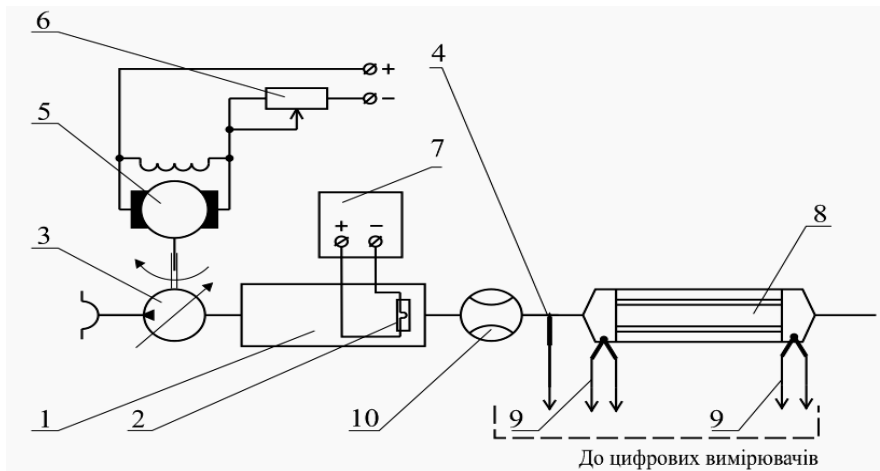


Рисунок 5. Принципова схема випробувального стенду для дослідження процесів у тепловому акумуляторі:

- 1 – тепловий генератор; 2 – нагрівальний елемент; 3 – повітряний нагнітач; 4 – термопара; 5 – двигун постійного струму; 6 – змінний опір; 7 – система регулювання нагрівального елемента; 8 – тепловий акумулятор; 9 – термопари; 10 – газовий витратомір G6.

Тепловий генератор (ТГ), що використовувався для імітації теплових процесів у водяній сорочці ДВЗ, являє собою циліндричну порожнину, з одного боку якого здійснюється підведення повітря від нагнітача, з іншого боку - вихід гарячих газів. У бічній циліндричній стінці корпусу ТГ є радіальний отвір із встановленим у ній керованим електронагрівачем. В якості нагнітача повітря було використано блок електронагрівачів електроповітрянагнітача. Регулювання його продуктивності здійснювалось за рахунок зміни опору в електричному колі за допомогою лабораторного реостата. Керування витратою й температурою нагрівача на вході в ТА здійснювалось шляхом зміни подачі повітря. Визначення витрати потоку повітря через ТА здійснювалось ротаційним газовим лічильником G6 фірми UGI Meters LTD, London. Час прогріву фіксувався секундоміром. Для оцінки тиску на вході в ТА [10] було застосовано водяний п'єзометр, а для визначення температури потоку повітря і ТАМ - мультиметр DT 838 з термопарами ХА. Крім цього температура повітря після витратоміра повітря 10 (рис.5) у повітряному патрубку, вимірювалась за допомогою термопари типу ХК з діапазоном виміру $-200...600^{\circ}\text{C}$ й реєструвалась комп'ютером через аналогово-цифровий перетворювач, температуру ТАМ фіксували за допомогою трьох хромель-алюмелевих термопар з діапазоном виміру температур $-200...1200^{\circ}\text{C}$. Вимірювання температури ТАМ проводилось в трьох фіксованих місцях ТА: на вході, середині й виході з ТА. Контроль температури навколишнього повітря здійснювався за показниками лабораторного термометра, а атмосферного тиску – барометром.

Корпус ТА досліджуваної системи виконано із нержавіючої сталі й він має одну основну секцію з теплообмінником, що виготовлено із латуні. У корпусі ТА є два патрубки, поєднані з компенсаторами теплового розширення ТАМ і входом термопар. Для зменшення газодинамічного опору потоку газів входні і вихідні патрубки мають конічні перехідники. З метою зниження втрат теплоти в процесі випробувань зовнішня поверхня ТА була теплоізольована подвійним шаром спіненого поліетилену, покритим із двох боків шарами алюмінієвої фольги. Технічна характеристика ТА і властивості теплоакumuлюючого матеріалу наведені в [10].

У ході експериментальних досліджень оцінювались у першому випадку - вплив часу зарядки ТА в залежності від температури теплоносія, а в іншому - часу розрядки ТА в залежності від швидкості теплоносія. Мета описаних випробувань - отримання експериментальних даних, щодо часу заряджання теплового акумулятору в залежності від зміни температури самого теплоносія, та часу розрядки в залежності від швидкості

циркуляції теплоносія в контурі ТА при відбиранні теплоти. В умовах спеціалізованої лабораторії ДонІЗТ було проведено випробування теплового акумулятора системи утилізації та накопичення теплоти відпрацьованих газів та системи охолодження в режимі зарядки і розрядки з метою визначення часу зарядки при різній температурі заряджаючого теплоносія.

В основу стендових досліджень ТА було покладено температурні режими відпрацьованих газів (ВГ) і системи охолодження з урахуванням розподілу навантажень реального двигуна в умовах експлуатації. В експериментальному дослідженні на створеній установці відтворювались режими роботи реального двигуна за температурою вхідних і вихідних параметрів, стосовно ТА, який розташовано в системі охолодження ДВЗ. Випробування полягали в тому, що було здійснено зарядку розробленого теплового акумулятору до температури фазового переходу теплоакумуючого матеріалу (ТАМ) – тобто 135°C . При дослідженнях зарядка акумулятору виконувалась необхідну кількість разів з різними температурами теплоносія, який заряджав тепловий акумулятор до відповідної встановленої температури ТАМ. Після кожної зарядки здійснювалась розрядка теплового акумулятору до температури ТАМ 20°C із різною швидкістю циркуляції теплоносія, після чого здійснювалась нова зарядка, але з іншою температурою теплоносія.

Параметр, зміна якого досліджувалась - час зарядки та розрядки теплового акумулятору 8 (рис. 5). Зміна температури теплоносія відбувалась за рахунок регулювання нагрівом елементу 2 теплогенератора 1. Зміна швидкості потоку здійснювалась шляхом регулювання 6 опору двигуна постійного струму 5 нагнітача 3. Проводились випробування для 7 точок, які охоплюють з рівним інтервалом експлуатаційні режими зарядки теплового акумулятору. Аналогічно проводили випробування для 8 точок розрядки ТА, які охоплюють режими роботи циркуляційного насоса системи охолодження двигуна внутрішнього згорання. Тривалість роботи на кожному режимі становила одну хвилину, перехід з одного режиму на інший здійснювали на протязі 30 с.

Випробування проводились наступним чином: за допомогою системи керування елементом нагріву теплогенератора встановлювалась фіксована температура теплоносія, після чого теплоносій примусово, за допомогою нагнітача 3 подавався до ТА 8. Відлік часу вівся з початку зарядки ТА, тобто від температури ТАМ 20°C , та фіксувався кожні 10°C до заданої температури ТАМ - 135°C . Розрядка ТА відбувалась наступним чином: після зарядки ТА до початку відбору теплоти підключався нагнітач 3 фіксувалась швидкість з якою він подає теплоносій та виконувалась фіксація часу розрядки кожні 10°C падіння температури ТАМ. Результати вимірювання часу зарядки й розрядки ТА в залежності від температури теплоносія наведено на рис. 6 і 7.

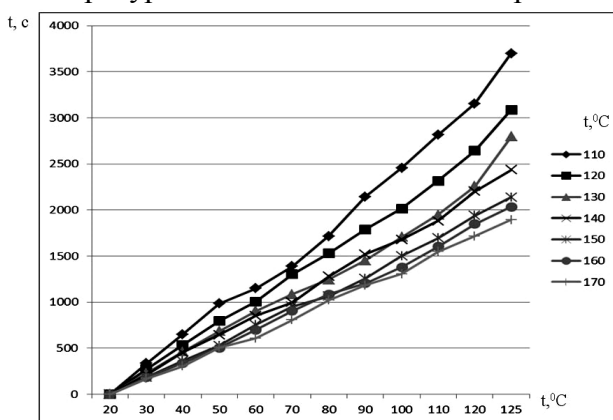


Рисунок 6. Залежність часу зарядки ТА від температури теплоносія.

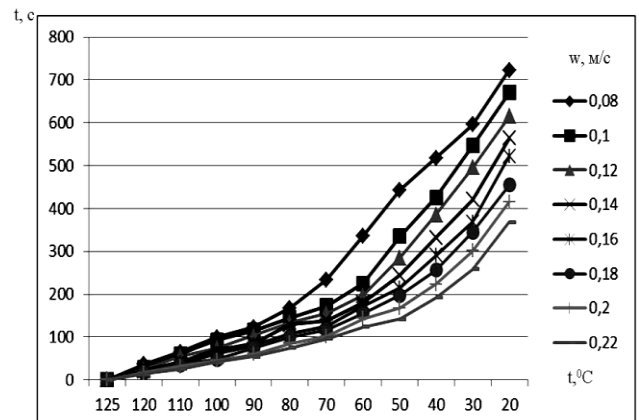


Рисунок 7. Залежність часу розрядки ТА від швидкості теплоносія.

Виконані дослідження в повному обсязі підтверджують доцільність використання ТА в якості засобу полегшення пуску ДВЗ в умовах низьких температур. Так, з рис. 6 видно, що час заряджання ТА, який працює у складі спеціальної системи попереднього прогріву



двигуна із застосуванням системи прискореного прогріву [5, 6], до температури 125°C , на яку відрегульовано ТА системи утилізації теплоти, складає 1850 сек. або 30,8 хв. для температури теплоносія 170°C , а при температурі теплоносія 110°C – 3650 сек. або 60,8 хв. Температура 80°C , тобто температура наближена до оптимальної для системи охолодження ДВЗ, досягається за 1100 сек. або за 18,3хв. При всіх проміжних значеннях температури теплоносія значення часу заряджання ТА знаходяться також у наведених вище межах. Характер зміни часу розрядки (відбирання теплоти) ТА від швидкості теплоносія в його контурі має аналогічний характер (рис. 7). Так, зі 125°C до 20°C ТА розряджається з 380 сек. або 6,3 хв. при швидкості теплоносія 0,22 м/сек. до 720 сек. або 12 хв. відповідно. Діапазон швидкостей було вибрано в межах, які в повному обсязі може забезпечувати розроблена система прискореного нагріву двигуна, а також його штатна система охолодження.

Висновки.

- розроблена система регулювання температури охолоджуючої рідини при передпусковому підігріві і прискореному прогріві з тепловим акумулятором (ТА) для ДВЗ стаціонарної і мобільної техніки будівельної галузі показала високу працездатність і надійність у процесі експлуатації;

- система прискореного прогріву двигуна підвищує ефективність використання палива та дозволяє досягати більш точного регулювання теплового стану ДВЗ на періоді його прогріву при відведенні теплоти охолоджувальної рідини в залежності від навантаження і частоти обертання колінчастого валу, а також зменшувати час прогріву охолоджуючої рідини ДВЗ після пуску;

- проведені дослідження в повному обсязі підтверджують доцільність використання ТА в системі охолодження ДВЗ в якості засобу полегшення пуску в умовах низьких температур, особливо яскраво це можливо побачити, коли обидва елементи система регулювання температури з ТА працюють спільно.

Література

1. Луканин В.Н., Трофименко Ю.В. Промышленно-транспортная экология / Учебник для вузов. – М.: Высшая школа, 2003. - 273 стр.
2. ОСТ 37.001.052.2000. "Двигатели АТС. Качества пусковые. Технические требования"
3. Крамаренко Г.В., Николаев В.А. Безгаражное хранение автомобилей: Учеб. пособие / Моск. автомоб.-дор. ин-т. М., 1980. - 81 с.
4. Микулин Ю.В., Карницкий В.В., Энглин Б.А. Пуск холодных двигателей при низкой температуре. М.: Машиностроение, 1971. - 216 с.
5. Патент на корисну модель № 50378. Система регулювання температури охолоджуючої рідини двигуна внутрішнього згорання для приводу електроагрегата. МКП (2009) F01P 3/22, Опубл.10.06.2010 Бюл. №11 / Грицук І.В., Краснокутська З.І., Адров Д.С. – 6с.
6. Позитивне рішення на деклараційний патент на корисну модель, рішення № 14025/3У/11. Система регулювання температури охолоджуючої рідини газопоршневого електроагрегату з утилізацією теплоти з тепловим акумулятором. МКП F01P 3/22 (2006.01) / Грицук І.В., Краснокутська З.І., Адров Д.С., Вербовський В.С., Черняк Ю.В., Прилепський Ю.В., Гушчін А.М., Дорошко В.І. - 1с.
7. Левенберг В.Д. Аккумуляирование тепла. - М.: Наука, 1991. – 83 с.
8. Александров В.Д., Соболев О.В., Фролова С.А. и др. Теплоаккумулярующие материалы на основе кристаллогидратов / Вісник ДонНАБА. Випуск 2009№ 1(75). – с. 100-103.
9. Шульгин В.В. Тепловые аккумуляторы автотранспортных средств.- СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та, 2005.-268с.
10. Грицук І.В., Адров Д.С., Прилепський Ю.В., Дорошко В.І. Тепловий акумулятор як засіб підвищення ефективності пуску стаціонарного двигуна в умовах низьких температур / Збірник наукових праць ДонІЗТ - Донецьк: ДонІЗТ, 2011– Випуск №27. с. 117-126.
11. Адров Д.С. Математичне моделювання роботи системи охолодження двигуна внутрішнього згорання утилізаційної установки при визначенні часу прогріву / Збірник наукових праць ДонІЗТ. - Донецьк: ДонІЗТ, 2011– Випуск №27. - с. 105-112.

УДК 624.132

А.В. Фомін, канд. техн. наук, професор КНУБА,
О.О. Костенюк, старший викладач КНУБА,
О.А. Тетерятник, асистент КНУБА

РУХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ҐРУНТОРУЙНУЮЧИХ СИСТЕМ ПРИ ВЗАЄМОДІЇ ЇХ З ВІБРУЮЧИМ РОБОЧИМ СЕРЕДОВИЩЕМ

АНОТАЦІЯ. Розглянуто залежності для визначення силових параметрів периферійних робочих органів і торцевих робочих органів першого і другого типів. Проведено аналіз впливу технології проведення робіт високошвидкісними периферійними та торцевими робочими органами на визначення геометричних та кінематичних параметрів процесу різання цими робочими органами. Отримано залежності для розрахунку сили різання та проаналізовано поведінку елементарної частинки ґрунту при динамічному навантаженні робочого середовища.

Ключові слова: периферійний робочий орган, торцевий робочий орган першого і другого типу, технологія роботи, вібруюче робоче середовище, суперпозиція хвиль навантажень.

АННОТАЦИЯ. Рассмотрены зависимости для определения силовых параметров периферийных рабочих органов и торцевых рабочих органов первого и второго типов. Проведен анализ влияния технологии проведения работ высокоскоростными периферийными и торцевыми рабочими органами на определение геометрических и кинематических параметров процесса резания этими рабочими органами. Получены формулы для расчета силы резания и проанализировано поведение элементарной частицы грунта при динамическом нагружении рабочей среды.

Ключевые слова: периферийный рабочий орган, торцевой рабочий орган первого и второго типов, технология работы, вибрирующая рабочая среда, суперпозиция волн нагружений.

SUMMARY. Dependences are considered for determination of power parameters of peripheral workings organs and butt-end workings organs of the first and second types. The analysis of effect the technology of work with high-speed peripherals and butt-end working organs of the determination of geometric and kinematic parameters managing cutting those workers' organs. The formulas for calculating the cutting forces and analyzes the behavior of elementary soil particles under dynamic loading of the working environment.

Key words: peripheral working organ, butt-end working organ of the first and second types, the technology works, vibrant working environment, the superposition of wave loading.

Вступ. Як відомо підвищення ефективності робочих органів досягається, в основному, двома шляхами: перший – за рахунок збільшення динаміки процесу, тобто за допомогою підвищення швидкості взаємодії різального елемента з масивом ґрунту; другим шляхом є інтенсифікація високошвидкісних робочих органів за рахунок застосування в роботі ґрунторуйнівного обладнання різних способів навантаження робочого середовища, а саме: удару, вібрації та поєднання цих способів з високими швидкостями взаємодії ґрунторуйнюючого елемента з масивом ґрунту [1]. Найбільш ефективним способом інтенсифікації процесу руйнування ґрунту є поєднання вібрації і удару.

Невирішеною проблемою в динамічному руйнуванні ґрунтів є врахування кінематичних особливостей та технології проведення робіт високошвидкісними периферійними та торцевими робочими органами.

Мета і постановка задачі. Ціль роботи – встановлення закономірностей формування робочого процесу динамічного руйнування ґрунтів з врахуванням кінематичних особливостей роботи периферійних і торцевих робочих органів.

Задачею даного дослідження є визначення силових і енергетичних параметрів процесу динамічного руйнування ґрунтів враховуючи технологічні особливості роботи периферійних і торцевих робочих органів динамічної дії.

Різальні елементи робочого органа рухаються відносно робочого середовища зі швидкістю V . Внаслідок динамічного навантаження робоче середовище знаходиться у

складному вібруючому стані. Вважаючи, що якщо швидкість руху різального елемента стала силою, дотична середня сила, що діє на різальний елемент без урахування умов вібрації ґрунту визначається за формулою

$$P_c = \frac{Uk_d S}{2Vk_\alpha}, \quad (1)$$

де $k_d = \rho V^2 + \sigma \epsilon$ – питомий опір робочого середовища динамічному руйнуванню, (тут σ – динамічна межа міцності робочого середовища динамічному руйнуванню, ϵ – гранична динамічна відносна деформація); $S = bh$ – площа контакту різального елемента з робочим середовищем (тут b – ширина різального елемента, h – глибина різання),

$u = \sqrt{\frac{E(1-\mu)}{\rho(1+\mu)(1-2\mu)}}$ – швидкість розповсюдження хвиль деформацій в робочому середовищі (тут E – динамічний модуль пружності робочого середовища, ρ – щільність робочого середовища, μ – коефіцієнт Пуассона); V – швидкість взаємодії різальних елементів з робочим середовищем (швидкість різання); k_α – коефіцієнт, що враховує кут різання.

При цьому геометричні параметри робочого процесу (такі як глибина різання та площа контакту різальних елементів з робочим середовищем) визначаються по-різному в залежності від технології роботи робочого органу. Так можна розрізнити два види робочих органів: периферійний (рис.1) і торцевий (рис. 2 і рис. 3). Торцеві робочі органи в свою чергу поділяються на торцевий орган першого типу (рис. 2) і торцевий робочий орган другого типу (рис. 3).

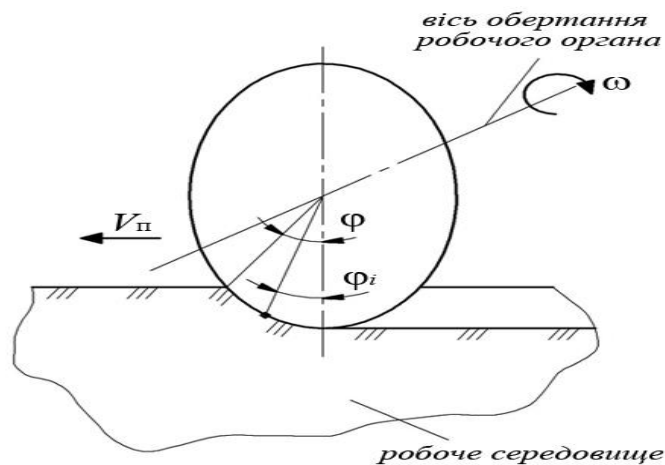


Рисунок 1. Схема роботи периферійного робочого органу.

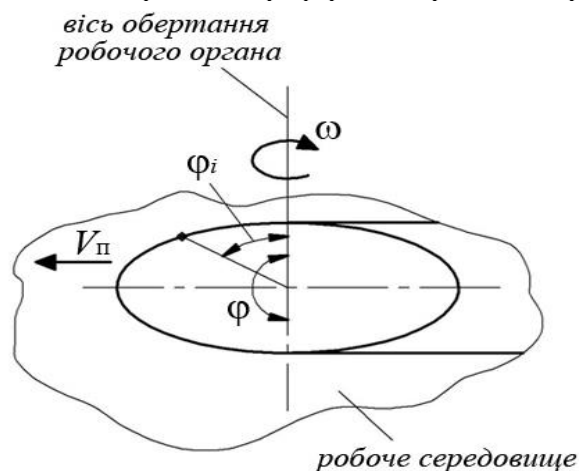


Рисунок 2. Схема роботи торцевого робочого органу першого типу.

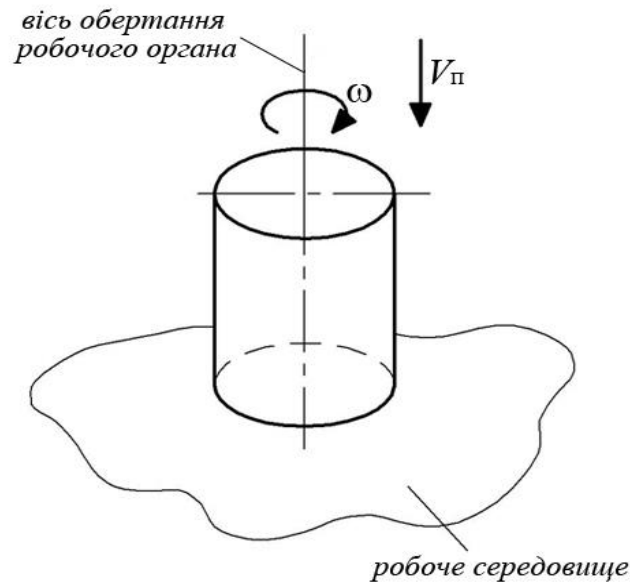


Рисунок 3. Схема роботи торцевого робочого органа другого типу.

До периферійних робочих органів відносяться робочі органи у яких твірна робочої поверхні робочого середовища паралельна осі обертання робочого органа. У торцевих робочих органів твірна робочої поверхні робочого середовища перпендикулярна до осі обертання робочого органа. При цьому у торцевого робочого органа першого типу швидкість подачі перпендикулярна до осі обертання робочого органа, а у торцевого робочого органа другого типу вона паралельна цій осі. Треба відзначити, що формування геометричних і кінематичних параметрів розробки робочого середовища у периферійних робочих органів і торцевих робочих органів першого типу ідентичне.

Глибина різання h для прямолінійної траєкторії різального елемента стала, для периферійних робочих органів і торцевих робочих органів першого типу глибина різання змінна і для i -го різального елемента буде дорівнювати

$$h = \frac{\varphi V_{\text{п}} \sin \varphi_i}{\omega}, \quad (2)$$

де φ – кут контакту робочого органа з робочим середовищем; $V_{\text{п}}$ – швидкість подачі робочого органа на робоче середовище; ω – кутова швидкість обертання робочого органа; φ_i – кут контакту робочого органа з робочим середовищем, що вимірюється від входу робочого органа в забій і до i -го різального елемента.

Для торцевих робочих органів другого типу за сталого кроку розташування різальних елементів для всіх різальних елементів h стала і дорівнює

$$h = \frac{2\pi V_{\text{п}} \cos(\arctg \frac{V_{\text{п}}}{V_{\text{к}}})}{\omega z}, \quad (3)$$

де $V_{\text{к}} = \omega R_i$ – колова швидкість обертання різального елемента (тут R_i – радіус, що вимірюється від осі обертання до середини різальної кромки i -го різального елемента); z – кількість різальних елементів в лінії різання (лінію різання складають елементи, що мають однаковий параметр R_i).

Треба відзначити, що при визначенні площі контакту різальних елементів з робочим середовищем для периферійних робочих органів і торцевих робочих органів другого типу параметр b застосовується у якості ширини різальних елементів, в той час як для торцевих робочих органів першого типу параметр b визначає товщину матеріалу, що знімається за один прохід робочого органа по робочому середовищу.



При формуванні елемента сколу сила, що діє на різальний елемент з боку середовища зростає з мінімального значення до максимального в момент сколу. Середня дотична сила визначається за формулами:

– для периферійного робочого органа

$$P_{\Pi} = \frac{Uk_{\text{д}}bV_{\Pi}(1 - \cos \varphi)}{2\omega^2 Rk_{\alpha}}, \quad (4)$$

– для торцевого робочого органа першого типу

$$P_{\Pi} = \frac{Uk_{\text{д}}bV_{\Pi}}{\omega^2 Rk_{\alpha}}, \quad (5)$$

– для торцевого робочого органа другого типу

$$P_{\Pi} = \frac{Uk_{\text{д}}b\pi V_{\Pi} \cos(\arctg \frac{V_{\Pi}}{V_{\text{к}}})}{\omega^2 Rk_{\alpha}}. \quad (6)$$

Крім того на різальний елемент діють сили, спричинені вібрацією, що виникла в робочому середовищі від попереднього сколу (сколів).

В момент сколу (удару) в основному хвильовий рух починають частинки ґрунту, що безпосередньо контактують з різальним елементом. Рухаючись в робочому середовищі різальний елемент послідовно вступає в контакт з усіма частинками ґрунту, що знаходяться на траєкторії руху різального елемента. При цьому кожна з частинок робочого середовища в момент контакту з різальним елементом знаходиться в русі, що відрізняється один від одного, так як рух частинок є суперпозицією власних хвиль і власних коливань робочого середовища.

На довжині сколу $l_{\text{ск}}$ розташовано кількість частинок ґрунту, що знаходяться за формулою

$$n_{\text{ск}} = \frac{l_{\text{ск}}}{a}. \quad (7)$$

Власні коливання частинок ґрунту залежать від маси частинки і зчеплення її з іншими частинками.

Висновок. Проаналізувавши отримані залежності слід зазначити, що технологічні особливості роботи високошвидкісних робочих органів мають значний вплив на визначення сил різання ґрунтів завдяки особливостям розрахунків глибини різання для периферійних та торцевих робочих органів. Крім того, хвильові коливання частинок ґрунту – це хвильова дія на частинку сусідніх часток ґрунту. Іншими словами при суперпозиції двох цих процесів сила, з якою частинка ґрунту діє на різальний елемент, може бути різною навіть при одному і тому ж відхиленні її від положення рівноваги (миттєвої амплітуди). Загальним міцнішим результатом віброуючого робочого середовища є зменшення сил зчеплення між частинками ґрунту.

Література

1. Робочі процеси землерийної техніки: Навчальний посібник / Л.Є. Пелєвін, А.В. Фомін, О.О. Костенюк, Г.І. Боковня – К.: КНУБА, 2006, 172 с.
2. Визначення параметрів ґрунторозробних робочих органів з урахуванням характеристик зруйнованого середовища і втомлювального руйнування / Фомін А.В., Костенюк О.О., Тетерятник О.А., Боковня Г.І. – Зб. "Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини", вип.71. Респ. межвід. науково-технічн. Збірник. Київ, 2008, с. 20-23.
3. Конструктивні характеристики високошвидкісних алмазних робочих органів конструкції КНУБА з урахуванням умов втомлюваного руйнування ґрунтів. / Фомін А.В., Костенюк, О.О., Тетерятник О.А., Боковня Г.І. – Зб. "Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини", вип.74. Респ. межвід. науково-технічн. Збірник. Київ, 2009, с. 69-73.

Машина і обладнання технологічних процесів будівельної індустрії

УДК 629.114

I.I. Назаренко, д.т.н., проф.,

I.I. Заліско, аспірант,

С.В. Коваленко, аспірант

Київський національний університет будівництва і архітектури

МЕТОДИКА ТА АЛГОРИТМ РОЗРАХУНКУ НАПРУЖЕНО – ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ АВТОКРАНІВ

АНОТАЦІЯ. В роботі на основі теоретичних та експериментальних досліджень розроблена методика та алгоритм розрахунку напружено-деформованого стану металоконструкцій автокранів.

Ключові слова: методика, розрахунок, металоконструкції, автокран.

АННОТАЦИЯ. В работе на основе теоретических и экспериментальных исследований разработана методика и алгоритм расчета напряженно-деформированного состояния металлоконструкций автокранов.

Ключевые слова: методика, расчет, металлоконструкции, автокран.

SUMMARY. In this paper, based on theoretical and experimental research developed a method and algorithm for calculating the stress-strain state of metal cranes.

Key words: methods, design, metal, mobile crane.

Аналіз та актуальність проблеми. Металеві конструкції автокранів як правило працюють у режимі випадкового (нерегулярного) навантаження і підлягають накопиченню втомних пошкоджень в процесі експлуатації. Із спільного числа руйнувань (крихких, в'язких, від втрати місцевої або спільної непохитності, корозії та ін.) доля втомних складає більше 70%.

Основним виглядом втомленого пошкодження являється поява і розвиток тріщини. Довговічність при втомленому руйнуванні визначається сумою циклічних довговічностей на стадії накопичення втомлених пошкоджень, в результаті яких утворюється видима тріщина, і стадії розвитку тріщин до критичного розміру, при досягненні якого відбувається крихке руйнування. Втомлена довговічність на стадії утворення втомленої тріщини слід розрізняти дві можливі області накопичення пошкоджень: область багатоциклічної і мало циклічної втоми.

Руйнування в області багатоциклічної втоми супроводжується накопиченням мікроскопічних деформацій, розвитком мікротріщин до видимих макротріщин; при цьому число циклів навантаження до появи видимої тріщини (2 - 3 мм) досягає $10^4 - 10^5$, а напруга змінюється в межах пружних деформацій.

До області мало циклічної втоми характерне накопичення втомлених пошкоджень і пластичних деформацій. Ця область розташовується в діапазоні $10^3 < N < (10^4 - 10^5)$ циклів навантажень. Руйнування відбувається за умови повторної пружної пластичної деформації. Необхідність оцінки довговічності в області мало циклічної втомленості металоконструкції будівельних і дорожніх машин пов'язана в основному із створенням конструкції малої питомої металоемності і збільшенням відносно їх навантажень та застосування універсальних програм для розрахунку напружено – деформованого стану.

Методика та результати. Рішення задач при дослідженні напружено – деформованого стану (НДС) зводиться до формування й розв'язку матричного рівняння рівноваги системи виду:

$$[K] \cdot \{\delta\} = \{F\}, \quad (1)$$



де $[K]$ - матриця жорсткості системи; $\{\delta\}$ - й $\{F\}$ - вектори вузлових переміщень та навантажень.

При розв'язуванні рівняння (1) визначають переміщення й реакції у вузлах скінченно – елементної моделі. Однак цих результатів недостатньо для формування уявлення про НДС металокопструкцій автокрану, тому результати розрахунків у подальшому оброблюються вручну. Копструкції автокранів є як правило незручними для ручної підготовки даних, оскільки, по – перше вони складаються з великого числа деталей, а по – друге деталі, що складають металокопструкцію, довільно орієнтовані по відношенню до загальної системи координат, у котрій описується копструкція, що знаходиться, наприклад, під кутом до поздовжньої вісі машини.

При пошуку раціонального копструктивного рішення металокопструкції автокрану виникає необхідність модифікувати первісну модель, додаючи чи виключаючи деякі деталі, змінюючи розміри елементів чи групові розміри моделі. Подібні дії вимагають часткової, чи повної переробки вихідних даних що при їх ручній підготовці призводить до чисельних помилок й вимагає значних витрат праці.

Для прискорення підготовки вихідних даних й аналізу результатів розрахунків доцільно розробити засоби автоматизації металокопструкцій автокранів.

Можлива послідовність дій при формуванні скінченно – елементних моделей подана на схемі. Металокопструкція автокрану розчленована на збірні вузли і деталі. Із сукупності деталі й збірних вузлів обираються основні й похідні, котрі можуть бути отримані різноманітними перетвореннями основних деталей (змінюючи деяких розмірів, додаванням елементів та ін.). Після цього формується скінченно – елементні моделі основних деталей автокрану (наприклад опорно - поворотного колу).

Перетворення координат:

$$\begin{Bmatrix} x' \\ y' \\ z' \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} scx & 0 & 0 \\ 0 & scy & 0 \\ 0 & 0 & scz \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \end{Bmatrix}, \quad (2)$$

де x, y, z – координати вузла до перетворення; x', y', z' – координати вузла після перетворення; scx, scy, scz – коефіцієнти розтягу впродовж вісей x, y, z , дозволяють змінювати розміри моделі й отримувати моделі копструкцій автокранів шляхом дзеркального відображення вихідних моделей відносно площин xoy, xoz, yoz .

Після того, як описані основні й отримані похідні підкопструкції автокрану, здійснюється збирання моделі. Об'єднувані підкопструкції можуть розміщуватися у системі координат довільно й для з'єднання їх необхідно зсунути чи повернути таким чином, щоб співпали відповідні опорні поверхні, грані та точки, які належать обом підкопструкціям. Подальше перетворення координат призводить до зсуву скінченно – елементних моделей підкопструкції паралельно вісям X, Y, Z й до повороту відносно довільної точки простору:

$$\begin{Bmatrix} x' \\ y' \\ z' \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} c\varphi_y c\varphi_z & -s\varphi_z & s\varphi_y \\ s\varphi_z & c\varphi_x c\varphi_z & s\varphi_x \\ -s\varphi_z & s\varphi_x & c\varphi_x c\varphi_y \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} (x-x_0) \\ (y-y_0) \\ (z-z_0) \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} (x_c-x_0) \\ (y_c-y_0) \\ (z_c-z_0) \end{Bmatrix}, \quad (3)$$

де x_c, y_c, z_c , переміщення впродовж вісей x, y, z ; x_0, y_0, z_0 – координатам центру повороту; $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ - кут повороту відносно вісей паралельних вісям x, y, z й таким, що проходять через центр повороту, тут замість \sin та \cos введені позначення s та c .

Положення підкопструкції у просторі одночасно визначається трьома точками, які називаються базовими, котрі не лежать на одній прямій й належать підкопструкції. Об'єднувані базові точки є вузлами скінченно – елементних моделей підкопструкції. Для геометричного об'єднання підкопструкції необхідно й достатньо, щоб координати відповідних базових вузлів об'єднаних підкопструкцій співпали. При цьому положення у

просторі однієї з підконструкції (базової) не змінюється, а координати вузлів моделі приєднуваної конструкції приводять до базової системи координат.

У загальному випадку число об'єднаних вузлів, що належать кожній з підконструкцій, може бути більше трьох. З них у якості базових вибирають три вузла, що не лежать на одній прямій, або число об'єднаних вузлів менше трьох, автоматичне обчислювання параметрів перетворення координат приєднуваної підконструкції нездійсненне. У цьому випадку приведення координат об'єднаних підконструкцій до однієї системи слід виконувати вручну, за допомогою перетворення (3).

Якщо конструкція автокрану зводиться до шарнірно – зчленованого механізму замикаючими ланцюгами змінної довжини, зокрема, гідроциліндрами, такий механізм необхідно розділити на ланцюги, для кожного з котрих виконуються геометричні перетворення за допомогою рівняння (3). Після перерахування координат всіх ланцюгів збирається модель. При цьому фактично новим є тільки масив опору координат вузлів. Управління перетворення координат ланцюгів розроблено для кожного конкретного механізму автокрану. Засобом контролю на всіх етапах підготовки вихідних даних є графічне зображення моделі.

Найбільш швидким способом розв'язку матричного рівняння (1) є прямий метод виключення невідомих з автоматичною нумерацією вузлів скінченно – елементної моделі [1]. Аналіз існуючих методів автоматичної нумерації вузлів, проведений у роботі [2], показав, що ітераційні алгоритми хоча і є найбільш розповсюдженими, не дозволяють отримати задовільне рішення (розв'язок) для моделі пластини, яка пронумерована в подовж довгої сторони [3] – випадку найбільш характерного для моделей автокранів. Алгоритм [4] дозволяє розв'язати цю задачу, і є зараз найбільш ефективним для моделей металоконструкцій автокранів (рис.1).

Заключним етапом розрахунку НДС металоконструкцій автокранів є аналіз результатів. На цьому етапі оцінений напружений стан у точці металоконструкції (у даному випадку в елементі) й напружений стан всієї металоконструкції. Об'ємний напружений стан у точці конструкції визначається через еквівалентне напруження. При цьому результати розрахунків легко аналізувати.

Еквівалентні напруження у стрижнях типових перерізів (прямокутних та трикутних суцільних або тонкостінних замкнених) за четвертою теорією міцності [5] обчислюють за допомогою формули:

$$\delta_e = \sqrt{\delta^2 + 3\tau^2}. \quad (4)$$

Спочатку визначаємо напруження у кількох точках, які лежать по зовнішньому периметру перерізів на початку й кінці стрижня. З отриманих значень обирають найбільше.

Для оцінки завантаженого елемента можна використати коефіцієнт завантаження елемента щодо можливого (припустимого) напруження [5].

$$\delta_e = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2 - \delta_1 \cdot \delta_2}, \quad (5)$$

де δ_1^2, δ_2^2 - головні напруження.

Розраховані напруження, діючі у центрі маси пластини на верхній та нижній гранях. З отриманих значень обирають найбільше.

Для оцінки завантаженого елемента можна використати коефіцієнт завантаження елемента щодо можливого (припустимого) напруження.

$$k_{ei} = \frac{\delta_{ei}}{[\delta_i]}, \quad (6)$$

де δ_{ei} - максимальне напруження, діюче в елементі; $[\delta_i]$ - припустиме напруження для елемента i .



Рисунок 1. Блок – схема алгоритму формування складних скінченно – елементних моделей автокранів.

Середнє напруження у моделі ($\bar{\delta}_e$) й середній коефіцієнт завантаження моделі металоконструкції (\bar{k}_e) дозволяють оцінити завантаженість металоконструкції в цілому для одного навантаження:

$$\bar{\delta}_e = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \delta_{ei}; \quad \bar{k}_e = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n k_{ei}, \quad (7)$$

де n - число елементів у моделі.

Аналогічні показники введені для оцінки напруженого стану металоконструкції при декількох навантаженнях:

$$\bar{\delta}_e^{\max} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n k_{ei}^{\max} i; \quad \bar{k}_e^{\max} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n k_{ei}^{\max}, \quad (8)$$

де $\bar{\delta}_e^{\max}$ - найбільше серед навантажень (всіх) напружень у елементі i ; \bar{k}_e^{\max} - найбільший серед всіх навантажень коефіцієнт завантаження елементу i .

Креслення моделі у деформованому стані з виділенням в ньому «перевантажених» й «малонавантажуваних» елементів є найбільш природною формою представлення результатів аналізу НДС металоконструкцій автокранів. Гістограми розподілу числа елементів по інтервалам завантаження δ_e , k_e дозволяють визначити характер навантажень металоконструкцій (рівномісна вона чи ні і т. п.).

З метою реалізації описаного алгоритму розроблений комплекс програм для скінченно – елементних моделей й аналізу результатів розрахунку напруженого – деформованого стану складних металоконструкцій автокранів. У комплекс входять програми, які мають наступне призначення: складання моделі з підконструкцій; розробка моделей на підконструкції; поворот – перенесення системи координат підконструкції чи моделі в цілому; розтяг – стиснення підконструкції чи всієї моделі впродовж вісей x, y, z (отримання дзеркальних відображень); розрахунок маси моделі; розрахунок напружень у елементах; аналіз напружень; графічне зображення моделі та результатів аналізу НДС.

Зв'язок між програмами комплексу здійснюється через набори даних. Для всіх наборів даних (вхідних і вихідних) і, зокрема, для опису скінченно – елементної моделі, прийнятий єдиний (уніфікований) формат. Для зв'язку з програмою дані з уніфікованого формату перетворюються у вхідний формат програми, а результати розрахунку – в уніфікований формат зв допомогою спеціальних програм перекодування – обміну. Цим самим досягається незалежність комплексу від конкретної програми.

Висновки.

1. Досвід експлуатації розробленого алгоритму і програм на аналізі НДС металоконструкцій автокранів «Дрогобицького заводу автокранів», показує що в процесі підготовки вихідних даних та аналізу результатів розрахунку значно пришвидшуються й спрощуються.
2. Застосування розробленої методики дозволяє суттєво скоротити ручну працю при аналізі металоконструкцій автокранів та автоматизувати їх розрахунок.

Література

1. Бате К., Вилсон Е. Численные методы анализа и метод конечных элементов. – М.: Стройкздат, 1982 – 448 с.
2. Норри Д., де Фриз Ж. Введение в метод конечных элементов. – М.: Мир, 1981 – 304 с.
3. Barlow I., Marples C.G. Comment on an automatic noderelabelling scheme for bandwidth, minimization of stiffness matrices //AIAA J. – 1969 – Vol. 7, No 2 – P. 380 – 382.
4. Gibbs N.E., Pool W.G., Stockmeyer I.K., Stockmeyer P.K. An algorithm for reducing the bandwidth and profile of sparse matrix //SIAM J. Numer. Anal.– 1976 – Vol. 19, No 2 – P. 236 – 250.
5. Писаренко Л.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. – К.: Наукова думка, 1975 – 704 с.



УДК 66.9.033

І.В. Косминський, асистент КНУБА

ДИНАМІКА ПОВЕДІНКИ ТА СТАБІЛІЗАЦІЯ РЕЖИМУ КОЛИВАНЬ ПРИВАНТАЖУВАЧА

АНОТАЦІЯ. В статті розглянуто динаміку поведінки та стабілізацію режиму коливань вібраційних системи з використанням привантажувача.

Запропонована розрахункова схема з розташуванням вібробуджувача на верхній масі пристрою для утворення додаткового тиску на бетонну суміш. Знайдено закономірності руху двох мас вібратора при налаштуванні на резонанс додаткової маси привантажувача. Зроблено висновки, що стабілізація амплітуди коливань привантажувача з допоміжною масою при розташуванні вібробуджувача коливань на ній може здійснюватися при налаштуванні цієї маси на резонанс. Ключові слова: стабілізація, динаміка, бетонна суміш, привантажувач.

АННОТАЦИЯ. В статье рассмотрены динамика поведения и стабилизацию режима колебаний вибрационных системы с использованием пригруза. Предложенная расчетная схема с расположением вибровозбудителя на верхней массе пригруза. Найденны закономерности движения двух масс вибратора при настройке на резонанс дополнительной массы пригруза. Сделаны выводы, что стабилизация амплитуды колебаний пригру за с вспомогательной массой при расположении вибровозбудителя колебаний на ней может осуществляться при настройке этой массы на резонанс.

Ключевые слова: стабилизация, динамика, бетонная смесь, пригруз.

ANNOTATION. The paper considers the dynamics of behavior and stabilization of the oscillation mode of vibration using the device for the formation of additional pressure on the concrete mixture. The proposed calculation scheme of arrangement on the top mass vibration exciter device for the formation of additional pressure on the concrete mixture. Found patterns of movement of two masses of the vibrator when setting up a resonance mass of additional device for the formation of additional pressure on the concrete mixture. It is concluded that the stabilization of the amplitude of the device for the formation of additional pressure on the concrete mix with auxiliary weight to the location vibration exciter fluctuations it can be done when setting up this mass of resonance.

Key words: stabilization, dynamics, concrete mix, device for the formation of additional pressure on the concrete mixture

Актуальність роботи. Теоретичне та експериментальне вивчення характеру руху системи, що розглядається при формуванні виробів різної висоти з використанням привантажувача показало, що цей процес не завжди є стійким та супроводжується значним змінами режиму коливань, які викликані резонансними явищами в системі [1]. Вони мають особливість, яка пов'язана із хвильовими явищами в середовищі ущільнення та разом із тим мають сталий характер і тривають на протязі всього періоду обробки, починаючи з періоду, коли суміш, як динамічна ланка в системі, набуває відповідну жорсткість.

При проведенні досліджень на певних діапазонах висот, це призводило до появи відривних коливань, що негативно впливало на якість виробів, які формувалися, а разом із тим на експлуатаційну надійність усієї машини. Отже, успішне використання привантажувача при змінних умовах формування можливо лише при стабілізації режиму робочого органу, якій здійснюється диференційовано, з урахуванням конкретних умов. Згідно з визначенням І.І. Биховського [1] – стабілізація це підтримка сталості амплітуди коливань будь-якого інерційного елемента системи при більших або менших змінах його маси та параметрів деяких інших, безпосередньо пов'язаних з ним елементів. У системі «привантажувач - бетонна суміш» таким параметром є динамічні характеристики бетону, які суттєво змінюються при збільшенні висоти шарів, які формуються.

Аналіз та огляд досліджень. Як зазначено в роботі С.В. Іносова [4] найбільш доступне керування амплітудою здійснюється в електромагнітних вібромашинах. Але у вібраційних машин більшої потужності (віброплощадки, вібропривантажувачі) більш

широко використовують дебалансний вібропривод, який має високі енергетичні показники. Керування дебалансним приводом пропонується здійснювати зміною статичного моменту дебалансів або частоти вимушених коливань. Для цього можна використовувати декілька валів, які обертаються синхронно та які мають можливість обертатися один навколо іншого за допомогою механічного або електромеханічного приводів [5,7]. Існують також конструкції пустотілих дебалансів [9] зі змінною не зрівноваженою масою. Метою зміни статичного моменту дебалансів та частоти коливань перерахованих конструкцій є зміна амплітуди коливань робочого органу. Однак, багаточисельні запропоновані конструкції не отримали широкого запровадження через складність передачі регульовальної дії на дебалансний вал, який одночасно коливається та швидко обертається.

Для резонансних машин із дебалансним віброприводом найпростішим засобом стабілізації амплітуди є зміна розстроювання системи від резонансу [1]. Досягається це шляхом зміни швидкості обертання електродвигунів при отриманні сигналу від датчика зміщення та порівняння її величини з необхідною.

Така схема амплітудного регулювання за допомогою зміни числа обертів, стосовно умов, що розглядаються в роботі, не може бути застосована з причини, що резонансні піки, які виникають при зміні висоти бетонної суміші, є не чіткими та для розладу системи від резонансу необхідна більш значна зміна вимушених коливань. Також необхідно врахування того факту, що датчик, який фіксує зміщення, за деяких умов може надсилати сигнал про необхідність зміни частоти значно раніше ніж завершився процес ущільнення.

Можна констатувати, що для нашого випадку ні механічне, ні електричне керування коливаннями не можливо застосувати для стабілізації амплітуди з дотриманням умов формування. Розв'язок цієї задачі можливий лише за допомогою динамічного керування, тобто зміни динамічних параметрів робочого органу (маси, жорсткості зв'язків тощо). Саме на цьому наголошується в роботі О.О. Савінова та Є. В. Лаврінович [6] при вивченні впливу тиску на різних етапах формування.

Тобто необхідно визначити методи стабілізації та дати рекомендації по їх застосуванню.

У системі яка досліджується вимушуюча сила прикладена до маси привантажувальної плити. Аналіз основних положень теорії динамічної стабілізації показав можливості підтримки сталої амплітуди вібратора. При певному «налаштуванні» параметрів допоміжної маси вібратора, основна маса може мати сталу амплітуду коливань незалежно від змін її параметрів.

Для випадку формування з використанням привантажувача модель досить складна. Виріб має масу, пружні та дисипативні властивості, тому він не може моделюватися лише пружиною, як це прийнято в системах динамічної стабілізації. Свіжевідформований шар бетону моделюється системою з розподіленими параметрами, що найбільш повно характеризує його вплив на робочий орган.

Стабілізацію амплітуди коливань вібратора можливо здійснити за рахунок розташування вібратора (при двохмасній схемі привантажувача) на верхній масі при її налаштуванні на резонанс. При цьому суттєво зростають енергетичні витрати. Такий спосіб необхідно використовувати, якщо досягти стабілізації не можливо іншими методами.

Якщо ж привантажувач розглядати як одномасний орган, тоді регулювання амплітуди коливань можливо досягти двома способами: введенням додаткової маси або жорсткості. Регулювання амплітуди жорсткістю пов'язане з необхідністю застосування пружин значної жорсткості та забезпеченням надійної віброізоляції, тому перевага залишається за першим способом регулювання.

Динаміка поведінки та стабілізація режиму коливань привантажувача. Амплітуду переміщення привантажувача можливо описати формулою (1):



$$x_{np} = \frac{F_{np}}{|\chi_{np}|} \frac{1}{\sqrt{\left[\frac{\chi_{\epsilon}}{m_6 \omega^2} \Phi_1 - \Phi_3 + \frac{m_6 \omega^2 \Phi_2 - \chi_{\epsilon} \Phi_3}{\chi_{np}} \right]^2 + \left[\frac{\chi_{\epsilon}}{m_6 \omega^2} \Theta_1 - \Theta_3 + \frac{m_6 \omega^2 \Theta_2 - \chi_{\epsilon} \Theta_3}{\chi_{np}} \right]^2}} \sqrt{\left[\frac{\chi_{\epsilon}}{m_6 \omega^2} \Phi_1 - \Phi_3 - \frac{F_0}{F_{np}} \right]^2 + \left[\frac{\chi_{\epsilon}}{m_6 \omega^2} \Theta_1 - \Theta_3 \right]^2}} \quad (1)$$

де F_0, F_{np} – збуджуючі сили вібраторів площадки та привантажувача;

$\chi_{np} = c_{np} - m_{np} \omega^2$; $\chi_{\epsilon} = c_{\epsilon} - m_{\epsilon} \omega^2$ – величини, що характеризують параметри віброплощадки і привантажувача;

Φ та Θ – коефіцієнти, які залежать від комплексної змінної, яка виражена гіперболічними функціями[9].

Формула містить співвідношення величин, які характеризують параметри привантажувача, віброплощадки та бетонної суміші. Таким чином, вираз (1) показує, як проходить зміна амплітуди коливань привантажувача при взаємодії з формуючою установкою(віброплощадкою) та стовпа бетонної суміші, який змінюється за висотою.

Як зазначено в роботах[1,2,3] стабілізації режиму коливань можливо досягти за допомогою таких методів, як:

- регулюванням коефіцієнта динамічності що являє собою підкореневий вираз формули (1);

- застосуванням динамічного гасителя коливань.

Відстежимо, як впливають параметри досліджуваної схеми на величину коефіцієнта динамічності(λ). При побудові графіка (рис.1) можна побачити, що в зоні $\omega_0 < \omega$ значення коефіцієнта динамічності доволі значні, але на шляху наближення ω_0 до ω - швидко знижуються. За умови $\omega_0 = \omega$ додаткова маса m_{dm} є динамічним гасителем для маси m_{np} та $\lambda = 0$, після чого величина коефіцієнта динамічності м'яко зростає. Починаючи зі значень $\omega_0^2 / \omega^2 = 1,4...1,8$ коефіцієнт λ змінюється не суттєво, що є свідомством вирівнювання впливу параметрів вібратора в цій зоні.

Для визначення необхідної величини коефіцієнта динамічності в реальних умовах було розглянуто, як змінюється амплітуда коливань привантажувача зі зміною λ при взаємодії привантажувача та бетонної суміші. Графіки на рис. 2 побудовані для співвідношення $m_{dm}/m_{np} = 0,3$ та частоти 293 рад/с.

При співвідношенні $m_{dm}/m_{np} = 0,3$ амплітуда значно зменшується та майже завжди менше розрахункової величини амплітуди. Перепади величини зміщення на кривій (рис. 4.5) є доволі значні $\omega_0^2 / \omega^2 = 0,8..1,5$. При подальшому збільшенні ω_0^2 / ω^2 вплив його знижує величину амплітуди коливань. Після спостерігається деяке, незначне, зростання амплітуди та стабілізація її на всьому діапазоні змін ω_0^2 / ω^2 для різних висот.

Таким чином, аналізуючи криві на рис. 2, можливо припустити, що існують дві зони , в яких можливо експлуатувати машину. Перша – це зона віброізолюваної маси m_{dm} . При цьому необхідно щоб підбір співвідношення m_{dm}/m_{np} був раціональним. Таке співвідношення знаходиться в діапазоні 0,35...0,45.

Друга - зона співвідношень $\omega_0^2 / \omega^2 \approx 1,5...1,7$. В цій зоні система стає не чуттєвою до зміни динамічного впливу стовпа бетонної суміші.

Варто відзначити, що невеликі відхилення частот власних або вимушених коливань системи, які викликані виробничою випадковістю або неточністю налаштувань системи суттєво не впливає на режим ущільнення.

Можливо аналітичним шляхом знаходження співвідношення $m_{\text{дм}}/m_{\text{пр}}$, але доцільність цього втрачається, оскільки знайдені такі співвідношення, за яких амплітуда змінюється в припустимих межах без суттєвих регулювань.

Вельми цікавим видається використати для розв'язання задачі про стабілізацію принципу динамічного гасителя коливань. Враховуючи, що висота стовпа бетонної суміші й, відповідно пружні характеристики є змінними. Тоді звичайна схема динамічного гасителя коливань, розрахована з умови $\omega_0 = \omega$, не дає потрібного результату, оскільки стабілізація необхідна не на нульовому рівні, та для її забезпечення знадобилося би все рівно проводити регулювання параметрів самого гасителя. Огляд основних положень теорії динамічної стабілізації [1,2,4,8] коливань демонструє можливості підтримання сталої амплітуди вібратора. При відповідному «налаштуванні» параметрів допоміжної маси вібратора, основна маса може мати сталу амплітуду коливань незалежно від зміни її параметрів. При цьому джерело коливань розміщується на верхній масі. Однак такі результати отримані при моделюванні системи спрощеними розрахунковими схемами зі сталими зосередженими параметрами.

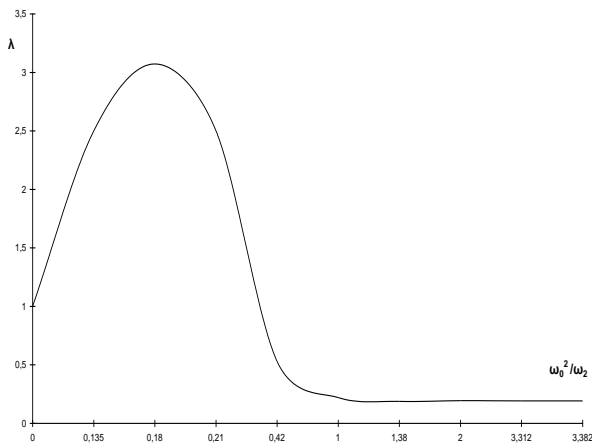


Рисунок 1. Залежність $\lambda = f(\omega_0^2 / \omega^2)$ для привантажувача.

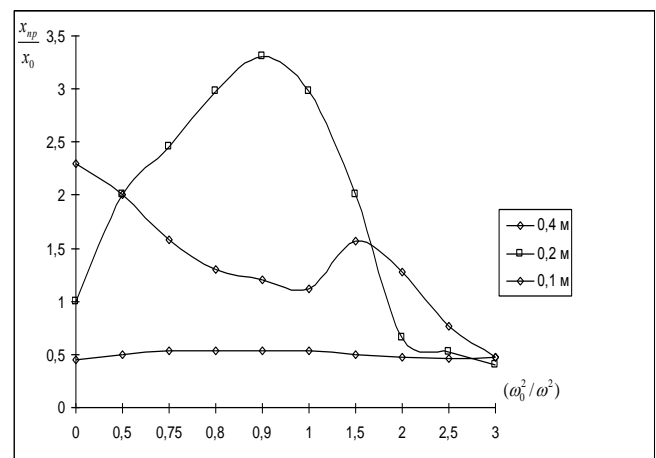


Рисунок 2. Амплітуда коливань привантажувача при співвідношенні власної та вимушеної частот при $m_{\text{дм}}/m_{\text{пр}}=0,3$ та $\omega/c_{\text{пр}} = 6,28$.

Для випадку формування бетону за допомогою привантажувачів модель системи значно ускладнюється. Під подошвою привантажувача знаходяться шари бетонної суміші, які можуть бути різної висоти. Бетон має масу, пружність та дисипацію, тобто моделювання його лише пружиною, як це прийнято в системах динамічної стабілізації, не видається можливим.

Задача полягає в тому, щоб дослідити систему «привантажувач - бетонна суміш» та знайти закономірності руху двох мас вібратора при налаштуванні на резонанс додаткової маси (рис.3).

У наведеній схемі вимушуюча сила віброплощадки та жорсткість її опор приймаються рівними нулю з огляду на те, що в процесі доуцільнення бетонного виробу віброплощадка працює в режимі антирезонансу, тобто, на відміну від привантажувача, її коливання відсутні. Бетон у цій схемі повинен моделюватися системою з розподіленими параметрами, яка найбільш повніше віддзеркалює його вплив на привантажувач.

Установлені закономірності дозволять визначити можливість та доцільність застосування такого способу стабілізації режимів роботи привантажувача при формуванні бетону.

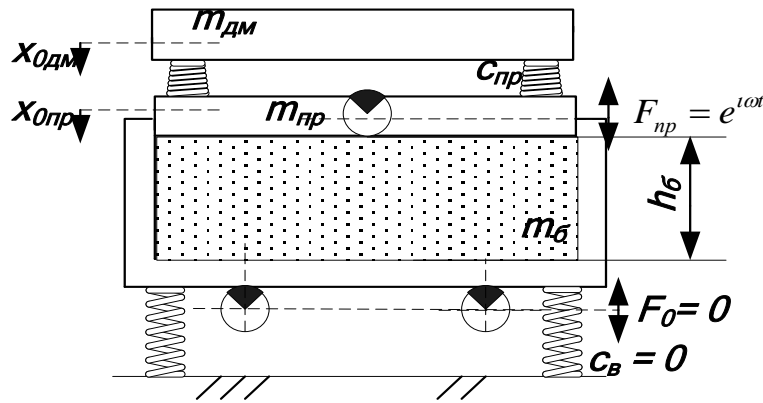


Рисунок 3. Розрахункова схема при розташуванні віброзбуджувача на верхній масі привантажувача.

де x_{0dm} , x_{0pr} – відповідно амплітуди коливань додаткової маси та привантажувача;
 m_{dm} , m_{pr} , m_b – маси додаткова, привантажувача та бетону;
 c_{pr} , c_b – жорсткість опор привантажувача та віброплощадки;
 F_{np} , F_0 – вимушуючі сили привантажувача та віброплощадки;
 h – висота бетонної суміші.

Запишемо аналітичні залежності, які описують коливання як додаткової так і маси привантажувача з урахуванням того, що вимушуюча сила прикладена до додаткової маси привантажувача та без урахування розсіювання енергії:

$$x_{0dm} = - \frac{F_{np} c_{pr}}{\left(\frac{m_b \omega^2}{\varphi} \operatorname{ctg} \varphi - m_{pr} \omega^2 + c_{pr} \right) \times \left(m_{dm} (\omega^2 - \omega_0^2) \right) - c_{pr}^2} \quad (2)$$

$$x_{0pr} = - \frac{F_{np} \times \left(\frac{m \omega^2}{\varphi} \operatorname{ctg} \varphi - m_{pr} \omega^2 + c_{pr} \right)}{\left(\frac{m_b \omega^2}{\varphi} \operatorname{ctg} \varphi - m_{pr} \omega^2 + c_{pr} \right) \times \left(m_{dm} (\omega^2 - \omega_0^2) \right) - c_{pr}^2} \quad (3)$$

$$\text{де } \omega_0^2 = \frac{c_{pr}}{m_{dm}}.$$

За умови $\omega^2 = \omega_0^2 = \frac{c_{pr}}{m_{dm}}$ (4) залежності (2) та (3) будуть переписані в наступному

вигляді:

$$x_{0dm} = - \frac{F_{np}}{c_{pr}} \quad (5)$$

$$x_{0pr} = \frac{F_0 \left(\frac{m_b \omega^2}{\varphi} \operatorname{ctg} \varphi - m_{pr} \omega^2 + c_{pr} \right)}{c_{pr}^2} \quad (6)$$

Вибір співвідношення параметрів установки у відповідності з умовою $\omega^2 = \omega_0^2 = \frac{c_{pr}}{m_{dm}}$ забезпечує сталість амплітуди коливань привантажувача, незалежно від

висоти стовпа бетону. Разом із тим, амплітуда коливань допоміжної маси (6), залежить від висоти та динамічних властивостей бетонної суміші.

Урахування демпфуючих властивостей бетонної суміші, як зазначено в роботі [8] на прикладі моделі із зосередженими параметрами, істотно на характер залежності не впливає. Для перевірки цих висновків було проведено випробування на експериментальній установці, результатом якого висновок про те, що при вимушених коливаннях допоміжної маси та її налаштування на резонанс, маса привантажувача має стабільну амплітуду, яка не залежить від висоти стовпа бетону. Але були встановлені все ж незначні відхилення амплітуди (в межах від 14 до 17 %), які, напевно, пов'язані з неточністю налаштувань системи.

При коливаннях допоміжної маси мали також місце значні відхилення амплітуди при варіюванні висоти стовпа бетонної суміші. При цьому спостерігалось суттєве збільшення потужності коливань. Вона майже в два рази перевищує потужність, необхідну для роботи вібратора, при стабілізації амплітуди зміною величини основної маси.

Висновок. Тому стабілізація амплітуди коливань привантажувача з допоміжною масою при розташуванні вібробуджувача коливань на ній може здійснюватися при налаштуванні цієї маси на резонанс. Але негативним чинником тут є збільшення потрібної потужності двигуна. Такий спосіб, на наш погляд, необхідно застосовувати, коли досягнути стабілізації амплітуди іншими способами не є можливим. Це дозволяє витримувати більш точний режим коливань, але викликає труднощі при конструюванні пружин, з-за значної жорсткості пружин. Разом з тим налаштування вібробуджувача необхідно проводити достатньо точно, оскільки навіть незначне відхилення від умови

$$\omega^2 = \omega_0^2 = \frac{c_{np}}{m_{dm}}$$

може призвести до збільшення амплітуди основної маси [4].

Література

1. Быховский И.И. Основы теории вибрационной техники/ Быховский И.И - М.: Машиностроение, 1969.- 363с.
2. Гарнец В.Н. Определение режимов работы поверхностного вибропресса// Горные, строительные и дорожные машины: книга/ Гарнец В.Н. – К.: Техника, 1976. - вып.22 - С. 65 – 69.
3. Давыдов В.Н. Изготовление изделий из асфальтобетона/ Давыдов В.Н. – М.: АСВ, 2003. - 208 с.
4. Иносов. С.В. Исследования динамики управления резонансными вибрационными машинами и виброгасителями в строительстве: дис.на получ. научн. звания кан. тех. наук:05.13.07/ Иносов. С.В. - К., 1973. – 213 с Мельников Ю.С. Регулируемый инерционный привод вибрационных машин/ Мельников Ю.С.// - Горные машины и автоматика – 1965. - №7. - С.117-119.
5. Савинов О.А. Теория и методы вибрационного формования железобетонных изделий/ Савинов О.А., Лавринович Е.В. - Л.: Стройиздат, 1972. - 150 с.
6. Сластенов В.В. Безрезонансный управляемый привод вибрационных устройств/ Сластенов В.В.// Труды молодых ученых: сборник. [Серия техн. наук] – Саратов: из-во СГУ, 1965. С.83-89.
7. Чистов Ю.Д. Научно-технические основы производства и применения песчаных бетонов плотной и ячеистой структуры./ Чистов Ю.Д., Хвастин М.А. - Научно-технический прогресс в Московском строительстве - МГСУ. - Режим доступа к ресурсу: <http://www.stroinauka.ru/d19dr5497m8.html>
8. Rebut P. Luide pratique de la vibration des betone/ Rebut P. - Paris, 1962. – P. 178.
9. Косминський І.В. Аналіз руху динамічної системи: “віброустановка – бетонна суміш – привантажувач”./ Назаренко І.І., Косминський І.В.// Науково-технічний журнал “Техніка будівництва”, Київ, КНУБА, №10, 2001, 16 – 20 с.



УДК 666.97.003.16

М.П. Нестеренко, к.т.н., доцент

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ ДНИЩА ФОРМИ З УЩІЛЬНЮваним СЕРЕДОВИЩЕМ ПРИ ДІЇ ГОРИЗОНТАЛЬНО НАПРАВЛЕНОЇ СКЛАДОВОЇ ПРОСТОРОВИХ КОЛИВАНЬ ВІБРОПЛОЩАДКИ

АНОТАЦІЯ. Визначено характер взаємодії днища форми з цементобетонною сумішшю при дії горизонтально направленої складової просторових коливань віброплощадки на основі аналітичного дослідження динамічної системи „віброплощадка – цементобетонне середовище“.

Ключові слова: вібробуджувач, віброплощадка, дебаланс, днище форми, математична модель, просторові коливання, пружна опора, цементобетонна суміш.

АННОТАЦИЯ. Определенно характер взаимодействия днища формы из цемента-бетонной смеси при действии горизонтально направленной составляющей пространственных колебаний виброплощадки на основе аналитического исследования динамической системы „виброплощадка – цементобетонная среда“.

Ключевые слова: вибровозбудитель, виброплощадка, дебаланс, днище формы, математическая модель, пространственные колебания, упругая опора, цементобетонная смесь.

ANNOTATION. character of cooperation of bottoms of form is certain with cement by concrete mixture at the action of the horizontally directed constituent of spatial vibrations of vibroplatforms on the basis of analytical research of the dynamic system „vibroplatforms – cement by concrete environment“.

Key words: bottoms of form, vibroexciter, vibration platform, mathematical model, spatial oscillations, unbalans, resilient support, cement concrete mixture.

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими практичними завданнями. Досить широкого поширення при формуванні залізобетонних виробів набуло розроблене у ПолтНТУ ПолтНТУ імені Юрія Кондратюка вібраційне обладнання з просторовими коливаннями робочого органа [1], удосконалення котрого може проводитися на підставі аналітичних досліджень з врахуванням фізико-механічних характеристик ущільнюваного середовища і визначенням на їхній основі раціональних параметрів вібраційної площадки та режимів вібраційної дії.

Аналіз останніх досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання даної проблеми. У розрахунках вібраційного обладнання для формування залізобетонних виробів використовуються різні підходи до складення математичних моделей, про що свідчать публікації різних років. Відомі математичні моделі можна умовно розподілити на дві групи: плоскі динамічні моделі руху робочого органу, що розглядають рух у вертикальній або горизонтальній площині [2–7], та просторові – які розглядають рух робочого органа у просторі [8 –9].

Виділення не розв'язаних раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття. У "плоских" математичних моделях розглядається вплив бетонної суміші на поглинання енергії з врахуванням її реологічних властивостей. У математичних моделях вібраційних машин з просторовими коливаннями робочого органа бетонна суміш враховується у вигляді твердого тіла як приєднана маса до коливальної системи. Але у реальних віброплощадок із просторовими коливаннями робочого органа частина енергії витрачається на тертя бетонної суміші по піддону форми, інша частина поглинається бетонною сумішшю при її ущільненні. Раціональні параметри віброплощадки можна устаєовити шляхом визначення енергетичних витрат на основі вивчення закону руху даної динамічної системи, включаючи рух як рухомої рами віброплощадки, днища форми, так і рух ущільнюваного середовища у вертикальному напрямі.

Метою даної роботи є проведення аналітичних досліджень характеру взаємодії днища форми з цементобетонною сумішшю при дії горизонтально направленої складової

просторових коливань віброплощадки на основі аналітичного дослідження динамічної системи „віброплощадка – цементобетонне середовище“, які дозволять врахувати фізико-механічні характеристики ущільнюваного середовища і визначити раціональні параметри вібраційної площадки та режими вібраційної дії, при яких забезпечується ефективне ущільнення цементобетонних сумішей.

Виклад основного матеріалу дослідження. Для визначення характеру взаємодії віброплощадка з ущільнюваною цементобетонною сумішшю при вертикально направлених коливаннях досліджуємо динамічну систему „віброплощадка – цементобетонне середовище“ (рис.1). Приймаємо розрахункову схему в котрій рухома рама 1 віброплощадки встановлена на пружні опори 2, закріплені на фундаменті 3 симетрично до вертикальної осі Z . Вібробуджувач кругових коливань 4 усталено в центральному вікні рухомої рами таким чином, що вісь обертання його дебалансу 5 нахилена до вертикалі на кут β , а площина дії вимушуючої сили Φ перпендикулярна до осі обертання дебалансу і проходить через точку O , відповідну положенню ц. м. коливальної системи. Електродвигун 6, установлений на піддвигуневій рамі 7, приводить в обертання дебаланс 5 через клинопасову передачу 8. Форма 9, заповнена ущільнюваною цементобетонною сумішшю, встановлюється на рухому раму 1 між жорсткими клиновими упорами 10.

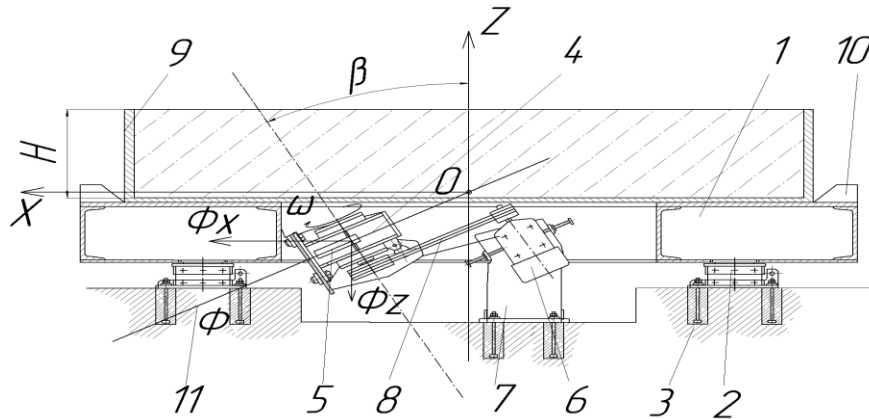


Рисунок 1. Розрахункова схема динамічної системи «віброплощадка – цементобетонне середовище»: 1 – рухома рама віброплощадки; 2 – пружна опора; 3 – фундамент; 4 – вібробуджувач; 5 – дебаланс; 6 – електродвигун; 7 – піддвигунева рама; 8 – клинопасова передача; 9 – форма із цементобетонною сумішшю; 10 – клиновий упор; 11 – площина обертання дебалансу.

При обертанні дебалансу виникає вимушуюча відцентрова сила кругової дії Φ , вектор якої обертається у площині 11 із кутовою швидкістю ω . Складові сили Φ по осях прямокутної системи координат $OXYZ$ з початком в ц. м. O , рівні

$$\Phi_x = \Phi \cos \beta \cos \omega t; \quad \Phi_y = \Phi \sin \omega t; \quad \Phi_z = \Phi \sin \beta \cos \omega t, \quad (1)$$

збуджують трикомпонентні просторові коливання рухомої рами 1 і встановленої на ній форми 9, які її днищем та бортами передаються бетонній суміші, забезпечуючи її ущільнення.

Колівальну систему спростимо й умовно розглянемо процес взаємодії днища форми і бетонної суміші від нормальних горизонтально направлених коливань $\Phi_y = \Phi \sin \omega t$. При горизонтально направлених коливаннях віброплощадки днище форми викликає в цементобетонній суміші дотичні напруження τ , які залежить від величини зсувних деформацій в ущільнюваному шарі. Аналіз виконаних досліджень показує, що цементобетонна суміш має яскраво виражені анізотропні властивості і при зсувних деформаціях поводитья як в'язке тіло. При цьому її динамічний модуль зсувних деформацій рівний $G = 0,025 E$ [11, 12]. На цій підставі зміна дотичних напружень від зсувних деформацій можна в першому наближенні описати наступною залежністю:



$$\tau = \eta_s \frac{\partial^2 v(z, t)}{\partial z \partial t}. \quad (2)$$

Для визначення характеру взаємодії днища форми з ущільнюваною цементобетонною сумішшю при дії горизонтально направлених коливань досліджуємо динамічну систему „віброплощадка – цементобетонне середовище“, в якій ущільнювана суміш представлена у вигляді системи з розподіленими параметрами. При вивченні взаємодії цементобетонної суміші з днищем форми умовно не враховуватимемо взаємодію бетонної суміші з вертикальними стінками форми.

Тоді диференціальне рівняння руху ущільнюваної суміші у напрямі координати Z за час t матиме вигляд:

$$\eta_s \frac{\partial^3 v(z, t)}{\partial z^2 \partial t} - \rho \frac{\partial^2 v(z, t)}{\partial t^2} = 0, \quad (3)$$

де v – зсув цементобетонної суміші в горизонтальній площині;

z – поточна координата у вертикальному напрямі;

η_s – коефіцієнт динамічної в'язкості при зсувних деформаціях [2]

$$\eta_s = \frac{a\rho H}{2(1+\chi)}, \quad (4)$$

a – фазова швидкість розповсюдження збудження в цементобетонній суміші;

H – товщина ущільнюваного шару;

χ – коефіцієнт Пуассона.

Розв'язок хвильового рівняння руху відшукуватимемо за наступних граничних умов:

$$-m \frac{\partial^2 u(0, t)}{\partial t^2} - c_2 u(0, t) + \eta_s F_2 \frac{\partial^2 u(0, t)}{\partial z \partial t} = -Q \sin(\omega t); \quad (5)$$

$$\tau(H, t) = \eta_s \frac{\partial^2 v(H, t)}{\partial z \partial t} = 0, \quad (6)$$

де m – маса віброплощадки;

\tilde{n}_2 – коефіцієнт жорсткості пружних амортизаторів у горизонтальному напрямі;

Q – амплітуда збуджуючої сили;

ω – кутова частота вимушених коливань;

F_2 – площа взаємодії днища форми з бетонною сумішшю.

Розв'язок хвильового рівняння коливань (3) представимо у вигляді уявної частини комплексної функції

$$v(z, t) = I_m [V(z) e^{i\omega t}], \quad (7)$$

де $V(z)$ – комплексна амплітуда коливань.

Знак I_m надалі відкидатимемо.

Підставляючи вираз (7) у рівняння (3), отримаємо рівняння для визначення комплексної амплітуди коливань $V(z)$:

$$\frac{\partial^2 V(z)}{\partial z^2} + \frac{\rho\omega}{i\eta_s} V(z) = 0. \quad (8)$$

Розв'язок рівняння (8) знайдемо в наступному вигляді:

$$V(z) = D_1 e^{-i\tilde{k}_1 z} + D_2 e^{i\tilde{k}_1 z}, \quad (9)$$

де D_1 і D_2 – постійні інтегрування (комплексні амплітуди), визначувані граничними умовами (5) і (6);

\tilde{k}_1 - хвильове число

$$\tilde{k}_1 = \sqrt{\frac{\rho\omega}{i\eta_s}}. \quad (10)$$

Представимо хвильове число \tilde{k}_1 у вигляді наступного виразу:

$$\tilde{k}_1 = k_1 - ia_1 = \frac{\omega}{a_1} - ia_1, \quad (11)$$

де k_1 – хвильове число $k_1 = \frac{\omega}{a_1}$;

ω – фазова швидкість розповсюдження зсувних деформацій в ущільнюваному шарі;
 a_1 – коефіцієнт загасання збудження.

Прирівняємо вираз (10) і (11), зведемо ліву й праву частини в квадрат та, виділяючи відповідно речову і уявну частини виразу, знайдемо

$$k_1 = \sqrt{\frac{\rho\omega}{2\eta_s}}; \quad a_1 = k_1; \quad (12); \quad a_1 = \sqrt{\frac{2\eta_s\omega}{\rho}}. \quad (13)$$

На підставі залежностей (12) і (13) вираз (9) перетвориться до наступного вигляду:

$$v(z,t) = [D_1 e^{-(a_1+ik_1)z} + D_2 e^{(a_1+ik_1)z}]. \quad (14)$$

Використовуючи вираз (7) і (14), знайдемо розв'язок рівняння (8) в наступному вигляді:

$$v(z,t) = [D_1 e^{-(a_1+ik_1)z} + D_2 e^{(a_1+ik_1)z}] e^{i\omega t}. \quad (15)$$

Підставляючи отримане рішення (15) в граничну умову (6), знайдемо співвідношення між комплексними амплітудами D_1 і D_2 :

$$D_1 = D_2 \frac{e^{(a_1+ik_1)H}}{e^{-(a_1+ik_1)H}}. \quad (16)$$

Підставляючи отриману залежність (16) між комплексними амплітудами D_1 і D_2 у вираз (15), отримаємо розв'язок рівняння (8) в наступному вигляді:

$$v(z,t) = D_2 \frac{e^{(a_1+ik_1)(H-z)} + e^{-(a_1+ik_1)(H-z)}}{e^{-(a_1+ik_1)H}} e^{i\omega t}. \quad (17)$$

Звідси, для хвилі що розповсюджується в позитивному напрямі, знайдемо розв'язок рівняння (8) в наступному вигляді:

$$v(z,t) = D_2 \frac{e^{(a_1+ik_1)(H-z)}}{e^{-(a_1+ik_1)H}} e^{i\omega t}. \quad (18)$$

Підставляючи вираз (18) в граничну умову (5), знайдемо комплексну амплітуду D_2 :

$$D_2 = \frac{Q e^{-(a_1+ik_1)H}}{\{[(c_2 - m\omega^2) - k_1\eta_s\omega F_2 H] + ia_1\eta_s\omega F_2 H\} e^{(a_1+ik_1)H}}. \quad (19)$$

Помножимо чисельник і знаменник виразу (19) на комплексне число, зпряжене комплексному числу знаменника. Отримаємо:

$$D_2 = \frac{Q e^{-(a_1+ik_1)H} \{[(c_2 - m\omega^2) - k_1\eta_s\omega F_2 H] - ia_1\eta_s\omega F_2 H\}}{\{[(c_2 - m\omega^2) - k_1\eta_s\omega F_2 H]^2 + (a_1\eta_s\omega F_2 H)^2\} e^{(a_1+ik_1)H}}. \quad (20)$$

Аналіз знаменника отриманої залежності (20) для комплексної амплітуди D_2 показує, що вираз $k_1\eta_s\omega FH = \frac{\eta F_2 H \omega^2}{a_1}$ є інерційною силою цементобетонної суміші, а вираз $a_1\eta_s\omega F_2 H$ силу непружного опору. При цьому приведена маса цементобетонної суміші при зсувних деформаціях може бути визначена з наступної залежності:



$$m_\tau = \frac{\eta_s F_2 H}{a_1}, \quad (21)$$

а коефіцієнт непружного опору при зсувних деформаціях з наступної залежності:

$$b_\tau = a_1 \eta_s F_2 H. \quad (22)$$

На підставі (21) і (22) вираз (20) перетвориться до наступного вигляду:

$$D_2 = \frac{Q e^{-(a_1 + ik_1)H} \{ [c_2 - (m + m_\tau)\omega^2] - ib_\tau \omega \}}{\{ [c_2 - (m + m_\tau)\omega^2]^2 + (b_\tau \omega)^2 \} e^{(a_1 + ik_1)H}}. \quad (23)$$

Підставляючи вираз (23) в залежність (18), знайдемо в комплексній формі зв'язок рівняння (3), що задовольняє граничним умовам (5) і (6):

$$v(z, t) = \frac{Q e^{-(a_1 + ik_1)z} \{ [c_2 - (m + m_\tau)\omega^2] - ib_\tau \omega \}}{[c_2 - (m + m_\tau)\omega^2]^2 + (b_\tau \omega)^2} e^{i\omega t}. \quad (24)$$

Виділяючи з отриманого виразу (24) уявну частину комплексного числа, отримаємо після достатньо складних перетворень зв'язок хвильового рівняння коливань (3), що задовольняє граничним умовам (5) і (6) в наступному вигляді:

$$\begin{aligned} v(z, t) &= Q e^{-a_1 z} \frac{\cos k_1 z \sin(\omega t - \varphi) - \sin k_1 z \cos(\omega t - \varphi)}{\sqrt{[c_2 - (m + m_\tau)\omega^2]^2 + (b_\tau \omega)^2}} = \\ &= Q e^{-a_1 z} \frac{\sin(\omega t - \varphi - k_1 z)}{\sqrt{[c_2 - (m + m_\tau)\omega^2]^2 + (b_\tau \omega)^2}}, \end{aligned} \quad (25)$$

де φ - кут зсуву фаз,
$$\varphi = \arctg \frac{b_\tau \omega}{c_2 - (m + m_\tau)\omega^2}. \quad (26)$$

Отриманий вираз (25) описує закон коливань динамічної системи „рухома рама – ущільнюване середовище“, тобто воно при $z = 0$ описує коливання рухомої рами віброплощадка, при $z > 0$ описує рух цементобетонної суміші, а при $z = H$ – рух верхнього шару суміші:

$$v(0, t) = A_{0\tau} \sin(\omega t - \varphi); \quad (27)$$

$$v(z, t) = A_{0\tau} e^{-a_1 z} \sin(\omega t - \varphi - k_1 z); \quad (28)$$

$$v(H, t) = A_{0\tau} e^{-a_1 H} \sin(\omega t - \varphi - k_1 H), \quad (29)$$

де A_0 – амплітуда коливань рухомої рами віброплощадки в горизонтальному напрямі

$$A_0 = \frac{Q}{\sqrt{[c_2 - (m + m_\tau)\omega^2]^2 + (b_\tau \omega)^2}}. \quad (30)$$

Дотичне напруження, яке виникає в ущільнюваній цементобетонній суміші при зсувних деформаціях, викликане горизонтальними коливаннями рухомої рами віброплощадка, визначиться при підстановці виразу (30) в рівність (2):

$$\tau(z, t) = -A_0 \eta_s \omega \sqrt{a_1^2 + k_1^2} e^{-a_1 z} \cos(\omega t - \varphi_1 - k_1 z), \quad (31)$$

де $\varphi_1 = \varphi - \arctg \frac{k_1}{a_1}. \quad (32)$

При цьому напруження, яке виникає у основі ущільнюваного шару і на його поверхні, визначиться відповідно з наступних виразів:

$$\tau(0, t) = -A_0 \eta_s \omega \sqrt{a_1^2 + k_1^2} \cos(\omega t - \varphi_1); \quad (33)$$

$$\tau(H, t) = -A_0 \eta_s \omega \sqrt{a_1^2 + k_1^2} e^{-a_1 H} \cos(\omega t - \varphi_1 - k_1 H). \quad (34)$$

Зміна величини середнього дотичного напруження в ущільнюваному шарі цементобетонної суміші залежно від часу t визначиться з наступного виразу:

$$\begin{aligned}\tau_{\bar{n}\bar{d}}(t) &= \frac{1}{H} \int_0^H \tau(z,t) dz = \frac{A_0 \eta_s \omega \sqrt{a_1^2 + k_1^2}}{H} \int_0^H e^{-a_1 z} \cos(\omega t - \varphi_1 - k_1 z) dz = \\ &= \frac{A_0 \eta_s \omega}{H} \sqrt{(1 - e^{-a_1 H} \cos k_1 H)^2 + \sin^2 k_1 H} \cos(\omega t - \varphi + \theta_2),\end{aligned}\quad (35)$$

$$\text{де } \theta_2 = \operatorname{arctg} \frac{\sin k_1 H}{1 - e^{-a_1 H} \cos k_1 H}.\quad (36)$$

Амплітуда середнього дотичного напруження, яке виникає в ущільнюваному шарі цементобетонної суміші в горизонтальному напрямі при зсувних деформаціях, викликана горизонтальними коливаннями рухомої рами віброплощадка, визначиться з виразу (35), тобто

$$\tau_{0\bar{n}\bar{d}} = -\frac{A_0 \eta_s \omega}{H} \sqrt{(1 - e^{-a_1 H} \cos k_1 H)^2 + \sin^2 k_1 H}\quad (37)$$

Висновки.

1. На основі теоретичних досліджень динамічної системи «віброплощадка – ущільнюване середовище», в якій останнє представлено у вигляді системи з розподіленими параметрами, розроблена фізико-механічна модель, що дозволяє достатньо точно визначити дисипативні і інерційні сили, що діють з боку суміші, на вібраційну машину при горизонтально направлених коливаннях.

2. Визначені дотичні напруження, які виникають в цементобетонній суміші при її взаємодії з днищем форми.

3. Отримані теоретичні залежності дозволяють встановити закон руху цементобетонної суміші і віброплощадки, визначити основні параметри віброплощадки і раціональні режими вібраційної дії на цементобетонну суміш залежно від геометричних розмірів і конфігурації формованого виробу.

4. Запропоновані теоретичні залежності є основою для розробки і проектування віброплощадок і дебалансних віброзбуджувачів кругових коливань, призначених для формування просторових залізобетонних конструкцій.

Література

1. Нестеренко М.П. Вібраційні площадки з просторовими коливаннями для виготовлення залізобетонних виробів широкої номенклатури / М.П. Нестеренко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2005. – Вип. 16. – С. 177–181.
2. Ахвердов И.Н. Основы физики бетона / И.Н. Ахвердов. – М.: Стройиздат, 1981. – 464 с.
3. Гусев Б.В. Вибрационная технология бетона / Б.В. Гусев, В.Г. Зазимко. – К.: Будівельник, 1991. – 160 с.
4. Десов А.Е. Вибрированный бетон. – М.: Госстройиздат, 1956. – 230 с.
5. Гольдштейн Б.Г. Глубинные вибраторы для уплотнения бетона / Б.Г. Гольдштейн, Л.П. Петрунькин. – М.: Машиностроение, 1966. – 169 с.
6. Овчинников П. Ф. Виброреология. / П.Ф. Овчинников. – К.: Наукова думка, 1983. – 272 с.
7. Сивко В.И. Основы механики вибрируемой бетонной смеси / В. И. Сивко. – К.: Высш. шк., 1987. – 168 с.
8. Олехнович К.А. Исследования характера многокомпонентных колебаний малозумных виброплощадок / К.А. Олехнович, Ю.И. Виноградов. – Полтава: ПИСИ, 1980. – 13 с.
9. Орисенко О.В. Дослідження просторового руху робочого органа вібраційної машини для формування трубчастих залізобетонних виробів / О.В. Орисенко, М.П. Нестеренко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2000. – Вип. 6, частина 1. – С.172 – 175.
10. Маслов А.Г. Вибрационные машины и процессы в дорожном строительстве / А.Г. Маслов, В.М. Пономарь // К.: Будівельник, 1985. – 128 с.
11. Назаренко І.І. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії: Навчальний посібник / І.І. Назаренко. – К.: КНУБА, 2007. – 230 с.
12. Файвусович А.С. Реологические свойства бетонных смесей при ударных и ударно-вибрационных воздействиях / А.С. Файвусович, Ю.А. Зубов // Изв. вузов. Стр-во и архитектура, 1981, № 11, с. 68 – 71.



УДК 62-192

А. Т. Свідерський, к.т.н. доцент КНУБА
М. М. Делембовський, асистент КНУБА

ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ МЕТОДОЛОГІЇ ОЦІНКИ НАДІЙНОСТІ ВІБРОМАШИН БУДІВЕЛЬНОЇ ІНДУСТРІЇ

АНОТАЦІЯ: Робота присвячена розгляду питань підвищення надійності вібромашин будівельної індустрії. На сьогодні проблемою є визначення оптимального запасу міцності при розрахунку на міцність в залежності від прогнозованих критеріїв надійності.

Ключові слова: вібромашина, критерії, проектування, експлуатація, ремонт, безвідмовність, довговічність, ремонтпридатність, справний, несправний, працездатний, непрацездатний, граничний, еталонна модель.

АННОТАЦИЯ: Работа посвящена вопросам повышения надежности вибромашин строительной индустрии. На сегодня проблемой является определение оптимального запаса прочности при расчете на прочность в зависимости от прогнозируемых критериев надежности.

Ключевые слова: вибромашина, критерии, проектирование, эксплуатация, ремонт, безотказность, долговечность, ремонтпригодность, исправное, неисправное, работоспособное, неработоспособное, предельное, эталонная модель.

ANNOTATION: The work is devoted to increasing the reliability of vibrators construction industry. At present, the problem is to determine the optimal safety factor when calculating the strength depending on the projected reliability criteria.

Keywords: vibromachines, criteria, design, operation, maintenance, reliability, durability, maintainability, serviceability, broken, able-bodied, disabled, limit, reference model.

Вступ. Вібраційні машини (вібромашини) широко використовуються в будівельній індустрії при виготовленні бетонних та залізобетонних виробів. Ефективність їх роботи в значній мірі залежить від достатньо конкретного врахування діючих сил системи та надійності роботи елементів вібромашин. На даний момент часу практично відсутні роботи по розробці методів оцінки надійності вібромашин на різних стадіях проектування. Також, практика експлуатації вібромашин будівельної індустрії засвідчує частий вихід із ладу деталей та вузлів цих машин внаслідок недостатньої довговічності та безвідмовності.

Постановка проблеми. Прогнозування поведінки машин з точки зору критеріїв надійності вимагає більш точного прогнозування поведінки в різних умовах експлуатації, розробки нової методики розрахунку цих критеріїв на стадії розробки нормативно-технічної конструкторської документації.

Практично надійність зв'язана в першу чергу з прогнозуванням, так як констатація того чи іншого рівня надійності для вібромашин, вже відпрацювавши свій ресурс, мають малу цінність. Особливо на різних етапах створення вібромашин – при її проектуванні або при наявності експериментального зразку – необхідно дати оцінку її надійності в передбачуваних умовах експлуатації.

На сьогодні проблемою є визначення оптимального запасу міцності при розрахунку на міцність в залежності від прогнозованих критеріїв надійності.

Актуальність роботи. Розробка методів підвищення більш точного розрахунку критеріїв надійності конкретних вузлів та деталей машин залишається актуальною. Відмова хоча б одного з елементів машини призводить до порушення роботи всієї системи, а отже чим складніша машина, тим актуальніше стоїть питання розрахунку надійності вібромашини.

Хід роботи. Прогнозування надійності відбувається на всіх етапах проектування, експлуатації та ремонту.

Найбільша проблема і цікава для дослідження – проектування, а саме теоретичне обґрунтування конструктивної документації. При цьому актуальним є отримання

конструктивних параметрів деталей та вузлів в залежності від прогнозування показників надійності: напрацювання на відмову безвідмовності, довговічності і ремонтпридатності. Основним з них є показник безвідмовності, тому ставиться наукова задача обґрунтувати і розробити теорію математичного розрахунку даного показника.

На сьогодні відомі праці в цій галузі вчених Кравченко І. Н., Болотин В. В., Бараш А. Л., Проников А.С., Фролов К. В. та інші. Найбільш цікавою з точки зору поставленої наукової задачі є робота Кравченка І. Н. В даній роботі згідно досліджень, надійність вібромашини може знаходитися в одному з наступних станів: справному, несправному, працездатному, непрацездатному і граничному (рисунок 1).

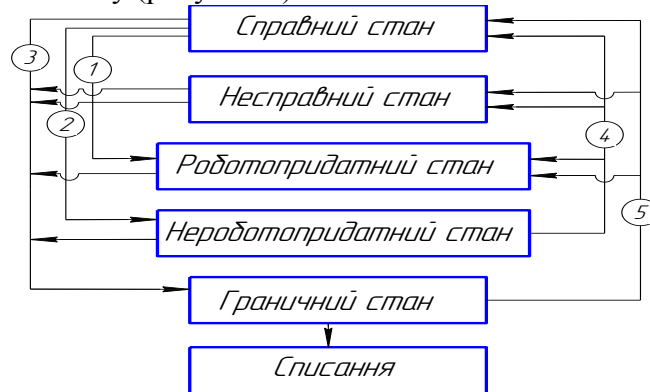


Рисунок 1. Схема основних станів вібромашини та подій.

1- пошкодження; 2- відмова; 3- перехід вібромашини в граничний стан; 4- відновлення; 5- ремонт. *Справний стан* – властивість вібромашини, при якій вона відповідає всім вимогам нормативно-технічної і конструктивної документації.

Несправний стан – властивість вібромашини, при якій вона не відповідає хоча б одній вимозі нормативно-технічної і конструктивної документації.

Працездатний стан – властивість вібромашини, при якому значення всіх параметрів, характеризуючи властивості виконання заданих функцій, відповідати вимогам нормативно-технічної і конструктивної документації.

Непрацездатний стан – властивість вібромашини, при якій значення хоча б одного параметра, характеризуючого властивість виконання заданої функції, не відповідає вимогам нормативно-технічної і конструктивної документації.

Граничний стан – властивість вібромашини, при якій її подальше використання по призначенню недопустимо та недоцільно або відновлення її справного чи працездатного стану неможливо чи недоцільно.

Оцінка граничного стану вібромашини здійснюється за критеріями (таблиця 1).

Таблиця 1

Критерії граничного стану складових частин вібромашин.

| Найменування агрегату чи вузла | Критерії граничного стану |
|--------------------------------|--|
| Рамні конструкції | 1. Втомлювальні поперечні тріщини по периметру більші 40%; 2. Вгнутість, закручування та інші пошкодження, перевищуючі допустимі границі, для ліквідації яких необхідно повністю демонтувати рамну конструкцію. |
| Зубчасті передачі | 1. Граничне зношення зубців; 2. Викришування робочої поверхні зуба загальною площею більше 25%. |
| Муфта щеплення | Зношення шліців або посадочного місця під підшипники на валу чи злам валу, при якому необхідна його заміна. |
| Карданний вал | 1. Тріщина в трубах, вилках, по зварним швам; 2. Граничний знос шліцевих з'єднань; 3. Граничний знос отворів під стакани підшипників. |



Властивість вібромашини безперерійно зберігати працездатний стан на протязі деякого часу або деякого напрацювання називається *безвідмовністю*.

Першоступеневе значення безвідмовності має для об'єкту відмова, яка викликає перебої в роботі вібромашин.

Основною класифікацією відмов являється характер виникнення і особистого протікання процесів призводячи до відмови (рисунок 2).

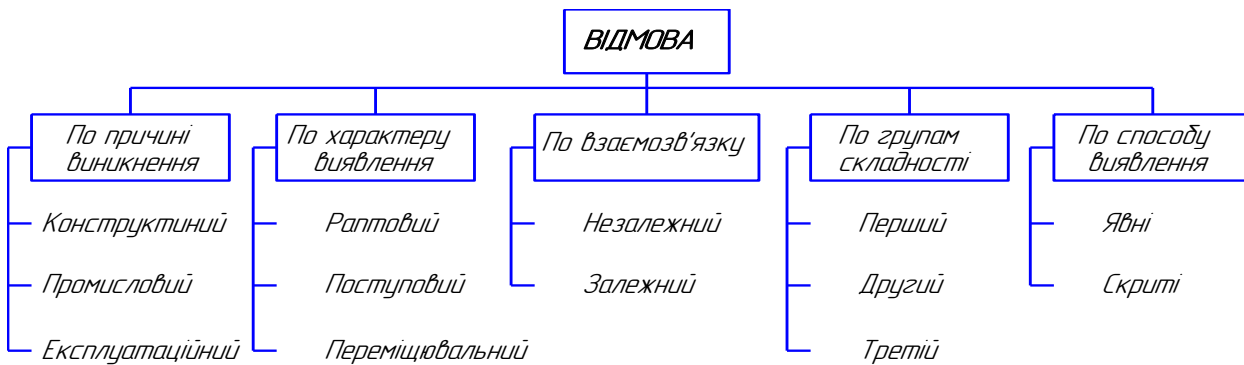


Рисунок 2. Класифікація відмов.

Відмови ділять по причині виникнення, характеру проявлення, взаємозв'язку, групах важності і способу проявлення. Крім того відмови бувають ресурсні і деградаційні.

Підвищення якості вібромашин залежить від багатьох причин, основа з яких – якісна вібраційного устаткування. Невід'ємною частиною якості є клас точності вібромашин або погрішність, з якою моделюються коливання. Тому основне завдання роботи – підвищення якості як існуючих моделей, так і створюваних вібромашин. Для цього пропонується сукупність критеріїв, оцінки якості вібромашин; показується зв'язок вимірювальної техніки із завданням підвищення якості вібромашин; розглядаються погрішності, що виникають на етапах проектування, виготовлення і експлуатації вібромашин; розглядається зв'язок виникаючих погрішностей з якістю вібромашин; пропонується, які завдання необхідно вирішувати на кожному з аналізованих етапів, щоб добитися зниження наявних погрішностей, а також добитись і підвищення якості вібромашин. Для оцінки якості до вібромашин пропонується наступна сукупність критеріїв:

ψ — відповідність вібростенда рівню завдань, що покладаються на нього;

δ — відповідність вібростенда своєму технічному проекту;

ζ — відповідність технічного проекту вібростенда досягненням науки і техніки;

η — відповідність вібростенда необхідній експлуатаційній надійності.

Таким чином, еталонна модель (модель, в якій відсутній цілий ряд частковостей, врахування яких є необхідною умовою при проектуванні реальної машини) — виріб, у якого критерії оцінки якості відповідно $\psi = \psi_0$; $\delta = \delta_0$; $\eta = \eta_0$; $\zeta = \zeta_0$, де ψ_0 δ_0

$$M = \varphi(N). \quad (1)$$

Вид цієї залежності різний, наприклад в роботі $M = N^{-1}$.

Приведемо декілька припущень:

1. Зразку відповідає максимальна точність

$$M(\psi_0, \delta_0, \zeta_0, \eta_0) = M_{\max}. \quad (2)$$

2. Зразку відповідає мінімальна похибка

$$N(\psi_0, \delta_0, \zeta_0, \eta_0) = N_{\min}. \quad (3)$$

3. Зразку відповідає найвища якість

$$K(M_{\max}) = K(N_{\min}) = K_{\max}. \quad (4)$$

Всі три припущення цілком природні. Формалізація їх необхідна для постановки основного завдання, а також ряду завдань, і залучення до їх рішення відповідного математичного апарату.

На підставі приведених припущень сформульовані наступні умови ефективності роботи вібротрищин:

1. Для забезпечення найвищої якості віброплощадки, необхідно і достатньо, щоб вона мала найвищу точність (найменшу похибку) виготовлення (моделювання).

Необхідна умова: віброплощадка має найвищу якість K_{\max} . Доведемо, що воно має найвищу точність або найменшу похибку. Оскільки віброплощадка має K_{\max} то по припущення (4) його можна прийняти за зразок. Зразку відповідає рівність критеріїв $\psi = \psi_0, \zeta = \zeta_0, \eta = \eta_0$. З припущення (2, 3) слідує найвища точність $M(\psi_0, \delta_0, \zeta_0, \eta_0)$ найменша похибка $N(\psi_0, \delta_0, \zeta_0, \eta_0) = N_{\min}$. Тоді отримується умова забезпечення якості:

$$K_{\max} \rightarrow \text{віброплощадка} : \psi = \psi_0, \delta = \delta_0, \zeta = \zeta_0, \eta = \eta_0 \rightarrow M_{\max}, N_{\min}. \quad (5)$$

2. Найвища точність M_{\max} (найменшу похибку N_{\min}) вібротрищин досягається шляхом забезпечення найвищої якості:

$$M_{\max} \rightarrow M_{\max} = M(\psi_0, \delta_0, \zeta_0, \eta_0) \rightarrow \text{віброплощадка} \rightarrow K_{\max}, \quad (6)$$

$$N_{\min} \rightarrow N_{\min} = N(\psi_0, \delta_0, \zeta_0, \eta_0). \quad (7)$$

Отже, підвищення якості вібротрищин може бути забезпечено при виготовленні її в максимальному наближенні до еталону, тобто при прагненні кількісних значень критеріїв якості до заданих значень $\psi \rightarrow \psi_0, \delta \rightarrow \delta_0, \zeta \rightarrow \zeta_0, \eta \rightarrow \eta_0$.

З технічної точки зору рішення цієї задачі пов'язано з виявленням, вимірюванням, аналізом і мінімізацією похибки на безлічі введених критеріїв $\{\psi, \delta, \zeta, \eta\}$ на всіх етапах створення та експлуатації віброплощадки.

Висновки.

1. Підвищення якості вібротрищин може бути забезпечено при виготовленні їх в максимальному наближенні до еталону.

2. Ефективність роботи в значній мірі залежить від достатньо конкретного врахування діючих сил системи та надійність роботи елементів вібротрищин.

Необхідно враховувати, що підвищення якості вібротрищин в роботі зв'язується з рішенням задачі про підвищення точності моделюючих коливань.

Література

1. А.С. Проников. Надежность машин. – М.: Машиностроение, 1978 – 592 с.
2. А.С. Проников. Параметрическая надежность машин. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002 – 560 с.
3. І.І. Назаренко. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії: Навчальний посібник. – К.: КНУБА, 2007.
4. І.І. Назаренко. Машини для виробництва будівельних матеріалів: Підручник. – К.: КНУБА, 1999
5. Назаренко І. І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем. Навчальний посібник (2-е видання). К.: Видавничий дім «Слово», 2010. – 440 с.
6. Назаренко І. І., Гарнець В. М., Свідерський А. Т., Пентюк Б. М. Системний аналіз технічних об'єктів. К.: КНУБА, 2009. – 164 с.
7. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин: Учеб. пособие для вузов. – К.: УМК ВО Украины. – 1990. – 166 с.
8. Назаренко І.І. Прикладные задачи теории вибрационных систем: Учеб. пособие. – К.: ИСИО, 1993, – 216 с.
9. Кравченко І. Н., Зорін В.А, Пучин Е.А. та Бондарева Г.І. Основы надежности машин.: Учеб. пособие – Часть 1– М.: Изд-во, 2007 – 224 с.



Технологія і організація виробництва

УДК 69.057.2 (088.8)

К. В. Черненко, аспірант, інж. 1-ої категорії кафедри ТБВ КНУБА

ІСТОРИЯ, СУЧАСНИЙ СТАН І ПЕРСПЕКТИВИ БУДІВНИЦТВА БУДИНКІВ І СПОРУД З ВЕЛИКОРОЗМІРНИМИ ПОКРИТТЯМИ

АННОТАЦІЯ. В роботі розглядається історія, стан і перспективи можливого розвитку технології монтажу великорозмірних покриттів повною заводською готовністю за рахунок впровадження потужних гідравлічних пристроїв – систем (на базі домкратів вітчизняного виробництва), зданих виконувати переміщення і піднімання цих покриттів масою у кілька тисяч тон.

АННОТАЦИЯ. В работе рассматривается история, состояние и перспектива возможного развития технологии монтажа большепролетных покрытий полной заводской готовности за счет внедрения мощных гидравлических приспособлений – систем (на базе домкратов отечественного производства) способных выполнять перемещение и подъем этих покрытий массой в несколько тысяч тонн.

THE SUMMARY. In work the history, a condition and prospect of possible development of technology of installation of wide-span coverings of full factory readiness at the expense of introduction of powerful hydraulic adaptations - systems (on the basis of domestic production jacks) capable to carry out moving and lifting of these coverings in weight in some Thousand tons is considered.

Постановка задачі. Спорудження виробничих корпусів великих розмірів з площею більше 30-50 тис. м² показує, що при будівництві цих об'єктів найбільш трудомістким є монтаж конструкцій покриттів з масою більше технічних параметрів одного, двох чи більше кранів, які на час аналізу методів і технології монтажу використовувалися у будівництві. В цьому випадку доцільніше застосовувати методи з використанням стрічкових крокових підйомників, або різні методи підрощування. Останні передбачають послідовне приєднання нижче розташованих елементів до нижніх площин раніше змонтованих вище розташованих конструкцій. Обов'язковою умовою при цьому є підйом (переважно примусовий) і тимчасове утримання або закріплення змонтованої частини чи усього перекриття.

Розроблені за часів Радянської України основи монтажу будівель і споруд були побудовані на “інтенсифікації і науково-технічному прогресі, пов'язаного з рішеннями задач по підвищенню виробництва, зниженню і ліквідацією важкої ручної праці, економії усіх видів матеріально-технічних ресурсів (матеріалів, енергоресурсів, машинного часу), удосконаленню організації та керування будівельним процесом, застосуванню комплексної механізації і потокових методів виконання робіт. При цьому, аналіз технологічних рішень методів монтажу будівель і споруд підтверджує, що найбільш ефективним був і є їх “великоблоковий монтаж”, який заснований на концентрації матеріальних і людських ресурсів в основному за межею будівельного об'єкту на заводах, які виготовляють ці перекриття, або майданчиках укрупнювального складання, конвеєрних лініях тощо, які перетворюють будівництво в збірний процес із готових частин-блоків” [1].

Результати дослідження. Таким чином, в перерахованих вище підвалинах, головною метою була індустріалізація будівництва, що визначала побудову *єдиного промислово-будівельного конвеєру* котрий об'єднав би працю *проектувальників, виробників* конструкцій (блоків повної заводської готовністю) і технологічного обладнання та *монтажників*. Єдиний конвеєр повинен був перетворити будівництво в *потоковий процес комплексного механізованого збирання будівель і споруд із великорозмірних елементів повної заводської готовності*. За рахунок такого упровадження передбачалося значно підвищити

продуктивність праці, швидкість зведення об'єктів та зниження вартості будівництва. Розрахунки свідчать, що виконання завдань по індустріалізації особливо у промисловому будівництві в цьому напрямку змогли би дозволити перемістити до 40% робочих з основного будівельного майданчика на конвеєрні лінії та збирально-комплектувальні ділянки-майданчики та підприємства.

Історію розвитку наукових основ технології монтажу будівельних конструкцій, які найшли найбільше відображення за останні 50-75 років можна охарактеризувати наступними періодами:

- перший, поклав початок науковими працями д.т.н., професорів С. С. Атаєва, Д. Д. Бізюкіна, М. С. Буднікова, Ю. М. Лейбфрейда, О. О. Літвінова, В. Н. Сізова, В. І. Швіденка; к.т.н., доцентами С. З. Альперовича, Н. Г. Аммосова, Н. С. Канюки, В. Г. Яворського та інших. Роботи цих авторів торкалися в основному опису з детальними подробицями того, що і як здійснювалось на будівництві. Які застосовувались крани, щогли, стріли, портали, лебідки та інші механізми, наводились приклади будівництва конкретних об'єктів, діявся аналіз роботи виконавці-монтажників, такелажників, кранівників тощо. Робилась спроба визначити і узагальнити монтажні робочі прийоми, операції, процеси. Найбільше відображення все це знайшло у посібниках і підручниках для студентів вищих навчальних закладів, так і для підготовки робочих-монтажників у профтехучилищах. Цей період продовжувався 20-40 років [2-3];

- другий, став початком значного узагальнення і вирішення народно-господарчої проблеми по створенню організаційно-технологічних рішень і доведення їх до тимчасових, а потім і типових. Останні затверджувались відповідними міністерствами (наприклад: Мінмонтажспецбудом СРСР, Мінмонтажспецбудом УСРС та відповідними спеціалізованими відомствами, проектними, науково-дослідними інститутами і будівельними організаціями. Ці розробки були обов'язковими для виконання всіма будівельниками. Таким чином накопичувався великий проектний і науковий потенціал виконання монтажних робіт при спорудженні різних промислових, цивільних, житлових будинків і споруд для різних галузей народного господарства. Значний вклад в розвиток цього напрямку було внесено д.т.н., професорами – В. С. Балицьким, Д. Ф. Гончаренком, А. М. Лівінским, В. І. Торкатюком, В.Д. Топчієм, П. П. Федоренком, В. К.Черненком; к.т.н., професорами В. Д. Жваном, Г. С. Ніжніковським, Е. Д. Косенковим, Р. А. Гребеніком, С. В. Кожем'якою, В. Г. Кімом; к.т.н., доцентами Н. І. Котлярем, Г. М. Тонкачєєвим; виробничниками Б. І. Вакуленком, Л. А. Колесніковим, А. О. Саакяном, Н. П. Ситніком. Серед іноземних вчених слід відзначити професорів L. Rowinski, K. Fidler, K. Fliger та багато інших [4-5,7,10].

Отже, *загальний висновок* охарактеризованих періодів становлення «Технології монтажу будівельних конструкцій», як наукового розділу прикладної науково-технічної дисципліни «Технологія будівельного виробництва», куди увійшов і окремий напрямок – технологія монтажу великорозмірних (великогабаритних, надважких конструкцій – блоків покриття), дослідники, вчені і виробничники спочатку торкалися конкретного опису монтажно-технологічних рішень з практики проектування чи безпосередньо ситуацій, які виникали на виробництві, створенню нових кранів, машин, механізмів, монтажної оснастки, методів і способів виконання монтажних робіт тощо.

Ці праці знайшли широке застосування при написанні перших підручників та посібників по монтажу будівельних конструкцій, монографій, багатьох наукових робіт по розгляду конкретних монтажних процесів пов'язаних з укрупненням конструкцій, їх оснасткою, підніманням, тимчасовим і постійним закріпленням тощо, які знайшли відображення в різних нормативних документах (типових чи тимчасових технологічних картах, монтажних схемах проектах виконання монтажних робіт), які були рекомендовані до впровадження у будівельну галузь. Окремо розглядалися методи монтажу відповідно для кожного по функціональним призначенням об'єктам (промислові, житлові одноповерхові

чи багатоповерхові будинки, цивільні, авіаційні, гідротехнічні, суднобудівельні, газові та нафтохімічні, сільськогосподарські та інші заводи, будівлі і споруди). Надавались рекомендації по їх впровадженню.

З формуванням великого обсягу таких робіт виникла проблема в пошуках ознак, які б відповідали загальним принципам. Роботи стали набирати теоретичні і методологічні ознаки. Кожен автор шукав в багатьох публікаціях характерні типові риси побудови організаційно-технологічних рішень у кожному монтажному процесі та у самій структурі методу монтажу. Сформувався, особливо на Україні, цілий напрямок робіт по формуванню методів монтажу і його структури. Серед перших робіт у цьому напрямку можна відзначити роботи Г. С. Ніжніковського, Г. М.Тонкачєєва, О. В. Федосової, В. К. Черненка [4, 5,10].

Далі, виходячи із ситуації, яка склалася в Україні за останні 20 років, а також криза значно вдарила по будівельній галузі. Будівництво більшості об'єктів було зупинено. Кадри, які працювали в цьому напрямку перейшли на іншу роботу або вийшли на пенсію. На зміну їм прийшли іноземні фірми зі своєю сучасною технікою і технологією. Про що свідчать такі приклади, як будівництво Саркофагу № 2 на Чорнобильській АЕС, монтаж покриття на Олімпійському стадіоні тощо. Промисловість України зараз не може конкурувати, наприклад, з сучасними іноземними монтажними кранами, монтажною оснасткою, транспортними засобами, які в змозі транспортувати готові блоки і технологічне обладнання масою до кількох тисяч тон і підіймати на проектні позначки як великорозмірні, так і надважкі (більше 5000 т.) блоки покриттів із повною заводською готовністю.

Наприклад: Філіал компанії будівельної техніки ОАО при XCMG – Китай був заснований у листопаді 2009 року. А вже в даний час продукція, яку вона випускає поставляється в різні країни. На сам перед - гусеничні крани вантажопідйомністю 30–2000 т, і автобетононасоси висотою подавання 36 – 56 м. Особливо слід відзначити гусеничний кран вищого класу XGC28000, який має велику вантажопідйомність, знімне гусеничне шасі, багатокомпонентну стрілу, мале питоме навантаження на дорогу, можливість переміщення з вантажем, велику висоту піднімання конструкцій тощо (рис.1.а).

Не менш цікавими є пневмоколісні крани, які здатні швидко переміщатися з одного будівельного майданчика на інший і відразу ставати до роботи на місці знаходження. Потужність таких сучасних кранів сягає більше 1000 т. Наприклад: кран [Liebherr LTM 11200-9.1](#) є найпотужнішим у світі – 1200 т, а його 100 м телескопічна стріла - найдовшою з таких стріл (рис.1. б).



а



б

Рисунок 1. Сучасні найпотужніші у світі крани: а - гусеничний - вищого класу XGC28000, вантажопідйомністю 2000 т (Китай); б - пневмоколісний - [Liebherr LTM 11200-9.1](#), вантажопідйомністю 1200 т (Німеччина).

Використання телескопічних і тросових гідродомкратів іноземними фірмами FAGIOLI, DLT-Dorman Long Technology, BHEL-PSWR SPEZIAL ISSUE_STRAND JACK,

VSL HEAVY LITING, TT Fijnmechanika BV, Enerpac та інших значно розширили діапазон технологічних рішень з використанням побудованих на їх основі різноманітних пристроїв (рис.2,3).

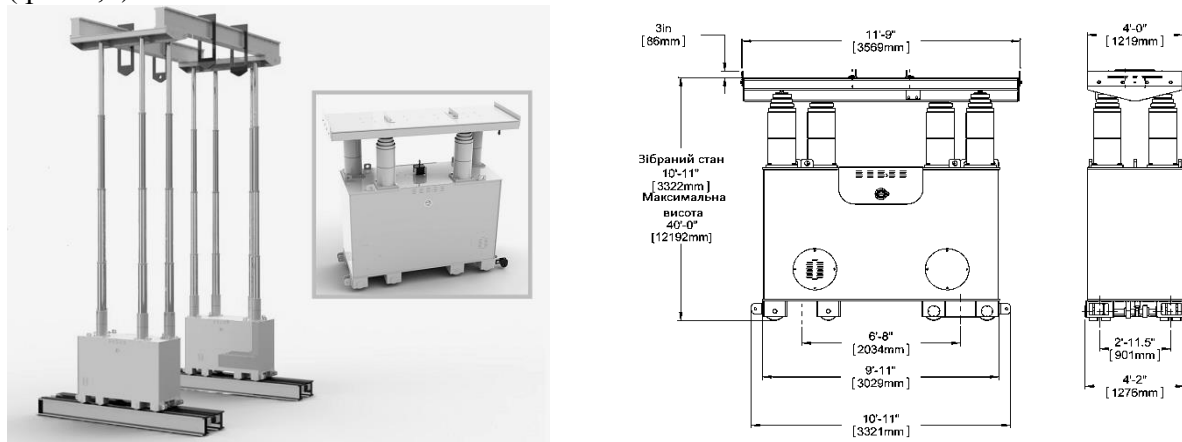


Рисунок 2. Загальний вигляд: а - гідравлічного пристрою EZ600-40 фірми FAGIOLI вантажо-підйомністю 690 т (при висоті піднімання Н= 5,49 м. і 250 т при – Н=12,19 м); б – технічні розміри.



а

б

Рисунок 3. Тросовий гідродомкрат (9 типових розмірних марок від HL45 до HL821 вантажністю від 45т до 821т): а – загальний вигляд; б – у робочому стані з пристроєм для намотування тросу.

Особливо це торкнулось монтажу надважких великогабаритних конструкцій і технологічного обладнання. Оpubліковані у різних іноземних виданнях переваги їх використання у порівнянні з стандартними крановими методами можна звести до наступного:

- гідродомкратні системи компактні і займають менше місця;
- дуже потужні (до 1500 т на одиницю);
- дозволяють виконувати монтажні роботи з високою точністю (мм);
- працюють в синхронному режимі, що дозволяє повністю автоматизувати з високою точністю процес піднімання конструкцій (відхилення менше 1 мм);
- шляхом з'єднання декількох домкратних тросових систем разом, великі надважкі блоки і частини споруд можуть легко переміщуватись як у вертикальному, так і в горизонтальному напрямках.

В теперішній час дослідження в галузі підвищення ефективності виконання будівельно-монтажних робіт здійснюють ряд науково-дослідних і проектних інститутів та технічних національних університетів України, таких як НДІБВ Держбуду України, НДІБК Держбуду України, КиївЗНДІЕП, УНДІ «ДІПРОМІСТО», Харківський ДІППромбудпроект, Київпроект, НДІ«НДІПроектреконструкція», УкрПКТІмонтажспецбуд, Київський, Харківський, Дніпропетровський, Одеський та інші національні університети будівництва і архітектури а також академія будівництва України.



Цими підприємствами виконані значні обсяги науково-дослідних робіт та дослідно-конструкторських розробок, що стосуються розробки організаційно-технологічних рішень з монтажу конструкцій для різних будинків і споруд, встановленню області раціонального використання залежно від їх конструктивних та об'ємно-планувальних вирішень як в умовах щільної забудови, так і з використанням сучасних методів виконання будівельно-монтажних процесів та робіт.

Практика зведення і реконструкції одноповерхових великорозмірних (особливо великорозмірних покриттів корпусів різних заводів), а також великогабаритного надважкого технологічного обладнання підтверджує, що найбільш трудомісткою операцією є заміна і монтаж конструкцій покриттів масою 300-5400 т., площею 400-4000 м² і висотою встановлення 18-34 м. [1,6-10].

На рис.4 представлена фото-фіксація сучасної технології монтажу різних великорозмірних і надважких конструктивних елементів, яку виконували іноземні фірми з використанням гідродомкратних пристроїв у тому числі і в Україні у місті Києві при монтажу вантового покриття Олімпійського стадіону в 2010-2011 роках. На жаль на Україні в даний час такої техніки і технології монтажу великорозмірних конструкцій – покриттів, надважкого технологічного обладнання немає. Приклади фото-фіксації монтажу наведені з мережі "Internet".



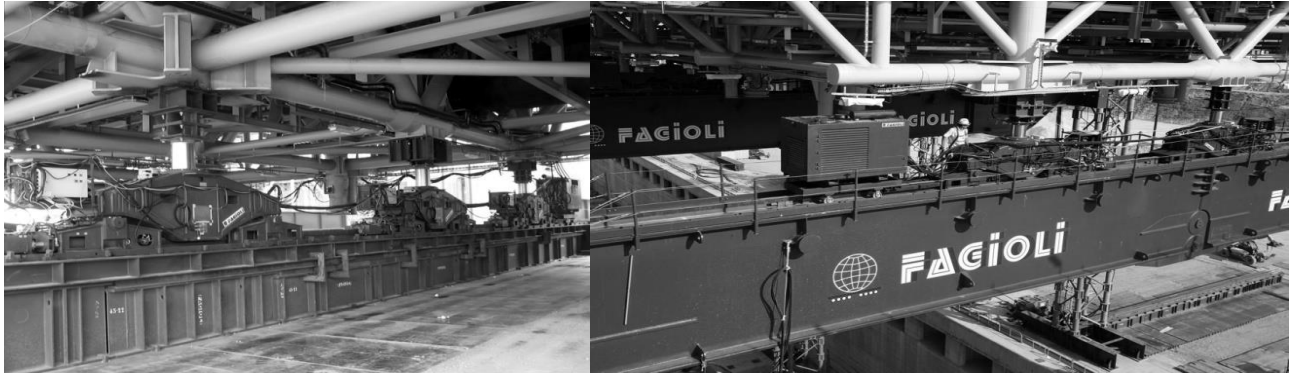


Рисунок 4. Фото-фіксація сучасних технологій з використанням телескопічних і тросових гідродомкратних систем різними іноземними фірмами (В центрі застосування тросових гідродомкратів для піднімання покриття на Олімпійському стадіоні у м. Києві).

Враховуючи складні будівельні прогнози на перспективи по використанню найсучасніших іноземних технологій на Україні, які можливо було б застосувати при будівництві нових будівель і споруд, реконструкції і монтажу технологічного обладнання, які мали би великорозмірні блоки, покриття чи частини споруди з повною заводською готовністю і масою до 5000 т., **виникла наукова проблемна ситуація (задача) по створенню і розробці таких організаційно-технологічних рішень за рахунок потужних гідродомкратних систем вітчизняного виробництва.** Створення і розробка гідродомкратних систем може стати одним із елементів наукового пошуку інженерів і наукових працівників, які працюють в цьому напрямку.

Висновки. 1. Вирішення цієї проблеми при зведенні і реконструкції покриттів і технологічного обладнання із застосуванням гідравлічних підйомників може значно скоротити вартість, термін і трудомісткість виконання монтажних робіт.

2. Метою подальшої роботи в цьому напрямку - підвищенню ефективності зведення одноповерхових будинків і споруд, як альтернативи традиційним крановим методам монтажу, може стати удосконалення технології піднімання великорозмірних та надважких блоків покриття масою у кілька тисяч тон за рахунок застосування гідравлічних підйомників з домкратами вітчизняного виробництва.

Література

1. Крупноблочный монтаж строительных конструкций /Л. А. Колесник, А. И. Шнайдер, В.К. Черненко, Н. И. Нестеренко, - К.: Будивельник, 1990. – 320 с.
2. Сизов В. Н., Тимофеевич В. С., Усенко В. М. Монтаж строительных конструкций. – М.: Высшая школа, 1969. – 404 с.
3. Швиденко В. И. Монтаж строительных конструкций. – М.: Высшая школа, 1987. – 240 с.
4. Нижниковский Г. С., Резниченко П. Г. Технология монтажа металлических конструкций. – Киев-Донецк: Выща школа, 1981. – 236 с.
5. Черненко В.К. Методы монтажа строительных конструкций.–Киев:Будивельник,1982.–208 с.
6. Технология монтажу будівельних конструкцій /В. К. Черненко, О. Ф. Осипов, Г. М. Тонкачєєв та інші; За ред. В. К. Черненко. – вид. 2-ге. – К: Горобець Г. С., 2011. – 372 с.: іл..
7. Назаренко В.Ф., Сытник Н.П., Николаев В.В., Кузьменко В.С. Гидроподъемные конструкции на монтаже большепролетных конструкций.//Монтажные и специальные работы в строительстве. – 1986. – № 5. – С. 15-20.
8. Черненко В. К., Ярмоленко М. Г., Батура Г.М. та ін. Технология будівельного виробництва: Підручник. За ред. В. К. Черненка, М.Г. Ярмоленка – К.: Вищ. шк., 2002. – 430 с.: іл.
9. Афонин И. А., Евстратов Г. И., Штоль Т. М. Технология и организация монтажа специальных сооружений: Учебное пособие для строит.вузов – м.: Высш.шк., 1986. – 368 с.
10. Технология и организация монтажа строительных конструкций: Справочник /Под ред. В.К.Черненко, В.Ф.Баранникова. – Киев: Будивельник, 1988. – 276 с.

УДК 624.15

С.Й. Цимбал, канд. техн. наук, професор КНУБА
О.В. Малишев, аспірант КНУБА

СТАТИЧНІ ВИПРОБУВАННЯ МОДЕЛЕЙ ПАЛІ В ГЛИНИСТИХ ГРУНТАХ

АННОТАЦІЯ. Представлено результати польових досліджень несучої здатності моделей вдавлюваних палі таврового та квадратного поперечного перерізу в глинистих ґрунтах.

Ключові слова: глинисті ґрунти, несуча здатність, паля, тавровий переріз.

АННОТАЦИЯ. Представлено результаты полевых исследований несущей способности моделей вдавливаемых свай таврового и квадратного поперечного сечения в глинистых грунтах.

Ключевые слова: глинистые грунты, несущая способность, свая, тавровое сечение.

ANNOTATION. The results of the field researches of bearing capacity of the pressed models piles t-and square cross-section in clay soils are presented.

Keywords: clay soils, bearing capacity, pile, t-cross-section.

Актуальність роботи. При влаштуванні пальових фундаментів методом статичного вдавлювання або забивання, майже завжди використовуються призматичні палі квадратного поперечного перерізу. Досвід їх використання вказує на те, що вони мають ряд недоліків, і на самперед низьке використання міцності матеріалу, вартість якого є досить високою. Так, наприклад, у висячих палях несуча здатність матеріалу використовується лише на 8-30% в порівнянні з несучою здатністю по ґрунту, в залежності від ґрунтових умов [4]. Це зменшує ефективність використання пальових фундаментів, а тому виникає потреба в пошуку нових ефективних конструкцій палі. В даній статті розглядаються палі таврового поперечного перерізу, які можуть конкурувати з палями суцільного поперечного перерізу.

Раніше отримані результати експериментальних лабораторних та польових досліджень палі таврового поперечного перерізу в піщаних ґрунтах вказують на їх високу ефективність в порівнянні з квадратними. Характер поперечного перерізу таврової палі суттєво відрізняється від поперечного перерізу квадратної палі, тому виникає необхідність більш ретельно вивчити взаємодію таврової палі з глинистим ґрунтом – м'якопластичним суглинком.



Рисунок 1. Моделі палі-штампів квадратного та таврового поперечного перерізу.

Методика та результати досліджень. В якості моделей палі використовувалися палі-штампиквадратної та таврової форми поперечного перерізу, виготовлені в масштабі 1:5 в порівнянні з натурними палями (рис.1). Матеріал палі – дерево. Конструктивною особливістю моделей цих палі є можливість визначення величини фактичного опору

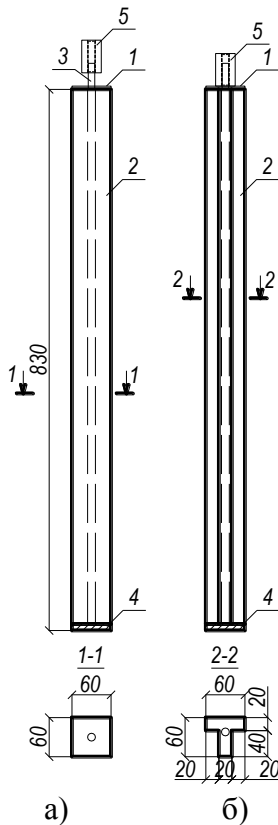


Рисунок 2. Моделі дослідних паль-штампів квадратної (а) і таврової (б) форми поперечного перерізу; 1 - металевий оголовок палі; 2 - дерев'яна бічна поверхня; 3 - шпилька; 4 - торець приварений до шпильки 3; 5 - металевий кругляк.

статичні випробування.

грунту майданчика в площині підшви та на бічній поверхні палі, а також для дослідження розподілу загального опору палі між підшвою та бічною поверхнею. Моделі заглиблювалися у ґрунт на 80 см, відносно заглиблення становило $80/6=13.3$. Основні параметри моделей паль-штампів наведено на рис. 2.

Дослідний майданчик, на якому проводилися дослідження знаходився поблизу с. Гребінки Білоцерківського району Київської області. На основі вивчення матеріалів геологічних вишукувань сусідніх ділянок та даних контрольного буріння та відкопування шурфів була встановлена наступна геологічна будова майданчика:

- ІГЕ-1 – ґрунтово-рослинний шар – суглинок темно-сірий, гумусований;
- ІГЕ-2 – суглинок лесовий, жовто-сірий, неспідаючий, м'якопластичний;
- ІГЕ-3 – суглинок буровато-сірий, жовтувато-сірий, напівтвердий.

Основні фізико-механічні характеристики ґрунтів зведено до таблиці 1.

Перед початком випробувань ґрунтово-рослинний шар (ІГЕ-1) зрізався, і з покрівлі суглинку (ІГЕ-2) відбувалося заглиблення паль методом вдавлювання.

Заглиблення паль відбувалося за допомогою двохтонного гідравлічного домкрату, що упирався в металеву балку. В якості привантаження використовувався автомобіль. Схема розміщення дослідних паль в плані зображено на рис. 3. Під час кожного дослідження контролювалася глибина заглиблення палі та зусилля вдавлювання. Особливе значення при проведенні експерименту має вертикальність палі, що контролювалася водяним рівнем та виском. Відпочинок паль після їх заглиблення становив 6 діб, після чого проводилися їх

Таблиця 1

Фізико-механічні характеристики дослідного майданчика

| Номер ІГЕ | Глибина залягання підшви, м | Щільність ґрунту, т/м ³ (г/см ³) | | | | Природна вологість, W | Пористість, n | Коефіцієнт пористості, e | Границя | | | Число пластичності, I _p | Показник текучості, I _L | Питоме зчеплення, c _н , кПа | Кут внутрішнього тертя, φ _н , град | Модуль деформації, E, МПа |
|-----------|-----------------------------|---|--------------------------------|--------------------------|------------------------|-----------------------|---------------|--------------------------|---------------------------|------------------------------|------|------------------------------------|------------------------------------|--|---|---------------------------|
| | | природного, ρ | сухого скелету, ρ _d | частинок, ρ _s | у виваженому стані, ρ' | | | | текучості, W _L | пластичності, W _p | | | | | | |
| 1 | 0.3 | 1,51 | | | | | | | | | | | | | | |
| 2 | 1.8 | 1,83 | 1,45 | 2,68 | 0,93 | 0,26 | 0,44 | 0,80 | 0,27 | 0,18 | 0,09 | 0,57 | 9,00 | 30 | 27 | |
| 3 | 5.0 | 2,01 | 1,75 | 2,68 | 1,1 | 0,15 | 0,35 | 0,53 | 0,22 | 0,14 | 0,08 | 0,2 | 9,00 | 25 | 13 | |

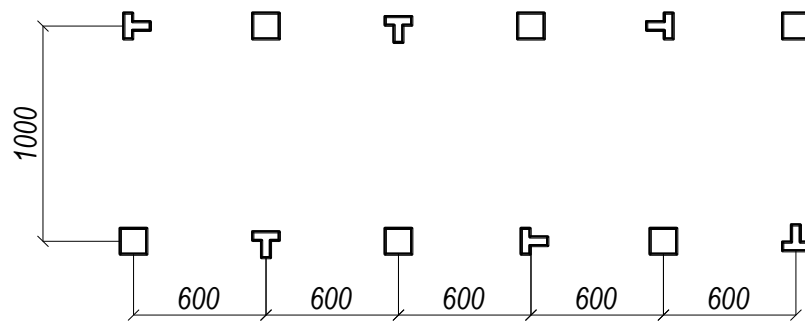
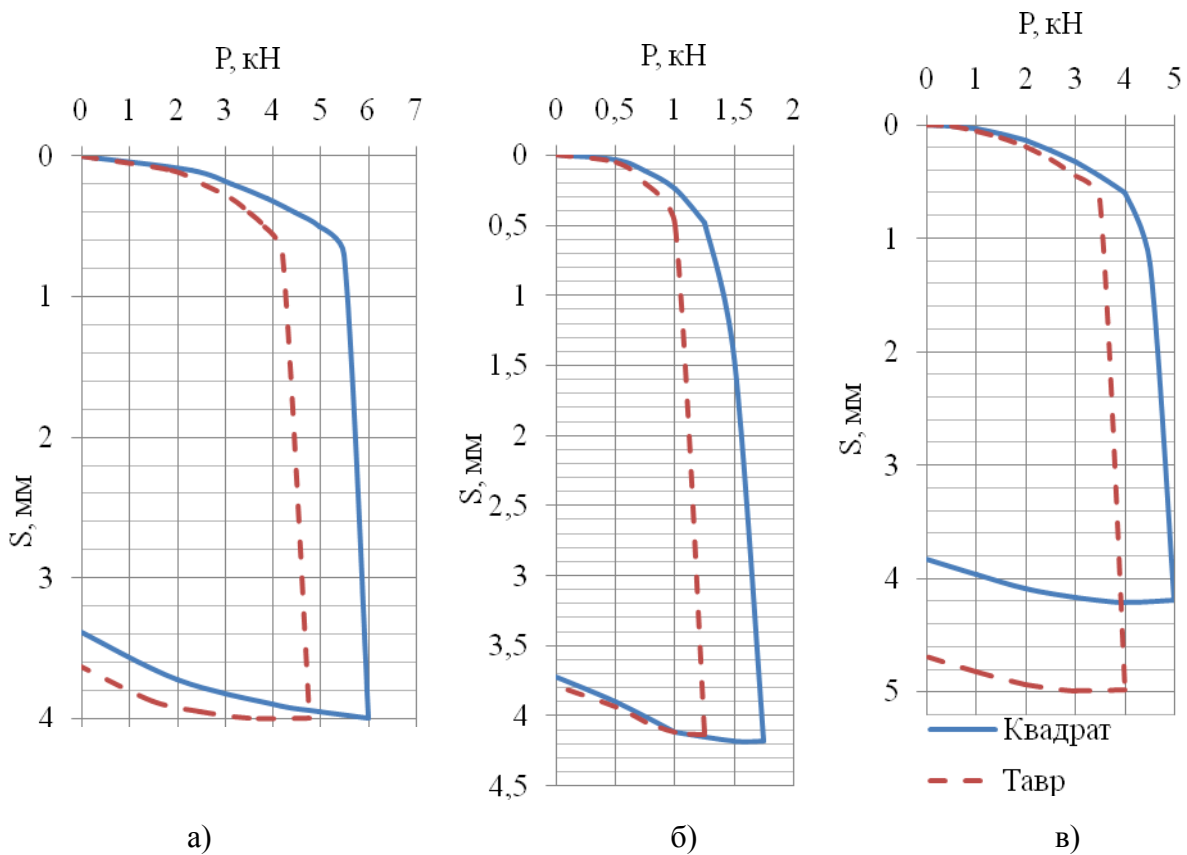


Рисунок 3. Схема розміщення дослідних паль в плані.

Рисунок 4. Графіки $S=f(P)$ за даними статичних випробувань: а) всієї палі; б) по підшові; в) по бічній поверхні.

Послідовність випробування паль-штампів прийнята наступною:

- визначення загального опору палі-штампу, тобто при сумісній роботі вістря та бічної поверхні;
- визначення опору по підшові палі;
- визначення опору оболонки-бічної поверхні.

Випробування підшови та бічної поверхні проходило через 6 діб після загального випробування палі.

Випробування проводилися до зриву при котрому відбувався безупинний приріст деформацій без збільшення навантаження. За критерій умовної стабілізації приймалася швидкість осідання палі на даному ступені навантаження, яка не перевищувала 0.01мм за кожні 15хв. випробувань. Навантаження палі виконувалося рівномірно з однаковими

ступенями, що становлять: 0.4кН – при випробуванні всієї палі, 0.15 кН при випробуванні підшви чи бічної поверхні.

Вертикальні переміщення фіксувалися за допомогою індикаторів годинникового типу розміщених на реперній системі з точністю вимірювань 0.01мм. Розвантаження паль проводилося ступенями по 0.3-0.8кН (що дорівнюють подвійним значенням ступенів навантаження), з витримуванням кожного ступеня не менш ніж 15хв.

Після проведення випробувань була виконана обробка отриманих даних статистичними методами [1], на основі якої були побудовані рафіки залежності $S=f(P)$ окремо для всієї палі, бічної поверхні та підшви (рис. 4), а результати зведені до таблиці 2.

Таблиця 2

Несуча здатність та питома несуча здатність паль при різних значеннях величини осідання

| № дослідних паль | ДП-1 (квадратна паля) | ДП-2 (таврова паля) |
|--|--------------------------|------------------------|
| Несуча здатність палі (S=0.1мм), кН | 2.30 | 1.87 |
| Питома несуча здатність, кН/м ³ | 798.61 | 1168.75 |
| Несуча здатність палі (S=0.2мм), кН | 3.17 | 2.56 |
| Питома несуча здатність, кН/м ³ | 1100.69 | 1600.00 |
| Несуча здатність палі (S=0.3мм), кН | 3.88 | 3.14 |
| Питома несуча здатність, кН/м ³ | 1347.22 | 1962.50 |
| Несуча здатність палі (S=0.5мм), кН | 5.00 | 3.83 |
| Питома несуча здатність, кН/м ³ | 1736.11 | 2393.75 |
| Несуча здатність палі (S=4.0мм), кН | 6.00 | 4.77 |
| Питома несуча здатність, кН/м ³ | 2083.33 | 2981.25 |

Використовуючи дані табл. 2 будуємо графіки залежності питомої несучої здатності від величини осідання для таврової та квадратної палі (рис.5).

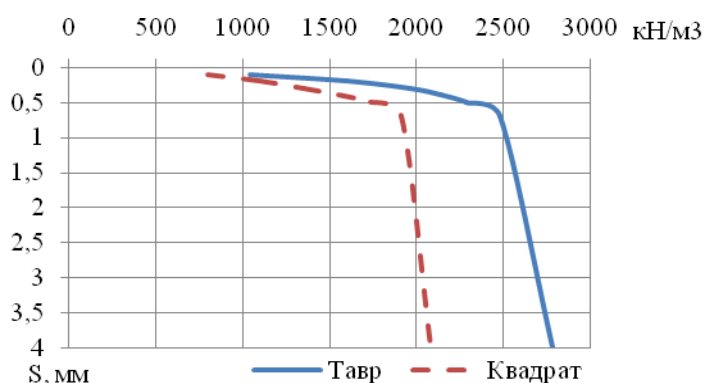


Рисунок 5. Зміна питомої несучої здатності в залежності від величини осідання.

Аналізуючи дані графіків $S=f(P)$ (рис. 4), таблиці 2 та рис. 5 можливо зазначити, що несуча здатність квадратної палі як при випробуванні всієї палі, так і окремих її частин – підшви та бічної поверхні, на всіх інтервалах навантаження перевищує несучу здатність таврової. Проте дані таблиці 2 та рис. 5, отримані на основі графіків рис. 4 свідчать про те, що питома несуча здатність таврових паль більша квадратних на 138-146%. Це підтверджує



результати раніше проведених досліджень як моделей паль-штампів так і натурних паль в піщаних ґрунтах, та вказує на високу ефективність обраного перерізу.

Висновки.

1. Незважаючи на різницю в несучій здатності, питома несуча здатність таврових паль майже в 1.5 рази перевищує питому несучу здатність призматичних рівновеликих по площі поперечного перерізу паль.

3. Різниця в питомій несучій здатності паль таврового та квадратного поперечного перерізу досягається за рахунок збільшення периметру перерізу, і головним чином, за рахунок того, що в роботу таврових паль включається ґрунт, розміщений між полицею та ребром.

4. Результати проведених випробувань є аналогічними до тих, що отримані в лабораторних та польових умовах при дослідженні впливу форми поперечного перерізу палі на її несучу здатність в піщаних ґрунтах.

5. Отримані дані дають можливість використовувати більш економічні таврові палі при проектуванні та зведенні будівель і споруд в глинистих ґрунтах.

Література

1. ГОСТ 20522-96. Ґрунты. Методы статистической обработки результатов испытаний. Межгосударственный стандарт. М. – 1996. – 38с.
2. ДСТУ Б В.2.1-1-95 (ГОСТ 5686-94). Ґрунти. Методи польових випробувань палями. – К.: Укрархбудінформ, 1997. – 57с.
3. Кирпичев М.В. Теория подобия. Изд-во АН СССР, М., 1953.
4. Ярьсько В.Ф. Прогрессивные тонкостенные широколопастные сваи. Пермь, 1965.

Моделювання технологічних процесів

УДК 628. 87

*І. М. Берник, к. т. н., доцент
Вінницький національний аграрний університет*

ОЦІНКА ТА АНАЛІЗ СПОСОБІВ ОТРИМАННЯ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ І КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ ТЕПЛОГЕНЕРУЮЧОГО ТА ТЕПЛОАКУМУЛЮЮЧОГО УСТАТКУВАННЯ

АННОТАЦІЯ. Здійснено оцінку та аналіз способів отримання теплової енергії і конструктивних рішень теплогенеруючого та теплоакumuлюючого устаткування. Визначено напрямки отримання теплової енергії

АННОТАЦИЯ. Осуществлено оценку и анализ способов получения тепловой энергии и конструктивных решений теплогенерирующего и теплоаккумулирующего оборудования. Определены направления получения тепловой энергии.

ANNOTATION. The estimation and analysis of ways to heat and heat generating design solutions and heat storage equipment was considered. The directions of a heat was determined.

Актуальність проблеми. Пошук та визначення нетрадиційних способів отримання теплової енергії є початковою проблемою в будь-якій галузі народного господарства. Обумовлюється це тим, що існуючі традиційні способи отримання теплової енергії є обмеженими за стрімко зменшуючи ми природними запасами нафти, газу, вугілля. Віддаючи належне розвитку так званих нетрадиційних способів отримання теплової енергії необхідним є змістовний аналіз таких способів та визначення напрямків їх ефективного використання, що і являється предметом даного дослідження. Оцінка способів отримання теплової енергії здійснено на прикладі тепличного господарства.

Огляд конструктивних та технологічних параметрів теплогенеруючого устаткування. Тепло генерує обладнання конструюються у відповідності до нетрадиційні поновлювальні джерела енергії: сонячна та вітрова енергія, геотермальні води, відходи сільськогосподарської продукції, теплові насоси, енергія низько потенціальних теплоносіїв, гідроенергія малих річок.

До теплогенеруючого устаткування відносять [1,3]:

- вітроенергетичні установки;
- генератори теплого повітря;
- сонячні колектори;
- теплові насоси.

Розглянемо переваги та недоліки заданого обладнання.

До генератора теплого повітря відноситься повітрянагрівач марки “Віетмедуе” прямого нагріву повітря (змішуючого типу, продукти згорання змішуються з нагріваючим повітрям) та інші. За допомогою генераторів теплого повітря відбувається аеродинамічний нагрів повітря в приміщенні.

Працюють теплогенератори на природному газі. Перевагою даного генератора тепла є те, що він в процесі роботи спалює шкідливі домішки і випаровування, завдяки чому очищується повітря в приміщенні.

Конструктивні особливості повітрянагрівача марки “Віетмедуе” у приміщенні [13]:

- відсутність димовідвідної труби;
- наявність блоку газової автоматики;
- вбудований автоматичний пальник;

- корпус повітрянагрівача виконаний із високоякісної нержавіючої сталі;
- наявність інфрачервоного сенсора полум'я.

Переваги теплогенераторів [10,11]:

- відсутність теплоносія - води;
- ККД теплогенераторів 90%, що дає можливість ефективного енергоспоживання та мобільність;
- можливість роботи, як з системою повітропроводів так і без них;
- короткий термін прогріву будівлі, споруди, за рахунок малої інерційності системи та оптимальний розподіл температури в приміщенні;
- можливість опалення локальних робочих місць і зон без опалення всього приміщення.

Відомі роторно – вихрові теплогенератори [10,11], наприклад, запропоновані Кладовим [6], які приводяться в дію електричними та іншими двигунами і виробляють теплову енергію з достатньо високим коефіцієнтом корисної дії.

Принцип роботи роторно – вихрового теплогенератора полягає у тому, що "в рідині створюють постійний (p_1) і змінний (p_2) складовий тиск". Кавітаційні бульбашки в рідині утворюються в той момент, коли "сума амплітуди негативної напівхвилі змінного тиску p_2 і тиску насиченої пари p_3 при даній температурі починає перевищувати суму статичного тиску p_1 і питомої міцності рідини на розрив". При цьому бульбашки розширюються. А під час позитивної напівхвилі тиску на кавітаційну бульбашку діє сума двох тисків p_1 і p_2 , який прагне стиснути бульбашку, тобто закрити її. У момент розірвання бульбашки під дією різниці зовнішнього і внутрішнього тиску " стінки бульбашки отримують велику кінетичну енергію", внаслідок чого в центрі розірваної бульбашки досягаються високі температури і, стверджує Кладов, відбуваються реакції «ядерного синтезу».

Енергія цих ядерних реакцій йде на нагрів робочої рідини. При цьому теплової енергії виробляється більше, ніж витрачається механічної енергії на підтримку пристрою в роботі. Як робочу рідину Кладов використовував воду.

Відомі також вихрові теплогенератори Потапова [5]. Теплової енергії вихровий теплогенератор виробляє, як стверджує Потапов, в 1,5 раза більше, ніж споживає електричної енергії електронасос, який нагнітає воду у вихрову трубку.

Перевагою роторно – вихрового теплогенератора є те, що не потрібно обмежувати його потужність

Недоліком вихрового теплогенератора є те, що в нього ефективність зменшується із збільшенням розмірів і потужності вихрової трубки. Тому потужність обмежують до 65 кВт.

Також для підігріву повітря в приміщенні використовують апарат "Volcano" [4]. Принцип роботи апарата "Volcano" оснований на підігріві повітря в приміщенні за допомогою водяного нагрівача, далі це нагріте повітря розподіляється по всьому приміщенні за допомогою вентилятора. Перевагою апарата "Volcano" є те, що він працює на внутрішньому повітрі приміщення, не подаючи зовнішнє повітря.

Теплові насоси – це машини, які сприймають теплоту оточуючого середовища, щоб передати теплоту з більш високою температурою споживачу [3]. (рис.1)

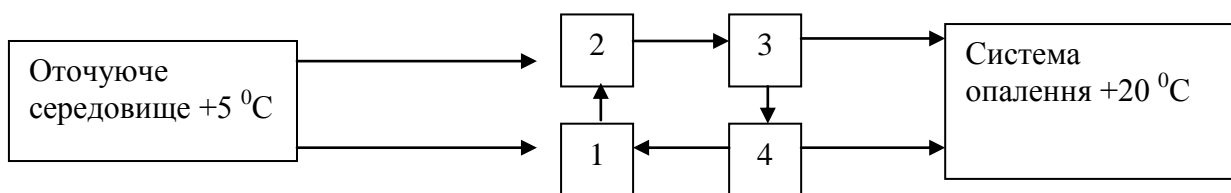


Рисунок 1. Схема перетворення природної теплової енергії в тепловому насосі: 1 – випарник; 2 – компресор; 3 – конденсатор; 4 – терморегуляторний вентиль.

Переваги теплових насосів:

- не потребує додаткових джерел теплоти;
- енергоносієм є навколишнє середовище;
- потребує витрат енергії на додатковий привід.

Вітроенергетичні установки використовують для вироблення електричної та теплової енергії. Вітроенергетичні установки бувають: роторного та пропелерного типу; тихохідні та швидкохідні; горизонтальні та вертикальні [3].

Вітроенергетичні установки роторного типу мають такі переваги: простота конструкції і більш низька її вартість; менша початкова швидкість вітру; більша потужність. Дана вітроенергетична установка роторного типу працює при швидкості вітру 7,5 м/с, що забезпечує номінальну потужність генератора - 7 кВт (рис.2).

При наявності швидкості вітру більше 4 м/с застосовують вітроустановки потужністю біля 500 Вт для базових потреб в електроенергії. В період сильного і протяжного вітру надлишки виробленої електроенергії використовують для опалення приміщень.

Відомі також ще такі вітроенергетичні установках [13]: вітрогенератор «Бриз 5000» призначений для зовнішнього освітлення, нагріву води і опалення в зонах з нормальними характеристиками середньорічної швидкості вітру від 7 м/с;

- комплекс «Бриз-Лидер» призначений для електропостачання в зонах з середньорічною швидкістю вітру від 4 м/с;
- вітродизельний комплекс «Бриз-Дизель+» призначений для електропостачання об'єктів, розташованих в зонах з низькими швидкостями вітру від 3 м/с.

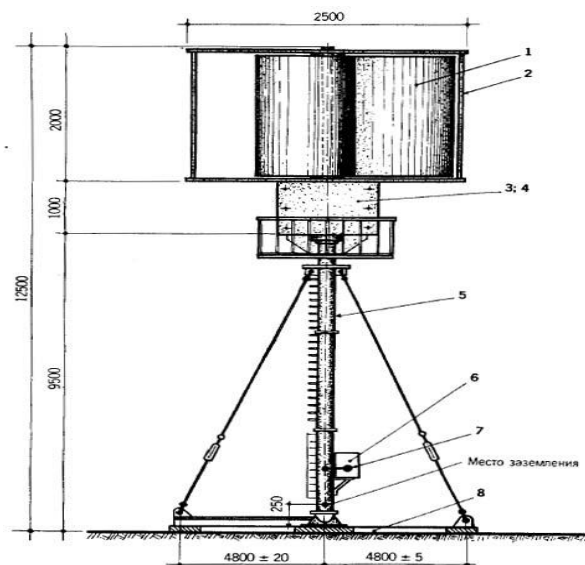


Рисунок 2. Вітроенергетична установка (ВЕС) роторного типу: 1- вітроколесо; 2 – рама; 3 – редуктор; 4 – генератори; 5 – башта з розтяжками; 6 – блок автоматики і підключення до мережі; 7 – кабель; 8 – фундамент.

Дані вітроенергетичні установки служать для автономного електропостачання споживачів, які не мають доступу до мереж централізованого електропостачання.

Сонячні колектори. Використання сонячної енергії економить паливо і зменшує забруднення навколишнього середовища.

Головні складові сонячної опалювальної установки [13]:

- сонячний колектор (водяного або повітряного типу, вакуумний чи плоский);
- теплоакумлююче устаткування та теплоносій для нього (вода, каміння, бетон, хімічні матеріали – антифриз, етилен – гліколь);

- теплоносій для опалення приміщення (вода, повітря), нагрівальні прилади (радіатори, труби).

Існує два способи передачі сонячного тепла приміщенням: 1) накопичення зібраного колектором тепла в акумуляторі; 2) акумулювання конструкціями стін, підлог, стель тепла, тепла, яке безпосередньо надходить з сонячним випромінюванням у приміщення. Перший спосіб відноситься до активної сонячної системи і пов'язаний з необхідністю використання спеціальних засобів, а другий спосіб відноситься до пасивної сонячної системи без застосування спеціальних пристроїв.

Сонячний колектор – це основний компонент сонячної енергетичної системи, що перетворює променеви енергію сонця в корисну теплову енергію і віддає це тепло теплоносію. Теплоносій переносить це тепло в будівлю чи в акумулятор для подальшого використання [13].

Водяні колектори. Водяний сонячний плоский колектор складається з затемненої променепоглинаючої поверхні (з міді, алюмінію, сталі), яка поглинає сонячну радіацію і передає її енергію теплоносію (воді чи іншій рідині, повітря); прозорого покриття, що розташоване над променепоглинаючою поверхнею, яке призначене для зменшення конвективної і радіаційної втрат енергії в навколишнє середовище; теплоізоляції нижньої та бокової поверхні колектора - для зменшення тепловтрат (рис. 3) [13].

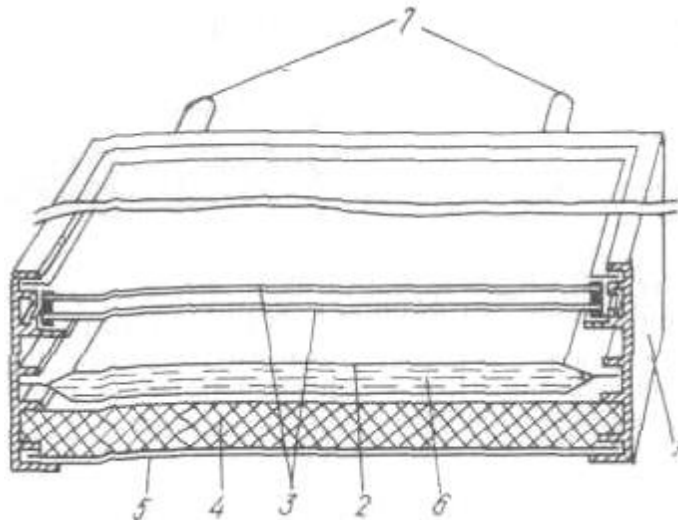


Рисунок 3. Плоский колектор із сталевим геліоприймачем: 1 – корпус; 2 – сталевий геліоприймач; 3 – скло; 4 – теплоізоляція; 5 – основа; 6 – теплоносій; 7 – штучер.

Відоме конструктивне виконання плоского сонячного колектора “Райдуга” [12] вітчизняного виробника, призначений для ефективного перетворення енергії сонця в тепло і передачі його теплоносію, що протікає через колектор. Поглинаюча панель колектора “Райдуга” виготовлена з тонколистової нержавіючої сталі і має чорне селективне покриття, яке зменшує теплові втрати колектора і збільшує його теплопродуктивність на 20-30%.

Технічні характеристики плоского сонячного колектора “Райдуга” наведені в таблиці 1 [12].

Перевагою водяного сонячного колектора є те, що система замкнута і містить в собі колектор та теплообмінник.

До недоліків водяного сонячного колектора відносяться:

- можливість замерзання рідини в колекторі;
- необхідність врахування розширення рідини при її нагріві в системі;
- можливість швидкого переходу рідини в газоподібний стан;
- можливість протікання системи;
- корозія металевих водопровідних труб.

Таблиця 1

Технічні характеристики плоского сонячного колектора “Райдуга”.

| | | |
|--|-------|---------------|
| Габаритні розміри | мм | 1830×630× 104 |
| Площа колекторів габаритна | кв.м | 1,15 |
| Площа поглинаючої панелі | кв. м | 1,00 |
| Маса колектора | кг | 27,0 |
| Об’єм каналів поглинаючої панелі | л | 1,3 |
| Коефіцієнт поглинання сонячного випромінювання селективним покриттям | | 0,92-0,94 |
| Ступінь чорноти селективного покриття | | 0,11-0,14 |
| Робочий тиск теплоносія | кПа | 600 |
| Термін роботи | років | 15 |

На рисунку 4 показано сонячний колектор за допомогою якого можна замінити будь-який елемент типового даху, покрівлю [13]. Теплоприймач складається з двох зварених один з одним листових металів.

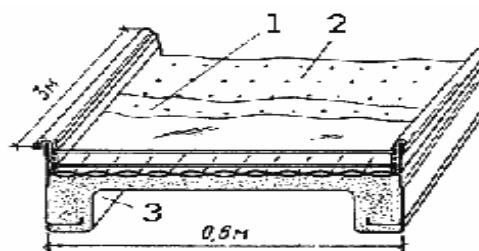


Рисунок 4. Збірний сонячний колектор: 1 - скляне покриття; 2 – теплопоглинаюча поверхня колектора; 3 – ізоляція.

Повітряні колектори. В повітряному колекторі система збору сонячного тепла, з використанням теплоносія-повітря, застосовується для опалення приміщень всіх типів [13]. (рис.4)

Переваги повітряних колекторів:

- теплоприймач не з’єднаний з водопровідною системою, яка є герметичною;
- теплоприймач не обов’язково повинен бути металевий.

Недоліки повітряних колекторів:

- низька питома теплоємність повітря;
- мала щільність;
- важкість контролю над рухом повітря.

Конструктивні рішення теплоакумулюючого устаткування.

Найважливішою причиною застосування акумулятора тепла в сонячній енергетичній системі є непостійне сонячне сяйво і постійна потреба в енергії. Крім того, при наявності сонця, як правило, поступає більше енергії, чим потрібно, тому, накопичивши енергію, її можна використовувати далі, коли сонця не має. Застосування акумуляторів теплоти підвищує надійність системи сонячного теплопостачання (ССТ), забезпечується покриття навантаження в ночі і при підвищеній хмарності, знижується витрата палива [8,13].

Система акумулювання тепла (САТ) працює на основі накопичення явної чи прихованої теплоти. САТ включає в себе теплоакумулюючий матеріал (ТАМ), резервуар та теплову ізоляцію.



В рідинних ССТ для акумулювання теплоти використовуються баки з гарячою водою, що має високу теплоємність, а в ССТ з повітряним колектором сонячної енергії – резервуар з галькою та іншими твердими матеріалами.

За допомогою теплоакумулюючих матеріалів в акумуляторі тепла накопичується теплова енергія, тому ТАМ повинні відповідати наступним вимогам: висока теплоємність; низька ціна; низька корозійна активність; відсутність токсичності; простота в експлуатації.

Акумулятори теплової енергії поділяються на три види [13]:

- 1) звичайні теплоакумулятори;
- 2) акумулятори, що використовують приховану теплоту фазових перетворень;
- 3) акумулятори, засновані на поглинанні теплоти в процесі зворотних хімічних реакцій.

При застосуванні звичайних теплоакумуляторів використовують тепло, яке виділяється чи поглинається фізичним теплом в залежності від зміни його температури.

Найбільш характерною теплоакумулюючою речовиною є вода, яку застосовують в багатьох геліосистемах. Якщо вода використовується як теплоакумулююче середовище, то теплоносієм в сонячному колекторі також є вода. Підведена живильна вода змішується з нагрітою і температура споживаної води знижується. В результаті цього застосовують додаткове теплогерело, що зменшує коефіцієнт використання сонячного тепла. При такій конструкції внутрішні розміри теплоакумулятора і примикаючи до нього труб проектується так, щоб забезпечити зустрічну течію. Отвір для подачі живильної води розташований близько від отворів входу та виходу колекторних труб, і щоб вода не змішувалася монтуються буферні пластини.

Для більш ефективного використання тепла тепло акумуляторний бак повинен мати форму циліндра.

Також як теплоакумулююче середовище застосовують каміння та евтектичні солі (з фазовим перетворенням) в системі опалення повітряного типу.

Теплоакумулююче середовище складається з декількох елементів: каміння, невеликого посуду з водою чи евтектичною сіллю в контейнерах, які дають можливість повітрю проходити між ними, передаючи їм тепло.

Здатність ТАМ накопичувати тепло залежить від його питомої теплоємності, яка виражається кількістю тепла (Дж), необхідного для підвищення температури 1 кг матеріалу на 10.

Енергію (фізичну теплоту), можна отримати знов в залежності від зниження температури речовини – це головний принцип дії сонячних теплових акумуляторів.

Теплоакумулятори можна встановлювати на сонячних колекторах (термосифони) чи окремо всередині приміщення.

Теплоакумулятори встановлені всередині приміщення також мають два баки – внутрішній та зовнішній. Дані теплоакумулятори оснащені електронагрівачами як альтернативним джерелом енергії при відсутності сонця чи для запобігання замерзання системи (при використанні теплоносія – воду). В баку встановлюють один чи два спіральних мідних теплообмінника [9].

Теплоакумулятори для сонячної системи опалення повітряного типу. Теплоакумулюючим середовищем для даної системи опалення є каміння. Перевагою використання каміння є його низька вартість.

На 1 м² колектора потрібно 35...180 кг каміння через їх малу теплоємність [12,13]. Недоліком використання каміння є величезна їх кількість, що ускладнює проблему їх транспортування і перевантаження, а також вимагає відсік, достатнього за розміром, щоб вміщати їх. При 30% пустот об'єм каміння, необхідний для акумуляції тієї ж кількості тепла, що і бак з водою, повинен бути в 2,5 рази більше.

У системах повітряного типу можна також використовувати невеликі контейнери для води, які можна розмістити на стелажах, полицях або яким-небудь іншим способом,

щоб дати повітрю можливість безперешкодно обтікати їх. Такими контейнерами можуть бути пластмасові, скляні, алюмінієві місткості, бутлі, банки. Проблема укладання або розміщення контейнерів розв'язується різними шляхами, але, мабуть, найуспішнішим є установка їх на піддони з подальшим продуванням повітря по горизонталі між піддонами (рис.5) [13].

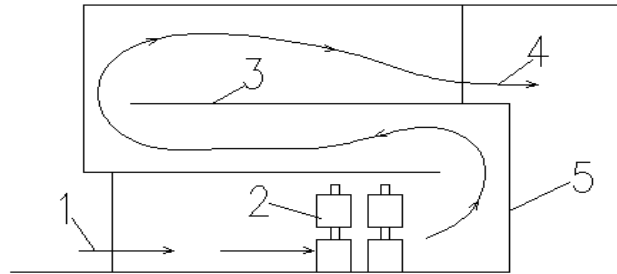


Рисунок 5. Відсік теплоаккумулятора для повітряної системи, в яких застосовують невеликі контейнери з водою: 1 – надходження повітряного потоку; 2 – контейнери з водою; 3 – полицьки; 4 – вихід повітряного потоку; 5 – відсік акумулятора.

Як теплоносій в сонячних системах опалення також застосовують антифриз [13].

Застосування антифризних розчинів має як переваги, так і недоліки.

Переваги застосування антифризу:

- У колекторному контурі двоконтурної системи можна використовувати насоси з малими обертами.
- Звичайно антифризи застосовують разом з антикорозійними добавками; в цьому випадку як матеріали для виготовлення сонячних колекторів і трубопроводів можна використовувати дешеві марки сталі.
- У системах сонячного опалення і гарячого водопостачання існують 2 окремих контури, що розділяються в теплообміннику, тому, вибравши відповідну за тиском частину контуру, можна легко підключитися до водопровідної мережі.
- Не існує небезпеки замерзання, немає особливих обмежень в градієнті температур по довжині труб (для зливу антифризів в нижній частині системи слід встановити дренажний кран).

Недоліки застосування антифризу:

- Необхідно встановити теплообмінник. В порівнянні з безпосереднім обігрівом температура теплоносія повинна бути вищою, при цьому КПД сонячного колектора падає і вироблення тепла протягом року зменшується на 10...20%.
- Для системи гарячого водопостачання використовуються антифризи на основі пропіленгліколя. Розчини одного виробника не можна змішувати з розчинами інших виробників. В міру зменшення їх вмісту в трубопроводах антифризи не можна поповнювати водою.
- При використанні антифризних розчинів необхідно враховувати можливість їх випаровування, розрідження, закипання або просто погіршення якості. В зв'язку з цим потрібна надійна система контролю.
- У антифризі в порівнянні з водою теплоємність і теплопровідність нижчі, а в'язкість вища, тому необхідно при їх використанні встановлювати теплообмінник значно більшого розміру.
- Вартість антифризу висока.

- Якщо місткість розширювального бака недостатня, то при відключенні струму в колекторі можливе закипання розчину і виливання рідини з розширювального бака.

У водяний розчин етилен – гліколю додають антикорозійні токсичні добавки на основі солей азотної кислоти. Такі антифризи можна використовувати лише в системах сонячного опалення.



Водяний розчин пропіленгліколю майже не містить шкідливих речовин і його можна використовувати навіть в системі гарячого водопостачання.

Якщо для отримання антикорозійних добавок використовуються нетоксичні речовини, то антифризи можна застосовувати в системах із звичайними теплообмінниками.

Висновки.

1. Наявність великої кількості різних конструкцій теплогенеруючою та теплоакумулюючою устаткування засвідчує відсутність загальноприйнятого підходу до оцінки їх ефективності.
2. Серед розглянутого устаткування найбільш ефективним і менш енерговитратним є теплогенеруюче устаткування – плоский сонячний колектор водяного типу “Райдуга”, а теплоакумулюючим устаткуванням для досліджуваної споруди є ґрунт.
3. Для підігріву повітря в приміщенні варто використовувати апарат “Volcano”.

Література

1. Андерсон Б. Солнечная энергия (основы строительного проектирования: Пер. с англ. – М. Стройиздат, 1982. – 115 с.
2. Бойлс Д. Биоэнергия: технология, термодинамика, издержки: Пер. с англ. – М. Агропромиздат, 1987. – 152 с.
3. Денисенко Г. И. Возобновляемые источники энергии. Киев.: Вища школа, 1983.
4. Журнал. VOLCANO TOP. EUROHEAT.
5. Патент 52985А України, МПК F24 J3/00, Ю. С. Потапов., С. Ю. Потапов., Л. П. Фоминский. Пристрій для нагрівання рідини. Бюл № 1, 2003.
6. Патент 2054604 РФ, МПК₇ F24 J3/00, Способ получения энергии. / Кладов А.Ф.// Приор. от 02.07.93.
7. Пилюгина В. В. Использование солнечной энергии в сельском хозяйстве // Техника в сел. хоз-ве. – 1980. – № 5. С. 59-60.
8. Уделл С. Солнечная энергия и другие альтернативные источники энергии. – М.: Знание, 1980.
9. Шишко Г. Г., Потапов В. А., Злобин Л. Л. Отопление и вентиляция теплиц. – К.: Будівельник, 1984. – 111 с.
10. Фоминский Л.П. Роторные генераторы дармового тепла. Сделай сам.– Черкассы: «ОКО-Плюс», 2003. - 346 с.
11. Фоминский Л.П. Как работает вихревой теплогенератор Потапова. – Черкассы: «ОКО -Плюс», 2001. - 104 с.
12. <http://www.solarenergy.ru/> – Каталог сонячних колекторів.
13. <http://www.cliff-house.mensh.ru> – Проектування сонячного будинку.

УДК 621.002.5

В.Б. Яковенко, д.т.н., проф.;
М.М. Забродський аспірант (КНУБА, Київ)

СИСТЕМНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЕКТНОГО РОЗРАХУНКУ ВІБРАЦІЙНОГО ГРОХОТУ З КОЛОВИМИ КОЛИВАННЯМИ

АНОТАЦІЯ. Розроблена нова методика проектного розрахунку основних параметрів вібраційного грохоту з коловими коливаннями, яка відрізняється від існуючих тим, що з допустимою похибкою охоплює множину типорозмірів грохотів типу ГЛ та ГС. Системне представлення розробленої методики дозволяє застосовувати інформаційні технології для процесу проектування та автоматизації ранніх стадій проектних робіт.

Ключові слова: вібраційний грохот, проектний розрахунок, системне моделювання.

АННОТАЦИЯ. Разработана новая методика проектного расчета основных параметров вибрационного грохота с круговыми колебаниями, которая отличается от существующих тем, что с допустимой погрешностью охватывает множество типоразмеров грохотов типа ГЛ и ГС. Системное представление разработанной методики позволяет применять информационные технологии для процесса проектирования и автоматизации ранних стадий проектных работ.

Ключевые слова: вибрационный грохот, проектный расчет, системное моделирование.

ANNOTATION. New methodology of project calculation of basic parameters of riddler is created with circular vibrations, which differs from existing that with a permissible error embraces the great number of vibrations. System presentation of the worked out methodology allows to apply information technologies for the process of planning and automation of the early stages of project works.

Keywords: riddler, project calculation, system design.

Вступ. Грохоти найбільш універсальні пристрої для механічного розділення (сортування) сипких (грудкуватих) матеріалів за крупністю частинок, шляхом просівання їх через просіювальну поверхню (решітку, решето, сито) з заданою шириною щілини або отвору.

В промисловості будівельних матеріалів застосовують в основному грохоти з плоскими робочими поверхнями, серед яких найбільш поширені вібраційні грохоти. В свою чергу вібраційні грохоти поділяються на два типи, це інерційні похилі грохоти з круговими коливаннями та інерційні горизонтальні грохоти з направленими коливаннями.

Огляд існуючих конструкцій інерційних грохотів показав, що на сьогоднішній день найпоширеніші інерційні грохоти з круговими коливаннями. Їхня масовість в першу чергу пояснюється простотою конструкції та ефективністю грохочення.

В даній роботі будуть розглядатися грохоти інерційні типу ГС (грохоти інерційні середнього типу з круговими коливаннями) які призначені для сортування по фракціям щебеню, гравійно-пісчаної маси та інших матеріалів щільністю насипної маси до $1,8 \text{ т/м}^3$.

Зробивши пошук по матеріалом вітчизняних і закордонних джерел була складена множина вібраційних (інерційних) грохотів з круговими коливаннями в залежності від продуктивності, розмірів поверхні просіювання та типу розсіву. Продуктивність вибраних грохотів знаходиться в межах $Q_{cp} = 20 \dots 160 \text{ т/ч}$, площа поверхні просіювання $S_{сита} = 1,5 \dots 12 \text{ м}^2$, тип розсіву мілкий, середній та крупний. Даний тип грохотів масово випускається на заводах Російської Федерації («Дробмаш», «Уралмаш», «Дробсервис» та ін). Грохоти закордонних фірм в більшості випадків представляють мобільні сортувальні комплекси, найбільшими виробниками яких є фірми «Sandvik» (Швеція), «СЕС» (США), «НІТАСНІ» (Японія).

Мета та постановка задачі. Методи проектування інерційних грохотів розроблені теоретично, експериментально та підтверджуються практично, але як правило вони представлені в загальному вигляді, тому не представляється можливим в окремих випадках

з необхідною точністю визначити основні проектні розміри, раціональний режим роботи, навантаження яке діє на конструкцію та потужність приводу. Тому є доцільним виконати аналіз існуючих методів розрахунку і результатів експериментальних досліджень інерційних грохотів з курговими коливаннями з метою встановлення всіх вхідних (включаючи експериментальні дані) та вихідних параметрів. Оцінити можливість застосування цих даних при розробці системної методики проектного розрахунку.

Актуальність дослідження полягає в тому, що спираючись на існуючі методи розрахунку, розробити нову методику проектного розрахунку, яка відрізняється від існуючих тим, що охоплює множину інерційних грохотів з круговими коливаннями в залежності від типорозміру, дана методика дозволить визначати основні параметри інерційних грохотів в межах діапазону, що розглядається з деякою похибкою, величину якої можна оцінити за допомогою порівняння з характеристиками, що відповідають паспортним даним інерційних грохотів з множини яка розглядається.

Застосовуючи методи системного моделювання дану методику можна представити як систему, що дає змогу впровадити інформаційні технології в процес проектування щокрих дробарок та розробити систему комп'ютерної підтримки інженерних розрахунків основних параметрів вібраційних грохотів з круговими коливаннями.

На підставі вище вказаного детально розглянемо існуючі методики розрахунку інерційних грохотів.

Виклад основного матеріалу

В загальному вигляді методика розрахунку грохотів включає визначення розміру отворів сит, ефективності грохочення, кута нахилу грохота, площі сита та його розмірів (довжини, ширини), конструктивних і технічних характеристик грохота (маси грохота і просіювального матеріалу, пружності опор, статичного моменту маси дебалансів і потужності приводу) [3].

Розробка методики проектного розрахунку вібраційного грохоту з коловими коливаннями.

В результаті проведеного аналізу робіт [1,2,3,4,5], було встановлено всі вхідні, довідкові (експериментальні) дані та визначені цілі розрахунку. Принципова схема вібраційного грохоту з коловими коливаннями представлена на рис.1.

Розрахункова схема

Ряд існуючих вібраційних грохотів

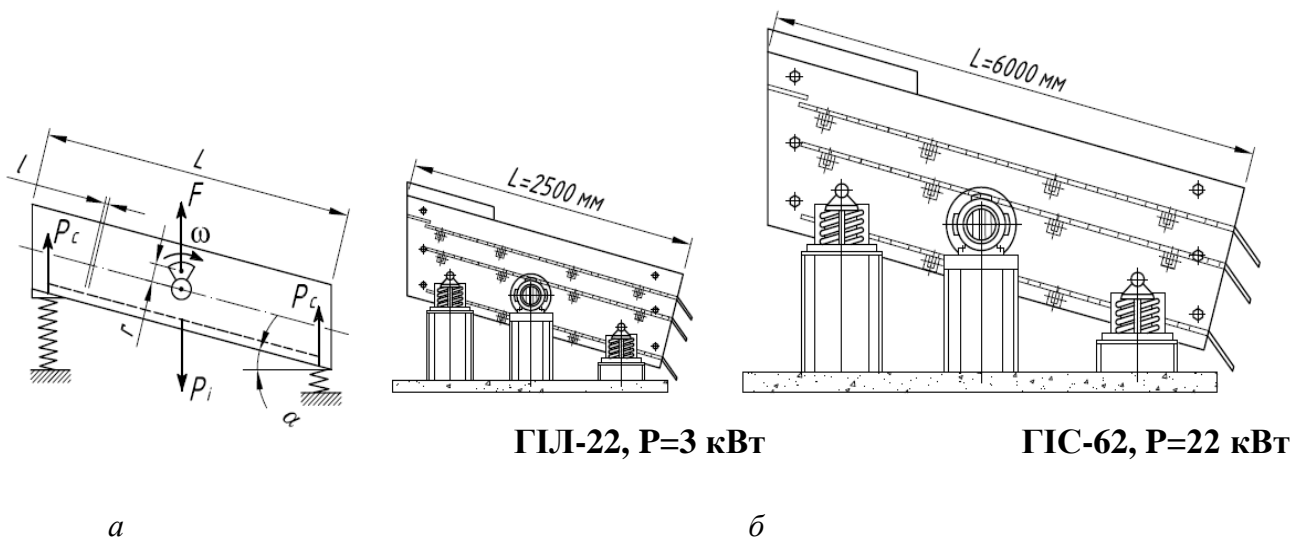


Рисунок 1. а – принципова та розрахункова схема вібраційного грохота з круговими коливаннями;

б – ряд існуючих моделей вібраційних грохотів типу ГІЛ та ГІС.

Основні проектні розміри:

Ширина поверхні грохочення.

Продуктивність грохота змінюється прямо пропорційно площі сита при співвідношенні його ширини та довжини 1:2,5. Таким чином для визначення ширини поверхні грохочення скористаємося формулою продуктивності грохоту запропонованою «ВНИИСтройдормаш» [1,2,3,4,5]:

$$Q = qSmk_1k_2k_3k_{BL} \quad (1)$$

де S – площа грохочення, m^2 . Враховуючи те, що $L = 2,5B$ [1,2,3,4,5], тоді

$$S = BL = 2,5B^2;$$

q – питома продуктивність грохоту для визначення розміру отвору сит [1.стр.160].

m – коефіцієнт, який враховує нерівномірність живлення та зерновий склад матеріалу, форму зерен та тип грохоту. Бауман В.О., запропонував наступні значення коефіцієнта $m = 0,5 \dots 0,6$ [1.стр.161]:

k_1 – коефіцієнт, що враховує кут нахилу грохота, при куті $\alpha = 12^\circ \dots 18^\circ$ коефіцієнт $k_1 = 0,67 \dots 1$ [1.стр.160].

k_2, k_3 – відповідно коефіцієнти, які враховують відсотковий склад нижнього класу у вхідному матеріалі та відсотковий склад в нижньому класі зерен розміром менше половини одного отвору сита. Значення по даним коефіцієнтам визначені експериментально і лежать в межах $(0,85 \dots 1,25)$ [1.стр.161]. На початкових стадіях проектування неможливо точно визначити значення даних коефіцієнтів, тому будемо вважати що вони дорівнюють середньому значенню наведеного інтервалу, тобто $k_2 = k_3 = 1$.

$k_{вл}$ – коефіцієнт, що враховує вологість сортованого матеріалу, яка найбільше відбивається при розмірах отворів сита менше 25-30мм, при цьому $k_{вл} = 1$ при сухому типі грохочення, та при вологому $k_{вл} = 0,25 \dots 0,75$.

Виходячи з умови продуктивності запишемо вираз для визначення ширини поверхні грохочення, м:

$$B = \sqrt{\frac{Q}{2,5qmk_1k_2k_3k_{BL}}} \quad (2)$$

Довжина поверхні грохочення.

Показники процесу грохочення в багато в чому залежать від конструкції поверхні яка просіює, а саме від розмірів поверхні, розмірів та форми отворів. Поверхня просіювання для грохотів зазвичай характеризується співвідношенням ширини та довжини яка дорівнює 1:2,5 [1.стр.143]. При цьому зі збільшенням довжини сита до 2...2,5м ефективність грохочення зростає, а при подальшому її збільшенні вона практично не змінюється. Виходячи з умови найбільшої ефективності грохочення, запишемо вираз для визначення довжини поверхні просіювання:

$$L = 2,5B. \quad (3)$$

Раціональний режим роботи:

Кутова частота коливань

Кутова частота коливань визначається з умови швидкості руху поверхні просіювання. В загальному вигляді швидкість руху, v_0 визначається за формулою [1.стр.158]:

$$v_0 = a\omega; \quad (4)$$

де a – амплітуда коливань грохоту, м;

ω – кутова частота коливань, рад/с.

Оптимальні значення амплітуди та частоти коливань грохоту залежать від форми траєкторії його руху. Сукупність цих трьох факторів впливає на продуктивність, ефективність грохочення та здатність грохота до самоочищення отворів сит від зерен.



Оскільки систематичне засмічення сит порушує роботу віброгрохоту, останній критерій оцінки при виборі параметрів коливань є головним.

Основними факторами, які впливають на процес самоочищення отворів сит, є швидкість та форма траєкторії його руху. Зі збільшенням швидкості поліпшуються умови самоочищення сита, але при цьому ефективність грохочення знижується в результаті того, що зі збільшенням швидкості підкидання зерна збільшується відстань між суміжними точками дотикання зерна з поверхнею просіювання, а значить, зменшується кількість цих дотикань за час проходження зерна по поверхні просіювання.

Експериментально встановлено, що отвори сита не забиваються зернами, тобто відбувається його самоочищення, якщо висота h підкидання зерен над поверхнею сита перевищує $0,4$ розміру отворів l , тобто:

$$h \geq 0,4l. \quad (5)$$

Виходячи з цієї умови максимальна швидкість руху поверхні просіювання для похилих грохотів з круговими коливаннями дорівнює:

$$v_0 = \sqrt{2gh \cos \alpha}. \quad (6)$$

Виходячи з умови самоочищення швидкість руху можна виразити через розмір отворів сита, тобто підставити $h = 0,4l$, отримаємо для похилих грохотів з круговими коливаннями:

$$v_0 = 2,8\sqrt{l \cos \alpha}. \quad (7)$$

Число перед коренем квадратним у виразах швидкості позначимо, як коефіцієнт s , відповідно для похилих інерційних грохотів з круговими коливаннями $s = 2,8$.

Виходячи з умови віброшвидкості, кутова частота коливань буде дорівнювати:

$$\omega = \frac{s\sqrt{l \cos \alpha}}{a}. \quad (8)$$

Амплітуда вібропереміщень

При виборі амплітуди коливань треба враховувати, що прискорення грохоту при коливаннях, яке перевищує 80 м/с^2 , приводить до швидкого виходу з ладу елементів грохоту та виникненню тріщин в коробі.

Прискорення грохота згідно [1 стр. 158]:

$$\psi = \omega^2 a. \quad (9)$$

Як видно з вище наведеної формули, прискорення грохота збільшується пропорційно амплітуді коливань та частоті коливань в квадраті. Тому амплітуда повинна бути такою, щоб прискорення було менше $\psi \leq 80 \text{ м/с}^2$.

Використовуючи залежність для визначення кутової частоти коливань після перетворень отримаємо формулу для знаходження амплітуди коливань інерційного похилого грохота з коловими коливаннями:

$$a = \frac{s^2 l \cos \alpha}{\psi}. \quad (10)$$

Зусилля що діють на конструкцію:

Відцентрова змушуюча сила.

Робота віброгрохотів відбувається, як правило, в резонансному режимі, при кутовій частоті вимушених коливань ω , які значно перевищують частоту власних коливань ω_0 ($\omega \gg \omega_0$).

Величина змушуючої сили є головною при розрахунку вала вібратора та його підшипників. Дані розрахунки проводяться з врахуванням інерційних сил, які виникають при круговому русі короба грохота з матеріалом навколо точки центра мас грохота. В цьому випадку інерційна сила буде дорівнювати [2 стр.98]:

$$F_{i,a} = m_g a \omega^2, \quad (11)$$

де m_g – маса яка вібрується, кг. Це маса яка включає в себе $m_g = m_k + K' m_m$, кг;

m_k – маса короба грохота з закріпленими на ньому ситами;

m_m – маса матеріалу, яка знаходиться на ситі грохота;

K' – коефіцієнт приєднання сортуємого матеріалу, $K' = (0,15...0,2)$ [2 стр.100], для розрахунку приймаємо $K' = 0,18$.

Нехтуючи силами опору пружних опор короба грохота $F_{c,a}$, які дуже малі в порівнянні з інерційною силою $F_{i,a}$ та змушуючою силою вібратора F_δ . В кожний момент часу сили F_δ і $F_{i,a}$ будуть рівними, що і забезпечує нерухомість точки центра мас, тобто:

$$F_\delta = F_{i,a} \text{ або } m_\delta(r-a)\omega^2 = m_g a \omega^2. \quad (12)$$

Після перетворень отримаємо:

$$m_\delta r \omega^2 = (m_\delta + m_k + K' m_m) a \omega^2, \quad (13)$$

Оскільки маса дебалансів m_δ зазвичай менше в порівнянні з масою коробу грохота та матеріалом що знаходиться на ньому, в подальших розрахунках при розгляді інерційної сили нею нехтуємо. Остаточоно отримаємо:

$$m_\delta r \omega^2 = (m_k + 0,18 m_m) a \omega^2. \quad (14)$$

Невизначеними параметрами у вище представленому виразі, є числові значення мас m_k і m_m , які беруть участь у коливаннях системи. Розглянемо ці складові більш детально. Аналіз існуючих методик розрахунку грохотів показав декілька залежностей для знаходження маси матеріалу що знаходиться на грохоті. Результати дослідження зведені до таблиці 1.

Таблиця 1

Маса матеріалу на грохоті

| Автор методики | Маса матеріалу m_m , кг |
|---|---|
| Л.А. Хмара, О.С. Шипілов, О.Г. Онищенко | $m_m = BLh\gamma$ |
| І.І. Назаренко | $m_m = L \frac{Q\gamma}{2v_m} (2 - C_H E)$, або $m_m = L \frac{Q\gamma}{2v_m} (1 - 0,65 C_H)$. |

Аналізуючи формули представлені в таблиці 1, для нашого випадку більш прийнятна формула, яка визначає масу матеріалу, що знаходиться на коробі, через об'єм та щільність сортуємого матеріалу:

$$m_m = BLh\gamma, \quad (15)$$

де h – висота матеріалу на ситі, м. В якості даного параметру будемо використовувати значення максимальної крупності шматків грохочення, на основі подібності проектуємого грохота вибраному типу грохота.

γ – щільність продукту просіювання, кг/м^3 . В розрахунках приймаємо $\gamma \approx 1600 \text{ кг/м}^3$ [2].

Для визначення значення маси m_k , скористаємося емпіричною залежністю [3 стр.107]:

$$m_k = (1,8...2,0) m_m. \quad (16)$$

Остаточоно після всіх перетворень отримаємо залежність для визначення змушуючої сили дебалансного вібробуджувача в інерційних похилих грохотах з круговими коливаннями:

$$F_\delta = 2,18 BLh\gamma a \omega^2. \quad (17)$$

**Жорсткість пружних опор.**

Розрахунок пружних амортизаторів зводиться до визначення жорсткості опорних конструкцій та робочих місць обслуговуючого персоналу. Для цього необхідно, щоб сила, яка передається через опорні пружини, була малою величиною.

При встановленні в якості амортизаторів гвинтових пружин їх пружна сила буде пропорційна амплітуді коливань [2 стр. 100]:

$$F_{c,a} = ca, \quad (18)$$

де c – загальна жорсткість опорних пружин грохота, H/m .

Пружність опор грохотів за резонансного типу, H/m [3 стр.110]:

$$c = (m_k + Km_m)\omega_0^2, \quad (19)$$

де ω_0 – кутова частота власних коливань грохота на опорних пружинах, рад/с. З представленого виразу слідує, що жорсткість опорних пружин може змінюватись тільки за рахунок власної частоти коливань ω_0 , так як вібуємо маса $m_g = m_k + Km_m$, визначається розміром грохоту. Відповідно для забезпечення малої величини жорсткості опорних пружин необхідно мати малу ω_0 .

Дослідами встановлено, що значення ω/ω_0 повинно призначатися з врахуванням вимушеної частоти власних коливань. На практиці значення ω/ω_0 знаходиться в межах (3...4), тобто $\omega_0 = \frac{\omega}{3} \dots \frac{\omega}{4}$ [3 стр. 110].

Жорсткість опорних пружин (H/m):

$$c = m_g \left(\frac{\omega}{4} \right)^2. \quad (20)$$

Потужність приводу

В загальному вигляді потужність двигуна приводу віброгрохота витрачається на коливання короба грохота з матеріалом та на подолання опорів в підшипниках грохоту [1,2,3,4,5], тобто:

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_c + P_{mp}}{\eta}, \quad (21)$$

де P_c – потужність, яка витрачається на сортування та пересування матеріалу в грохоті;

P_{mp} – потужність що витрачається на тертя в підшипниках;

η – ККД приводу, для розрахунку приймаємо $\eta = 0,9$.

Потужність грохота, яка витрачається на подолання сил тертя підшипників ексцентрикового валу P_{mp} знаходиться по моменту тертя підшипників короба, тобто потужність дорівнює [1,2,3,4,5]:

$$P_{mp} = M_{mp} \omega, \quad (22)$$

де M_{mp} – момент тертя, $H \cdot m$:

$$M_{mp} = F_{\text{д}} \mu \frac{d_u}{2}, \quad (23)$$

де μ – приведений коефіцієнт тертя, для підшипників кочення, $\mu = (0,005 \dots 0,008)$ [3 .ст 111]. Приймаємо $\mu = 0,008$.

d_u – діаметр цапф, м (для підшипників кочення приймають діаметр бігової дорожки внутрішнього кільця), приймається конструктивно.

Потужність на тертя в підшипниках, Вт:

$$P_{mp} = F\mu\left(\frac{d_y}{2}\right)\omega. \tag{24}$$

Потужність, яка витрачається на сортування матеріалу P_c , в існуючих методиках розрахунку визначають декількома способами. В роботах Назаренко І.І., Сергєєва В.П. вона розраховується, як робота змушуючої сили F_o , Бауман В.О. запропонував емпіричну залежність в якій енергія прямо пропорційна масі матеріала що знаходиться на ситі. Відповідно для нашого випадку потужність, яка витрачається на сортування матеріалу, будемо визначати через роботу змушуючої сили.

Враховуючі вище наведені припущення отримаємо формулу для визначення загальної потужності двигуна інерційних похилих грохотів з коловими коливаннями, Вт:

$$P_{oe} = \frac{F_o\omega\left(a + \mu\left(\frac{d_y}{2}\right)\right)}{\eta}. \tag{25}$$

Згідно принципам системності представимо проектний розрахунок інерційного похилого грохоту з коловими коливаннями у вигляді системи (рис.2).

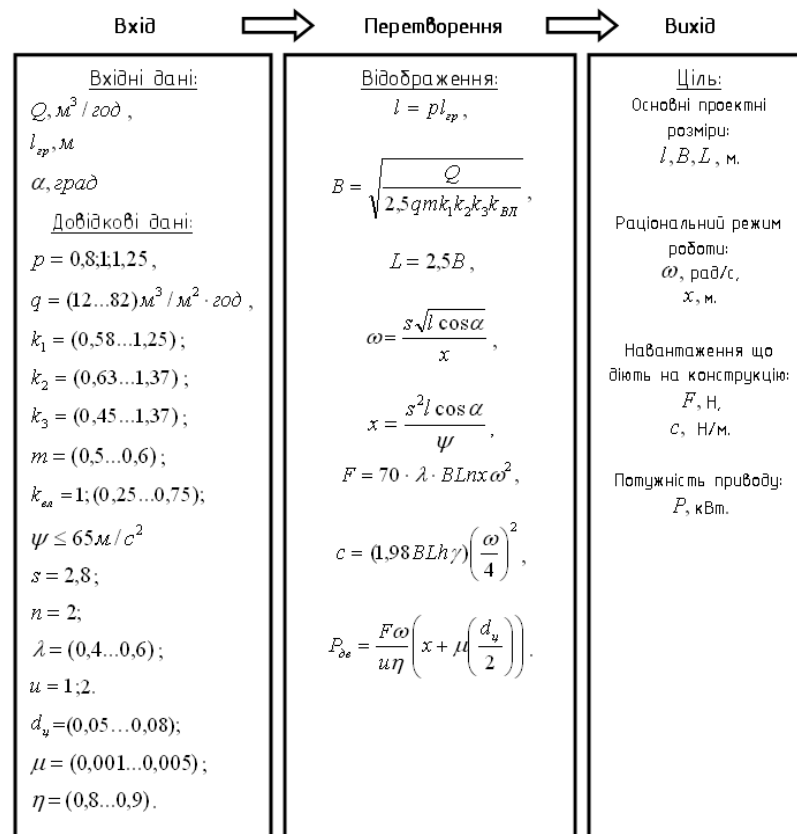
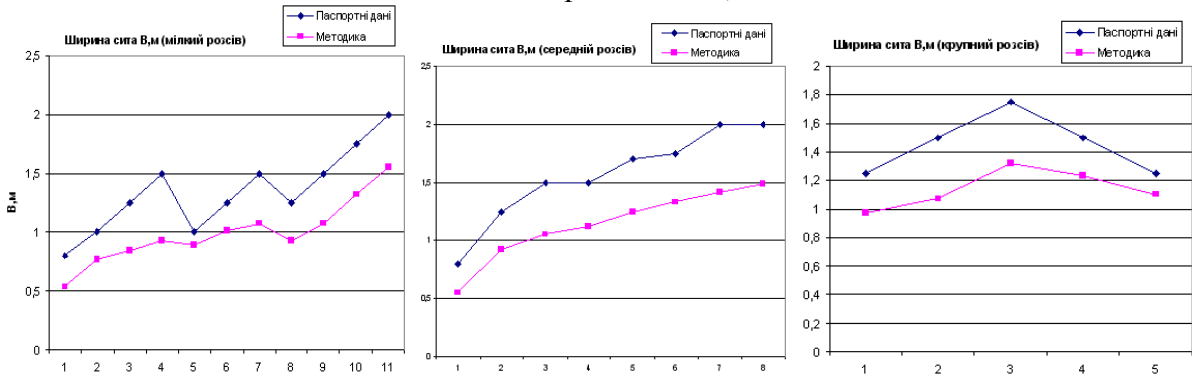


Рисунок 2. Системне представлення проектного розрахунку інерційного похилого грохоту з коловими коливаннями.

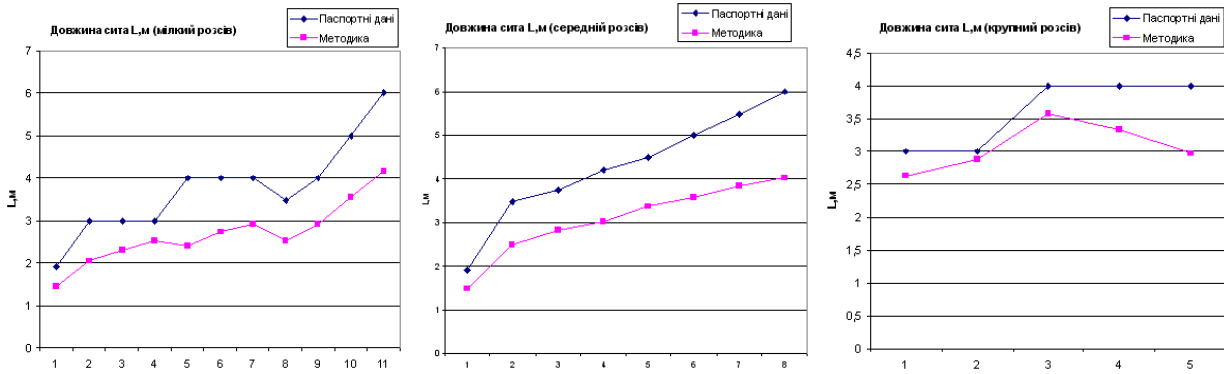
За розробленою методикою були проведені розрахунки множини інерційних похилих грохотів з коловими коливаннями. В якості вхідних даних задавалися значення, що відповідають паспортним даним вже існуючих грохотів. Результати розрахунків представлені на графіках (рис. 3).



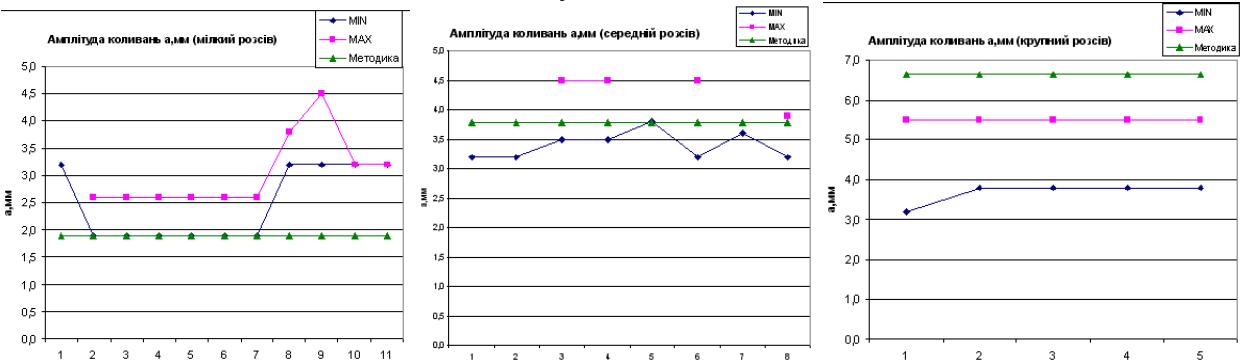
Ширина сита В,м



Довжина сита L,м



Амплітуда коливань а,мм



Потужність приводу Р, кВт

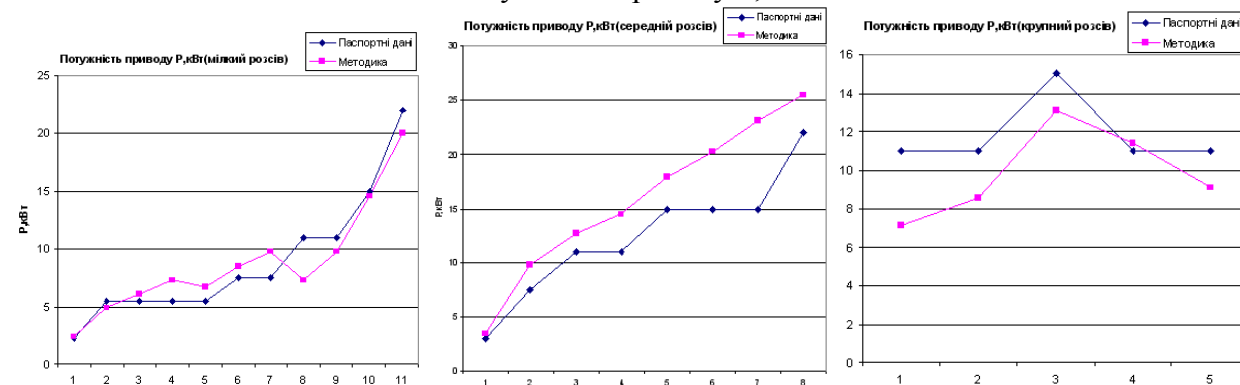


Рисунок 3. Графіки результатів розрахунку та їх порівнянні з паспортними даними інерційних грохотів з коловими коливаннями.

Висновки.

Отримані результати доводять спроможність розробленої методики охоплювати проектним розрахунком не один зразок, а повну множину інерційних грохотів з коловими коливаннями. Систематизація існуючих методик дозволила визначити всі вхідні дані, в

тому числі довідкові та уточнити їх значення. Похибки розрахунку дорівнюють в середньому 9%...10%, що відповідає вимогам попередніх проектних розрахунків. Розроблений алгоритм має системний вид, що дозволяє використовувати інформаційні технології в процесі розрахунку щокрих дробарок, тим самим зменшити трудомісткість та підвищити ефективність проектних робіт.

Література

1. Бауман В.А. Механическое оборудование предприятий строительных материалов изделий и конструкций. /В.А. Бауман, Б.В. Клушанцев, В.Д. Мартынов.– 2-е изд., перераб. –М., «Машиностроение», –1981.– 324с., ил
2. Сергеев В.П. Строительные машины и оборудование: Учеб. для вузов / Сергеев В.П.– М.: Высш. шк., 1987. – 376 с.: ил.
3. Назаренко І.І. Машины для виробництва будівельних матеріалів / Назаренко І.І.– Підручник. – К.: КНУБА, – 1999.-488с.
4. Сівко В.Й. Механічне устаткування підприємств будівельних виробів: Підручник./ Сівко В.Й. – К.: ІСДО,1994.- 359 с.
5. Хмара Л.А., О.С. Шипіло, О.Г. Онищенко Дробильно-сортировочные заводы и оборудование. Методическое пособие.– Днепропетровск–Полтава: Изд-во ПолтНТУ, 2008г. – 209с.



УДК 69:002;69.059

Л. Є. Пелевін, проф., завідуючий кафедрою будівельних машин, КНУБА
 Д. О. Горда, інженер-програміст I-ї категорії, ІНКОМ
 Г.О. Цюцюра, студентка КНУБА

ПРЕДСТАВЛЕННЯ ІМІТАЦІЙНОЇ МОДЕЛІ ДИНАМІКИ СТАНІВ ГІДРАВЛІЧНОГО СЛІДКУЮЧОГО ПРИВОДУ РУЛЬОВОГО УПРАВЛІННЯ НА ФОРМАЛЬНИХ ГРАМАТИКАХ

АНОТАЦІЯ. Проведено дослідження математичної моделі гідравлічного слідкуючого рульового приводу та побудована мета модель, як множина часткових адекватних моделей складної системи. на основі теорії формальних граматики, що дозволяє виконати ефективну програмну реалізацію.

АННОТАЦИЯ. Проведено исследование математической модели гидравлического следящего рулевого повода и построена мета модель, как множество частичных адекватных моделей сложной системы. на основе теории формальных грамматик, что позволяет выполнить эффективную программную реализацию.

SUMMARY. It is conducted research of mathematical model of hydraulic tracker steering occasion and built meta model, as a set of partial adequate models of the difficult system. on the basis of theory of formal grammars, that allows to execute effective programmatic realization.

Ключові слова: гідравлічний слідкуючий рульовий привід, математична модель, шум, формальна граMATИКА

Вступ. Значне поширення гідравлічних приводів у різних галузях машинобудування зумовлюється рядом їхніх істотних переваг – це можливість одержання великих сил та обертаючих моментів при порівняно малих розмірах гідродвигунів, плавність переміщення, забезпечення безступінчатого регулювання швидкості у широкому діапазоні, мала інерційність, простота здійснення прямолінійних зворотно-поступальних рухів та автоматичного керування робочими органами, легкість запобігання перевантаженням, висока експлуатаційна надійність. Широке застосування гідравлічних приводів у різних сферах будівництва, виробництва та у дослідницькій роботі зумовлює те, що умови їх використання можуть бути досить різними, навіть шкідливими та екстремальними. Якщо на сьогодні досить добре розроблені методики розрахунку гідравлічних приводів (досліджена їх робота у статичному режимі функціонування), виходячи з сфер та умов застосування є необхідність дослідження їх роботи у динаміці. Так як гідравлічні приводи є досить складною багато параметричною системою, то для дослідження їх динамічної поведінки доцільно побудувати імітаційну модель, за допомогою якої можна дослідити поведінку системи у різних умовах при різноманітних сполученнях параметрів.

Дослідження задачі. Для дослідження динаміки гідравлічного слідкуючого приводу рульового управління (ГСРП) і його основних показників, розглянемо математичну модель функціонування ГСРП.[1]

$$\begin{cases} F \dot{y}_1 + k_c \dot{p} + k_{\text{а\text{в}\text{д}}} p = k_{Q_e} \varepsilon - k_{Q_p} p & \text{о\text{с}\text{т}\text{а}\text{н}\text{о}\text{в}\text{а}\text{н}\text{н}\text{я}\text{ }\dot{y}_1 \text{ \text{з}\text{а}\text{в}\text{а}\text{з}\text{а}\text{н}\text{н}\text{я}\text{ }\dot{p} \text{ \text{з}\text{а}\text{в}\text{а}\text{з}\text{а}\text{н}\text{н}\text{я}\text{ } p \\ m_2 \ddot{u} - k_a^n \dot{y} + C_0 u = -Fp & \text{д\text{о}\text{с}\text{л}\text{і}\text{д}\text{н}\text{н}\text{я}\text{ }\ddot{u} \text{ \text{з}\text{а}\text{в}\text{а}\text{з}\text{а}\text{н}\text{н}\text{я}\text{ } \dot{y} \text{ \text{з}\text{а}\text{в}\text{а}\text{з}\text{а}\text{н}\text{н}\text{я}\text{ } u \\ m_1 \ddot{y} + k_a^n \dot{y}_1 + C_{\text{і\text{в}}} (y - z) = Fp & \text{д\text{о}\text{с}\text{л}\text{і}\text{д}\text{н}\text{н}\text{я}\text{ }\ddot{y} \text{ \text{з}\text{а}\text{в}\text{а}\text{з}\text{а}\text{н}\text{н}\text{я}\text{ } \dot{y}_1 \text{ \text{з}\text{а}\text{в}\text{а}\text{з}\text{а}\text{н}\text{н}\text{я}\text{ } (y - z) \\ m \ddot{z} + h^c \dot{z} + C_\phi z - R_{\text{с\text{і}\text{а}}} = C_{\text{і\text{в}}} (y - z) & \text{д\text{о}\text{с}\text{л}\text{і}\text{д}\text{н}\text{н}\text{я}\text{ }\ddot{z} \text{ \text{з}\text{а}\text{в}\text{а}\text{з}\text{а}\text{н}\text{н}\text{я}\text{ } \dot{z} \text{ \text{з}\text{а}\text{в}\text{а}\text{з}\text{а}\text{н}\text{н}\text{я}\text{ } z \text{ \text{з}\text{а}\text{в}\text{а}\text{з}\text{а}\text{н}\text{н}\text{я}\text{ } (y - z) \end{cases} \quad (1)$$



| | | |
|----|--|-----------------------------------|
| 6 | $a_5 = 0, a_6 \neq 0, a_8 \neq 0, a_3 \neq 0$ | |
| 7 | $a_5 \neq 0, a_6 = 0$ | |
| 8 | $a_5 = 0, a_6 \neq 0, a_3 = 0, a_{12} = 0$ | Втрата робочої рідини |
| 9 | $a_5 = 0, a_6 \neq 0, a_9 = 0$ | Відрив опор кріплення |
| 10 | $a_5 = 0, a_6 \neq 0, a_8 \neq 0, a_3 = 0$ | Втрата робочої рідини |
| 11 | $a_5 \neq 0, a_6 = 0$ | Розпад по керуванню |
| 12 | $a_5 = 0, a_6 = 0, \varepsilon_k = b_1$ | Система жорстко емерджентна |
| 13 | $a_5 y = -a_6 u$ | Втрата коефіцієнта підсилювання |
| 14 | $a_7 \neq 0, a_1 \neq 0, a_3 = 0$ | Втрата робочої рідини |
| 15 | $a_7 = 0, a_1 \neq 0, a_3 \neq 0, a_9 \neq 0$ | Втрата зв'язку з опорою кріплення |
| 16 | $a_7 \neq 0, a_{17} \neq 0, a_3 \neq 0, a_{11} \neq 0$ | Система жорстко зв'язана |
| 17 | $a_7 = 0, a_5 \neq 0, a_3 = 0, a_2 \neq 0, a_4 \neq 0, a_8 \neq 0$ | Втрата робочої рідини |
| 18 | $a_7 = 0, a_6 \neq 0, a_{10} \neq 0$ | Втрата зв'язку з опорою кріплення |
| 19 | $a_7 = 0, a_6 \neq 0, a_{10} \neq 0, a_5 \neq 0$ | Втрата зв'язку з опорою кріплення |

Продовження таблиці 1

| | | |
|----|--|-----------------------------------|
| 20 | $a_7 = 0, a_8 \neq 0, a_3 \neq 0, a_5 = 0$ | Втрата зв'язку з опорою кріплення |
| 21 | $a_7 = 0, a_8 = 0, a_4 = 0, a_5 = 0$ | Пробуксовування |
| 22 | $a_7 = 0, a_8 \neq 0, a_4 = 0, a_5 = 0$ | Втрата зв'язку з опорою кріплення |
| 23 | $a_7 = 0, a_8 \neq 0, a_3 = 0, a_5 = 0$ | Втрата робочої рідини |
| 24 | $a_7 = 0, a_8 = 0, a_5 = 0$ | Пробуксовування |
| 25 | $a_3 = 0, a_5 \neq 0$ | Втрата робочої рідини |
| 26 | $a_5 \neq 0, a_4 = 0, a_3 = 0$ | Втрата робочої рідини |
| 27 | $a_5 \neq 0, a_4 = 0, a_3 \neq 0$ | Закоксування рідини |
| 28 | $a_5 \neq 0, a_3 = 0$ | Втрата робочої рідини |

Введемо основні позначення та зробимо визначення базових понять. Будемо позначати повну модель (2.1):

$$m^0 = \{m_j^0\}_{j=1, \dots, 6}, \text{ де}$$

- m_1^0 – вхідні дані;
- m_2^0 – обмеження на вхідні дані;
- m_3^0 – вихідні дані;
- m_4^0 – обмеження на вихідні дані;
- m_5^0 – сукупність моделей що реалізують ІМ;
- m_6^0 – сукупність критеріїв ІМ.

Визначення. Модель m^i є досяжною з моделі m^0 :

$$m^i \stackrel{\text{def}}{\Leftrightarrow} \{ \exists P \in G, \forall j = \overline{1, 6}, m_j^i = P(m_j^0) \},$$

де G – правила утворення підмоделей, а саме підмоделі утворюються за допомогою процедур над коефіцієнтами в основі яких лежать граничні представлення Пуанкаре та Тихонова.

Визначення. Множина досяжних моделей $\{m^i\} \subseteq m^0 \stackrel{def}{\Leftrightarrow} \forall i \exists P_i : m^i = P_i(m^0)$.

Для (2.1) $n=25$ – кількість параметрів повної моделі, тоді 2^n – кількість підмоделей повної моделі, булев n -арний вектор, де кількість одиниць дорівнює кількості ненульових параметрів підмоделі, буде індексом i -ї моделі, причому, за означенням, кількості нульових параметрів підмоделі задає порядковий номер рівня підмоделі.

Визначення. Позначимо M_{ij}^{kl} , $0 \leq i < j \leq n$ перехід (трансформацію) моделі з k -ї моделі i -го рівня в модель l , j -го рівня $\Leftrightarrow \{ \exists \{ P \in G, M_i^k, M_j^l \}, i < j, M_j^l = P(M_i^k) \}$.

Таким чином врахована неможливість зворотного відтворення значень параметрів моделі, тобто процеси старіння без капітальних ремонтів ГСРП БМ не зворотні.

Визначення. $M_{ii}^{kl} = E \forall i, k, l$.

Цим постулюється, тотожній перехід, як перехід моделі в себе, з фізичної точки зору це стани ГСРП в рамках тієї ж самої моделі з точністю до ненульових коефіцієнтів і при збереженні трендів параметрів моделі.

Визначення. $\{M_{ij}^{kl}\} \Leftrightarrow \Sigma$ – основний (термінальний) алфавіт, причому $|\Sigma| \leq 2^{2^{2^n-1}} + 1$

Кількість букв, що мають зміст (сентенціальні форми) менш ніж $|\Sigma|$ і визначаються безпосередньо допустимими процесами в ГСРП.

Висновок. Алфавіт покривається n класами букв, що не перетинаються, причому буква належить класу Σ_i якщо в її індексі i нулів, $|\Sigma_i| = C_n^i$, $\Sigma = \bigcup_{i=0}^n \Sigma_i$

Таблиця 2

| Множина букв термінального алфавіту | | | | |
|---------------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|-----|-------------------------------------|
| Множина букв в індексі яких немає «0» | Множина букв в індексі яких 1 «0» | Множина букв в індексі яких 2 «0» | ... | Множина букв в індексі яких n «0» |

Визначення. Словом (ланцюгом) $M_{ij}^{kl} M_{qr}^{ps} M_{mu}^{tf}$ в алфавіті Σ називається скінченна послідовність елементів Σ , отримана конкатенацією, що для будь-яких суміжних букв алфавіту M_{ij}^{kl} , M_{qr}^{ps} , M_{mu}^{tf} виповнюється:

$$\forall (k, l, p, s, t, f) 0 \leq i < j = q < r = m < u \leq n.$$

Визначення. Однобуквене слово M_{ij} є елементарним $\Leftrightarrow i+1 = j$

Визначення. Довжина слова дорівнює кількості однобуквених слів, що його утворюють.

Висновок. Довжина будь-якого слова не більше n .

Визначення. Слово, що не містить жодного символу (довжина 0), називається пустим словом і позначається ε .

Σ^+ – множина всіх непустих слів в алфавіті Σ , тобто слів на початку яких не стоїть ε . Причому $|\Sigma^+| \leq |\Sigma^*| / 2 < \infty$, де Σ^* – множина всіх слів в алфавіті Σ .

На основі наведених визначень та положень формальних граматики сформулюємо висновки.

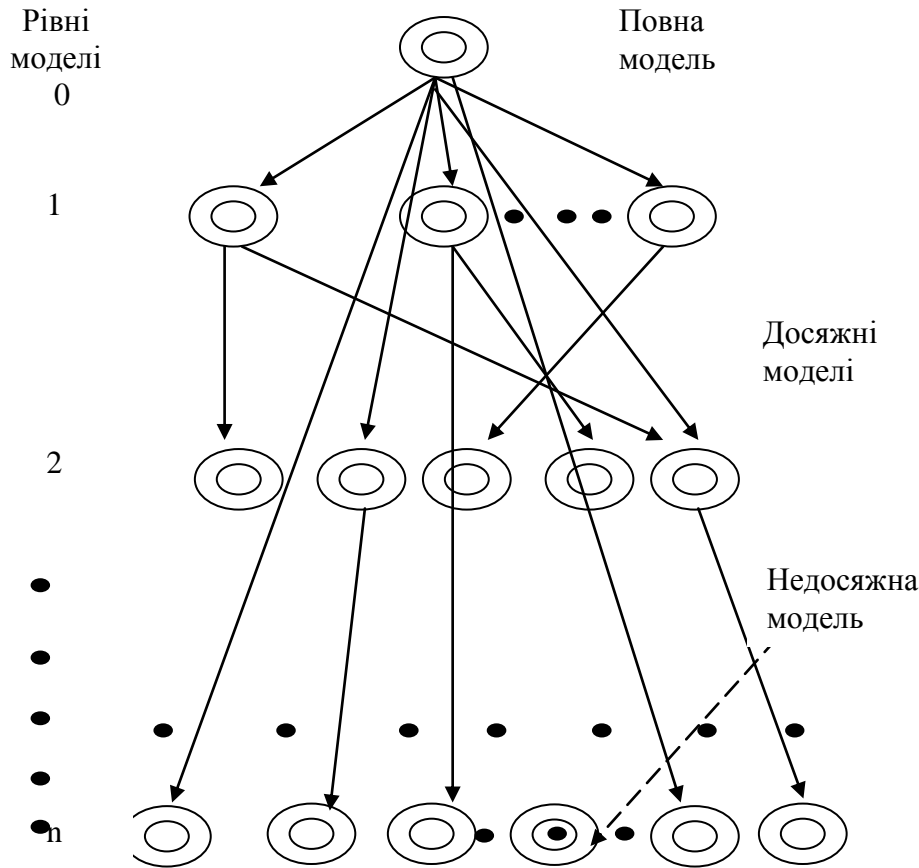


Рисунок 1. Досяжні під моделі в повній моделі САПР ГСРП.

1. **Висновок.** $|\Sigma^*| \leq |\Sigma|^n < \infty$.
2. **Висновок.** В слові, що має зміст (представлене у сентенціальній формі) букві i -го класу може передувати буква тільки з індексом класу меншим i .
3. **Висновок.** Дві букви, що мають в індексі однакову кількість «0» не можуть зустрічатися в слові, яке має зміст.
4. **Висновок.** Кількість слів у яких закінченням є літера i -го класу складає множину не більше ніж $\prod_{j=1}^{i-1} C_n^j$.
5. **Висновок.** Кількість слів у яких на початку стоїть літера i -го класу складає множину не більше ніж $\prod_{j=i+1}^n C_n^j$.

N – допоміжний скінчений (нетермінальний) алфавіт, який складається із слів отриманих фіксованими (за означенням) трансформаціями вхідної (початкової) моделі.

S – початковий символ (аксіома даної моделі).

$$N \cap \Sigma = \emptyset, P \in (N \cup \Sigma)^+ \times (N \cup \Sigma)^*$$

де P – скінченне і $S \in N$,

P – пари $(\alpha, \beta) \in P$ називаються правилами підстановки і записуються у вигляді $\alpha \rightarrow \beta$

$$S \stackrel{def}{\Leftrightarrow} \left\{ s_{ij} \left| \left\{ M_j \xrightarrow{G} M_j \right\} \wedge \left\{ \forall k < i : \exists s_{ki} \left| M_k \xrightarrow{G} M_i \right. \right\} \right. \right\}$$

6. **Висновок.** У наведених припущеннях стосовно побудови слів кожне правило має наступний вигляд:

- $\eta A \theta \rightarrow \eta \alpha \theta, A \rightarrow \alpha$;
- $A \in N, S \in N$;
- $\eta \in (N \cup \Sigma)^*, \theta \in (N \cup \Sigma)^*$;
- $\alpha \in (N \cup \Sigma)^+$

Таким чином справедливе наступне твердження.

Теорема. Побудована граMATика $G = \langle N, \Sigma, P, S \rangle$ є контекстно-залежною, нескорочуємою (або граMATика типу 1), в якій заміщення ланцюга символів може визначатись контекстом [4].

Будь-яка підмножина слів $L \subseteq \Sigma^*$ є контекстною мовою (або формальною мовою типу 1) над алфавітом Σ , що породжується граMATикою G , а отже і визначає логіку предикатів першого порядку, як формальну модель міркувань на мові моделей, які породжуються моделлю M_0 [3].

Множина мов, породжена нескорочуємими граMATиками, співпадає з множиною мов, породжених контекстно-залежними граMATиками [3]. Для генерації її елементів застосовуються природні мови [4].

Такі мови легко розпізнаються завдяки існуванню алгоритму, який за скінченну кількість кроків дозволяє отримати відповідь про належність будь-якого ланцюга літер до мови, причому кількість кроків залежить від довжини ланцюга і її можна оцінити ще до виконання алгоритму [3].

Визначення. Мова L називається автоматичною (finite-state language), якщо існує скінченний автомат, що її розпізнає.

Висновок. Побудована нами мова L є скінченною, а отже є автоматною [4] і може бути розпізнана деяким скінченним автоматом у якого кожний стан є досяжним з деякого початкового стану і з кожного стану можна досягти хоча б одного завершального стану [3].

ГраMATика G породжує клас автоматних мов замкнених відносно ітерації, конкатенації, об'єднання, перерізу та доповнення.

В рамках запропонованої граMATики, процес функціонування ГСРП можна представити як послідовність допустимих слів, літерами яких є часткові моделі. Такий підхід дозволяє реалізувати автоматизацію процесу управління гідроприводом на основі управляючої матриці, побудованої за правилами формальної граMATики.

Література

1. Пелевін Л. Є. Дослідження математичної моделі гідромеханічного слідкуючого приводу / Пелевін Л. Є., Горда О. В., Горда Д. О. // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – К. : КНУБА. 2004. – Вип. 63. – С. 38–45.
2. Горда Д. О. Поле задач САПР системи управління гідравлічного слідкуючого рульового приводу / Горда Д. О. // Техніка будівництва. – 2009. – № 23. – С. 109–113.
3. Гросс М., Лантом Д. Теория формальных грамматик. – М.: Мир, 1971, 294с.
4. Хопкрофт Дж. Э., Мотвани Р., Ульман Дж. Д. Введение в теорию автоматов, языков и вычислений, 2-е изд. М.: Вильямс, 2002, 528 с.
5. Вильнер Я.М. Справочное пособие по гидравлике, гидромашынам и гидроприводам. - Минск: Вышэйшая школа, 1985. -310с



УДК 53.03

В.І. Клапченко, доцент КНУБА

КОРПУСКУЛЯРНО-КІНЕТИЧНА МОДЕЛЬ МЕХАНІЧНОГО РУХУ

АННОТАЦІЯ. Розглянуто питання про доцільність розвитку корпускулярно-кінетичної моделі найпростішої форми руху матерії – механічного руху, в основу якої покладено ймовірнісну інтерпретацію механічного руху макротіл.

АННОТАЦИЯ. Рассмотрен вопрос о целесообразности развития корпускулярно-кинетической модели простейшей формы движения материи – механического движения, в основу которой положена вероятностная интерпретация механического движения макротел.

ABSTRACT. A question is considered about expedience of development of corpuscular-kinetic model of the simplest form of motion of matter - mechanical motion, probabilistic interpretation of mechanical motion of macrobodies is fixed in basis of that.

Вступ. Ймовірнісний характер лежить в основі описання багатьох форм руху матерії, які вивчає фізика. Причому, починаючи вже з молекулярного рівня будови такий характер руху всіх складових тіл вважається принциповим. Ще більш принципово ймовірнісною є поведінка систем, що описуються квантовою механікою. Залишалась лише одна область, своєрідний осередок детермінізму, де ймовірність виключена з розгляду - це описання механічного руху макротіл. Власне тому в роботі [1] здійснено спробу ймовірнісної інтерпретації і механічного руху макротіл. Аналізуючи результати цієї роботи, таку спробу потрібно визнати успішною.

В даній роботі розглядається питання про доцільність розвитку системних корпускулярно-кінетичних уявлень про механічний рух, аналогічним молекулярно-кінетичним уявленням про тепловий рух молекул. Головною задачею корпускулярно-кінетичної моделі є розгляд механічного руху будь-яких тіл та систем, коли в якості корпускули вибрано найдрібнішу складову на фундаментальному рівні будови матерії.

Основний положення та головні співвідношення. Початок формування корпускулярно-кінетичної моделі покладено в роботі [1]. Там розглянуто варіант найпростішого моделювання складних статистичних систем, оснований на зведенні сукупності подій до двох множин «так» і «ні». Тобто, щоб виразити швидкість рівномірного прямолінійного руху тіла як цілого через внутрішній хаотичний рух його складових, необхідно сформулювати дві множини *рівнозначних випадкових протилежно орієнтованих елементарних* подій. Елементарною подією в нашому розгляді є рух складового елемента тіла з певною масою m_{0el} в визначеному напрямі зі швидкістю V_{0el} . Фактично, мова йде про *елементарний імпульс* окремого елемента і він стає своєрідною одиницею вимірювання множин випадкових подій. Щоб відтворення цієї одиниці зробити однозначним, домовимось визначати масу m_{0el} і швидкість V_{0el} структурних елементів в момент, коли тіла нерухомі.

Вибір однакової швидкості структурних елементів тіла V_{0el} необхідний для того, щоб зробити всі елементарні події *рівнозначними*. Це передбачає певну статистичну процедуру визначення величини V_{0el} . Наприклад, на молекулярному рівні будови тіла таку статистичну процедуру потрібно застосувати двічі: при усередненні за величиною швидкості, що приводить до середньоквадратичної швидкості V_{rms} , та при усередненні за величиною проекції цієї швидкості на виділений напрям ($0 - V_{rms}$), що дає

$$V_{0el} = \sqrt{\frac{V_{rms}^2 + 0^2}{2}} = \frac{V_{rms}}{\sqrt{2}}. \quad (1)$$

Хоч таке усереднення і є досить грубим, для вибраного підходу це не так вже й важливо. Проте з (1) видно, що при необхідності для швидкості молекул можна вибрати найближчу

за значенням характерну швидкість – найбільш імовірну швидкість V_{mp} . За масу елемента m_{0el} необхідно обрати масу молекул.

Розглядаючи рух тіл при швидкостях, що наближаються до швидкості світла в вакуумі, необхідно застосувати аналогічне «подрібнення» їх на складові елементи, які відповідали б найбільш глибокому (фундаментальному) рівню будови. Це той рівень, якого, можливо, ми ще не досягли не тільки експериментально, але й теоретично. Але на цьому рівні складові елементи тіл не можуть мати іншої статистично визначеної швидкості, ніж швидкість світла в вакуумі c_0 :

$$V_{el0} = c_0 = \sqrt{\frac{c_{0rms}^2 + 0^2}{2}} = \text{const.} \quad (2)$$

В той же час маса структурного елемента є невідомою, з величиною якої можна визначитись так:

$$m_{0el} = \frac{m_0}{C_0} = \text{const} \quad (3)$$

де m_0 – маса спокою тіла, а C_0 – масовий множник.

Головним результатом відповідних статистичних розрахунків такого модельного представлення тіл в [1] став висновок про те, що при зростанні швидкості u тіла зростає відносна кількість подій в тілі, *орієнтованих в напрямі руху* i_{\square} :

$$i_{\square} = i_{\square}^+ + i_{\square}^- = 1 / \sqrt{1 - \frac{u^2}{c_0^2}} = \frac{1}{\sqrt{1 - \beta^2}}. \quad (4)$$

Відповідно зростає і відносна кількість переважно орієнтованих в напрямі руху подій δ :

$$\delta = i_{\square}^+ - i_{\square}^- = \frac{\beta}{\sqrt{1 - \beta^2}} \quad (5)$$

яка, за фізичним змістом, пропорційна імпульсу тіла.

Легко бачити, що формула (5) переходить в формулу для релятивістського імпульсу тіла, якщо виконується лише одна умова – статистично визначена швидкість структурних елементів тіла в напрямі руху тотожно рівна c_0 :

$$c_{\square} \equiv c_0. \quad (6)$$

Так, дійсно, якщо (5) помножити на $C_0 m_{0el} c_{\square}$ отримаємо:

$$p = \delta C_0 m_{0el} c_{\square} = \frac{u}{c_0} \frac{m_0 c_{\square}}{\sqrt{1 - \beta^2}} = m u. \quad (7)$$

При умові (6) формула (4) зв'яже між собою тільки маси рухомого та нерухомого тіл:

$$m = \frac{m_0}{\sqrt{1 - \beta^2}}. \quad (8)$$

Співвідношення (8) в [2] названо основним законом (або глобальним релятивістським співвідношенням), тому що на сьогодні воно є багатократно підтвердженим фактом.

Таким чином, запропонований спосіб моделювання механічного руху, який має своїм безпосереднім та прямим наслідком співвідношення (8), можна вважати вдалим. Тоді слід чекати від даного способу моделювання підтвердження і інших наслідків, описаних в [2], а також можливості поглибленого розуміння отриманих наслідків. Спробуємо виділити кілька, найбільш важливих, обставин.

По перше, стосовно умови (6). Швидкість u для всього тіла (рухомого середовища) визначається з великою точністю, тобто, виступає його детермінованою характеристикою. В той же час для структурних елементів рухомого середовища вона є, всього навсього, статистичним показником. Таким же показником слід вважати і деяку статистичну швидкість елементів c , визначену відносно центра мас рухомого середовища. Тобто,



нерухомий спостерігач повинен розглядати швидкість елементів в напрямі руху як результат додаткового статистичного додавання:

$$c_{\parallel} = \sqrt{c^2 + u^2} = c_0. \quad (9)$$

Насправді формулу (9) слід розглядати навпаки: як спосіб визначення нерухомим спостерігачем швидкості елементів рухомого середовища в системі центра мас, бо реальної можливості для такого визначення не існує. Таким чином:

$$c = \sqrt{c_0^2 - u^2}. \quad (10)$$

Ця швидкість визначатиме і максимально можливу швидкість розповсюдження в рухомому середовищі, тобто швидкість світла в ньому. Зауважимо, що швидкість за формулою (10) не можна називати швидкістю світла, яку визначає спостерігач рухомої системи відліку – всі його визначення, як показано в [2], даватимуть одне й те ж саме число.

Формули (2), (3), (10), якщо додати до них аналогічну формулі (8) залежність маси фотона від швидкості руху середовища, створюють повну систему головних релятивістських співвідношень, приведених в [2]. Проте, на відміну від [2], розуміння формул і дещо інше, і глибше. Зокрема співвідношення $c_0 = \text{const}$ лежить в основі світобудови. Навіть якщо середовище набуває швидкості, що наближається до c_0 , структурні елементи його не проявляють більшої швидкості, ніж c_0 . Крім того, співвідношення (10) можна прокоментувати так: при зростанні швидкості руху середовища спостерігається своєрідний ефект охолодження в елементів структури середовища – їх швидкість відносно рухомого середовища спадає.

По друге, відносно явищ поперек напрямку руху. На перший погляд, ніякої додаткової інформації з цього приводу запропонований модельний підхід не дає [1]. Проте це не так. Відносна доля подій в напрямі, поперечному від напрямку швидкості рухомого середовища, повинна змінюватись хоч би тому, що в рухомому середовищі змінюється статистично визначена швидкість руху елементів структури c_{\perp} :

$$i_{\perp} = i_{\perp}^+ + i_{\perp}^- = \frac{C_0 m_{0el} c_{\perp}}{C_0 m_{0el} c_0} = \sqrt{1 - \beta^2}. \quad (11)$$

В (11) враховано, що в напрямі, перпендикулярному швидкості рухомого середовища, c_{\perp} співпадає за величиною з c і визначається за формулою (10). Тоді справедливо наступне:

$$\frac{i_{\parallel}}{i_{\perp}} = \frac{1}{1 - \beta^2} \quad (12)$$

що є яскравим вираженням анізотропії механічного руху. Цей результат використаний і в [1], але там він був запозиченим у Лоренца [4].

По третє, відносно найголовнішої умови появи релятивістських співвідношень. Відповідно до вибраної моделі, зростання маси середовища по (8) при збільшенні швидкості руху середовища можна пояснити тільки збільшенням кількості структурних елементів, залучених в напрямлений рух всього середовища. Ця кількість додаткових структурних елементів нескінченно зростає при наближенні швидкості руху середовища до c_0 :

$$\Delta N = \frac{\Delta m}{m_{0el}} = \frac{m - m_0}{m_{0el}} = C_0 \left(\frac{1}{\sqrt{1 - \beta^2}} - 1 \right) \quad (13)$$

Тоді постає запитання: звідки з'явилися додаткові структурні елементи? Відповідь лише одна – з фізичного вакууму. В такому разі фізичний вакуум є матеріальним середовищем, складеним з таких же структурних елементів, як і будь-яке інше середовище (тіло, частинка, фотон і т.п.). Годі й говорити, що це тільки підкріплює нашу впевненість в єдності матеріального світу. Більш того, ці ідентичні структурні елементи, з яких складено *все*, є *універсальними*. І навіть якщо нам невідома структурна організація фізичного вакууму

та спосіб залучення додаткових елементів з фізичного вакууму в склад рухомих середовищ, висновок один: релятивістські співвідношення з'являються завжди тоді, коли рухоме середовище (взагалі будь-який об'єкт) рухається не ізольовано, а будучи *зануреним в нескінченну сукупність ідентичних структурних елементів фізичного вакууму*. І ця умова є необхідною і достатньою.

Так як всі тіла рухаються в фізичному вакуумі, то релятивістські співвідношення завжди є там, де відбувається механічний рух. Тобто, будь-який механічний рух породжує релятивістські співвідношення. Проте ми звикли на область застосовності релятивістських формул накладати певні обмеження. Насправді цього робити взагалі не потрібно. Наприклад, сумарна кінетична енергія нерухомого тіла маси m_0 :

$$W_0 = \sum_{i=1}^{c_0} m_{0el} \frac{c_{0rms}^2}{2} = \frac{C_0 m_{0el}}{2} \left(\sqrt{2c_0^2} \right)^2 = m_0 c_0^2 \quad (14)$$

співпадає з формулою Ейнштейна для енергії спокою тіла, а тоді його кінетична енергія:

$$W_K = W - W_0 = (m - m_0) c_0^2. \quad (15)$$

Тобто, вона визначається не швидкістю руху, а зміною маси тіла (15). На цю обставину вперше звернув увагу Толмен [5].

Псевдорелятивістські співвідношення. Дієвість модельного підходу, застосованого до описання механічного руху в цілому, може бути перевіреною на більш зрозумілому для нас рівні молекулярної будови. Зокрема при розгляді потоків газів та рідин, які складаються з ідентичних структурних елементів – атомів чи молекул. Необхідною та достатньою умовою застосовності релятивістських співвідношень є необмеженість (умовна або часткова [3]) множини ідентичних структурних елементів, частина яких залучена в напрямлений рух.

Тобто, відповідно до [3], якщо маємо порцію газу, ізольовану жорсткою оболонкою, то як би не змінювалась швидкість руху цього газу разом з оболонкою, всі термодинамічні параметри його залишаться сталими. Інакше буде, якщо в необмеженій газовій системі з допомогою локального пристрою (поршень, вентилятор і т. і.) організувати направлений потік. Тоді відразу почнуть змінюватися і параметри газу (зокрема тиск на стінку). Ми передбачаємо, що зміна параметрів відбуватиметься згідно релятивістських співвідношень. Щоб не виникало плутанини, пропонуємо такі співвідношення називати *псевдорелятивістськими*. Вони описують явища, в яких беруть участь ідентичні, але не універсальні елементи, швидкість яких відмінна від c_0 .

Нехай маємо необмежену кількість нерухомого ідеального газу, температура якого T_0 , концентрація n , густина ρ . Маса елемента структури газу (молекули) m_{0el} , а швидкість елементів структури V_{0el} , визначена за (1) для нерухомого газу, співпадає з його найбільш імовірною швидкістю V_{0mp} .

Таким чином, елементарною подією в такій необмеженій системі газу буде імпульс молекули, визначений через найбільш імовірну швидкість.

Тиск нерухомого газу на стінки може бути виражений різним чином, зокрема через квадрат найбільш імовірної швидкості:

$$p_0 = nkT_0 = \rho \frac{V_{0mp}^2}{2} \quad (16)$$

інакше кажучи, тиск завжди пропорційний квадрату імпульсів молекул. Надавши газові напрямленого руху зі швидкістю u при незмінній його концентрації, можемо очікувати змін відносних множин подій, орієнтованих в напрямі руху (4), та поперек нього (11). Єдина відмінність – параметр β в цих формулах буде визначений через найбільш імовірну швидкість молекул: $\beta = u/V_{0mp}$.

Тоді тиск газу на бічну стінку, з урахуванням (11):



$$p_{\perp} = \rho \frac{V_{0mp}^2}{2} i_{\perp}^2 = \rho \frac{V_{0mp}^2}{2} (1 - u^2 / V_{0mp}^2) = p_0 - \rho \frac{u^2}{2} \quad (17)$$

зменшується в повній відповідності з рівнянням Бернуллі, а тиск в напрямі потоку (4):

$$p_{\square} = \rho \frac{V_{0mp}^2}{2} i_{\square}^2 = \rho \frac{V_{0mp}^2}{2} \frac{1}{1 - u^2 / V_{0mp}^2} \square p_0 + \rho \frac{u^2}{2} \quad (18)$$

збільшений на величину динамічного тиску [6]. В (18) враховано умову $\beta \ll 1$, що виконується найбільш часто.

Крім того, легко уявити реальний ефект охолодження молекулярного потоку. Згідно (10), найбільш імовірна швидкість молекул газу в потоці зменшується:

$$V_{mp} = V_{0mp} \sqrt{1 - \beta^2} = \sqrt{V_{0mp}^2 - u^2} \quad (19)$$

так що і температура газу для спостерігача, що рухається разом з потоком, буде меншою:

$$T = T_0 (1 - \beta^2). \quad (20)$$

Відповідно меншим та однаковим у всіх напрямках буде й тиск, який виміряв би спостерігач, що рухається з газовим потоком:

$$p' = \rho \frac{V_{mp}^2}{2} = \rho \frac{V_{0mp}^2}{2} \left(1 - \frac{u^2}{V_{0mp}^2} \right) = p_0 - \rho \frac{u^2}{2}. \quad (21)$$

Співвідношення для температур (20) добре відоме [6], при цьому T носить назву термодинамічної температури, а T_0 – температури гальмування потоку. Мабуть приведених формул вже досить, що б підтвердити дієвість та корисність запропонованого модельного підходу до аналізу механічного руху. Виходить так: достатньо класифікувати явище як таке, що задовольняє модель виникнення релятивістських співвідношень, щоб отримати про нього значну інформацію. Зокрема в [3] показана можливість в межах розглянутого підходу визначити зміну ентропії потоку (точніше, зміну імпульсної складової ентропії):

$$\Delta S = \Delta S_p = \frac{3}{2} kN \ln(1 - \beta^2) \quad (22)$$

яка важлива при розгляді термодинаміки потоків.

Появу псевдорелятивістських співвідношень можна передбачати. Наприклад, рух квантових вихорів в рідкому гелії повністю задовольняє умову моделі, бо квантовий вихор є зануреним в нескінченну множину ідентичних структурних елементів, з яких складається і сам вихор. А тому поява псевдорелятивістських співвідношень там неминуча.

Висновки. Корпускулярно-кінетична модель механічного руху конкретизує наші загальні уявлення про єдність матеріального світу. Тобто, будь-яку частинку речовини, фотон та й сам фізичний вакуум можна розглядати як окремі сукупності універсальних структурних елементів. Тому найпростішу форму руху в природі – механічний рух – необхідно розглядати як переміщення окремих сукупностей універсальних структурних елементів, занурених в необмежену кількість таких же структурних елементів фізичного вакууму. Ця умова є необхідною і достатньою для появи релятивістських співвідношень.

Ці загальні уявлення про механічний рух стають корисними і при розгляді рухів на інших рівнях будови матерії, приводячи до аналогічних, псевдорелятивістських співвідношень для характеристик, що описують такий рух. Проте доцільність корпускулярно-кінетичної моделі не обмежується отриманими результатами. Можна надіятись, що подальший розвиток корпускулярно-кінетичних уявлень дасть змогу пролити світло і на інші загальні закономірності руху матерії.

Література

1. Клапченко В.І., Тесля Ю.М. Ймовірнісна інтерпретація механічного руху. /Klapchenko, V.I. Teslya, Y.N. Probabilistic interpretation of mechanical motion. (<http://arxiv.org/find/all/1/all:+klapchenko/0/1/0/all/0/1>).
2. Клапченко В.І. Макроскопічна модель механічного руху.
3. Клапченко В.І. Псевдорелятивізм. – Містобудування та територіальне планування, №39, 2011. – с. 123-128.
4. Lorentz H. A. Electromagnetic phenomena in a system moving with any velocity smaller than that of light. Amst. Proc., 1904, v.6, h. 809.
5. Tolman R. Relativity thermodynamics and cosmology, Clarendon Press, Oxford, 1969.
6. Овсянников Л. В. Лекции по основам газовой динамики. – Москва-Ижевск: Институт компьютерных исследований, 2003. – 336 с.



ПРАВИЛА ПІДГОТОВКИ РУКОПИСІВ

1. В журналі друкуються наукові роботи за розділами: фундаментальні основи будівельної, гірничої і дорожньої техніки; механізація трудомістких робіт; нова будівельна, дорожня і гірнична техніка (вітчизняна і закордонна); автоматизація, комп'ютеризація і модернізація технологічних процесів і машин в цивільному, промисловому, дорожньому і меліоративному будівництві; стандартизація, експлуатація і ремонт будівельної, гірничої і дорожньої техніки; аварійно-рятувальна і інженерна техніка; основні законодавчі акти і постанови відносно цього переліку.
2. Матеріали статті, що представляють в редакцію, повинні мати: супровідний лист керівництва організації; рекомендацію відповідного підрозділу (завірену виписку з протоколу засідання кафедри); експертний висновок про можливість опублікування, оформлений в організації, звідки виходить рукопис; дозвіл Держпатенту на відкриту публікацію матеріалів по заявці на винахід; рецензію на статтю; реферат, в якому коротко викладений основний зміст рукопису (обсягом до 0,5 стор. тексту); дискету 1,44" з файлом статті (в тому числі рисунків, таблиць тощо). Стаття повинна бути відредагована і підписана всіма авторами із зазначенням дати відправки статті, точної поштової адреси і контактного телефону, e-mail (за наявності).
3. Редакція приймає рукописи у 2-х примірниках обсягом до 7 стор., включаючи літературу, що містить до 10 найменувань. Кількість ілюстрацій і таблиць за площею не повинна перевищувати 30 % від загального обсягу статті. Текст рукопису виконують на комп'ютері в форматі MS Word шрифтом Times New Roman Cyr розміром 12 з інтервалом 1; розмір назв рисунків, таблиць і літератури 11. Відступи від краю аркуша до тексту: зверху 25, зліва 20, справа 20, знизу 20, абзацний 10.
4. В заголовку статті (в лівому куті) вказують УДК, рядком нижче (похилим шрифтом) – ініціали та прізвища авторів, їх наукові ступені і вчені звання (звання в недержавних академіях не вказують); назву статті дають по центру рядка (великими буквами прямим жирним шрифтом).
5. Звертаємо увагу авторів, що відповідно до Постанови Президії ВАК України від 15.01.2003 р. №7-05/1 "Про підвищення вимог до фахових видань, внесених до переліків ВАК України" статті повинні мати наступні структурні елементи: постановка проблеми та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями; аналіз основних досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор; виділення невирішених раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується стаття; формулювання цілей статті; виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів; висновки з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямку.
6. Ілюстративний матеріал виконується за допомогою графічних процесорів або шляхом сканування фотографій чи рисунків, виконаних тушшю. Рисунки, виконані за допомогою вбудованого у Word графічного редактора, не приймаються. Розмір ілюстрацій не більше 18×25 см. Ілюстрацій вставляють в текст без зв'язків із файлами-оригіналами.
7. Необхідно уникати застосування громіздкого математичного апарату. Формули в тексті набирають у Microsoft Equation 3 (розміром 12-7-5-16-12). Змінні, що позначаються латинськими літерами, друкуються курсивним шрифтом. Змінні, що позначаються символами грецької абетки або кирилиці, а також індекси слід подавати прямим шрифтом. Нумерація формул – по правому краю.
8. Посилання на літературу дають у квадратних дужках; бібліографічний опис – згідно з вимогами держстандарту (прикладі подані в Бюлетені ВАК України, № 2, 2000, С.61-62). В список вносять тільки опубліковані роботи.
9. Рукописи, не прийняті до опублікування, авторам не повертаються. Редакція має право скорочувати і вносити редакційні зміни тексту рукописів. Коректура статей авторам не надається. Гонорар за опубліковані статті не виплачуються. Рукописи, що не задовольняють перерахованим вимогам, до розгляду не приймаються.

Наукове видання

ТЕХНІКА БУДІВНИЦТВА

Науково-технічний журнал

Випуск 27

Підписано до друку

Умовн. друк. арк. 12.04
різогр.

Формат 60×84 1/8

Обл.-вид. арк. 12.5

Папір офсетний. Друк

Тираж 200. Зам. №

Адреса редакції: 03037, м. Київ, Повітрофлотський просп., 31, т. 241-5447, т/ф. 252-4214