

ХАРКІВСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

На правах рукопису

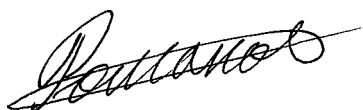
Романович Євгеній Валентинович

УДК 629.463.65 : 656.225.073.437

УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ
ПІВВАГОНІВ ВІД ЗАЛИШКІВ СИПУЧИХ ВАНТАЖІВ

05.22.07 "Рухомий склад залізниць і тяга поїздів"

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук



Науковий керівник
Мироненко Віталій Олексійович,
кандидат технічних наук, доцент

ЗМІСТ

Вступ	4
1 Аналіз способів очищення піввагонів від залишків сипучих вантажів	10
1.1 Проблема очищення піввагонів.....	10
1.2 Вимоги до очищувальних пристроїв	12
1.3 Класифікація очищувальних пристроїв.....	13
1.4 Порівняльний аналіз існуючих способів очищення.....	15
1.5 Висновки	50
2 Дослідження очищувальної здатності бокової вібромашини	51
2.1 Критерій оцінки очищувальної здатності вібромашини	51
2.2 Існуючий метод знаходження рискорень.....	54
2.3 Розробка математичних моделей процесу коливань піввагона при віброочищенні	57
2.4&ІСНОВКИ.....	84
3 Експериментальна перевірка математичної моделі коливань кузова та кришок люків піввагона.....	86
3.1 Мета випробувань.....	86
3.2 Місце і умови проведення випробувань.....	
3.3 Використана апаратура	86
3.4 Порядок проведення випробувань.....	89
3.5 Математична обробка результатів експерименту	91
3.6 Обчислення прискорень кузова і кришок люків піввагона	95
3.7 Порівняння теоретичних і експериментальних даних прискорень кузова піввагона	

3.8 Порівняння теоретичних і експериментальних даних прискорень кришок люків	97
3.9 Висновки.....	100
4 Метод ика розрахунку основних параметрів вібраційного очищувального ристрою	101
5 Втілення теоретичних принципів у конструкції навісного вібраційного очищувального пристрою бокової дії	1(6
Загальні висновки і рекомендації.....	114
Список використаних джерел	117
Додатки	

ВСТУП

Актуальність роботи

Близько 80 % сипучих вантажів транспортується у залізничних піввагонах, що в межах України складає мільйони тон.

При усіх відомих способах розвантаження в кузовах вантажного парку залишається частина вантажу, що може сягати 50 % в залежності від

I ■ фізичних властивостей вантажів, а відповідно [30] після вивантаження усі вагони повинні повністю бути вивільнені від залишків вантажу. Отже, виникає потреба в виконанні довивантаження (очищення), що в свою чергу потребує значних коштів, часу, спеціальної техніки тощо.

Підвищення ефективності очищення вантажних вагонів взагалі і піввагонів зокрема є однією із багатьох задач, що поставлені Комплексною програмою розвитку залізниць України [117]. Робота відповідає одному з напрямків наукової діяльності кафедри "Будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин" Харківської державної академії залізничного транспорту.

У зв'язку із різним вагонопотоком тільки на 25 % станцій, що мають досить великий вагонопотік, використовуються типові схеми механізації розвантаження піввагонів, які передбачають наявність підвищених колій, перекритих козловими кранами з приставними фермами і накладних вібраційних очищувальних машин. На решті станцій існують тільки підвищені колії і всі операції по розвантаженню піввагонів виконуються вручну.

Для очищення піввагонів від залишків сипучих вантажів існуюча типова технологія розвантаження піввагонів передбачає використання накладних вібротранспортерів, що навішуються на козлові крани. Нажаль, ці машини мають ряд суттєвих недоліків;

- низька якість очищення, через що піввагони доочищуються

- значна маса (близько 5 т), через що накладні вібрмашини можуть навішуватись лише на вантажопідйомні крани відповідної вантажопідйомності;
- значна потужність приводу (від 20 до 30 кВт), що приводить до підвищених витрат електроенергії;
- значний час очищення одного піввагона (від 4 до 7 хвилин), що приводить до збільшення простою піввагонів під розвантаженням і може ти до 40 % часу,
- підвищений шкідливий вплив на конструкцію піввагонів, що збільшує витрати на ремонт піввагонів;
- значна собівартість очищення піввагона;
- підвищений рівень шуму (від 99 до 100 дБ(А)).

Все це приводить до зниження ефективності й оперативності розвантаження піввагонів.

Для підвищення конкурентоспроможності залізниць необхідно внести зміни в типові техніку та технології розвантаження піввагонів. Цг можна зробити у тому числі і за рахунок використання більш ефективних засобів механізації очищення піввагонів від залишків сипучих вантажів на базі розробки нових віброочишувальних пристроїв із оптимальними параметрами, які дозволять механізувати очищення піввагонів не тільки в пунктах, обладнаних кранами, але й на тих, де використання існуючих схем механізації не можливе.

Мета роботи

Підвищити ефективність очищення залізничних ПВ від залишків вантажу та розширення сфери використання механізації цього процесу за рахунок удосконалення технічних засобів для очищення залізничних піввагонів від залишків сипучих вантажів, що дозволить зменшити витрати енергії та ресурсів, собівартість робіт, шкідливість впливу на навколишнє

середовище при збереженні вантажного парку, знизити експлуатаційні вимоги до вантажопідйомної техніки, скоротити час очищення, ліквідувати

Задачі роботи

1 Аналіз сучасних способів очищення піввагонів від залипаних вантажів і вибір найбільш ефективного; ИИП LB

2 Аналіз існуючих методів визначення очищувальної здатності і основних параметрів найбільш ефективних засобів механізації очищення піввагонів і виявлення їх недоліків;

3 Розробка методики визначення очищувальної здатності і основних параметрів найбільш ефективних засобів механізації очищення піввагонів;

4 Експериментальна перевірка запропонованої методики;

5 Розробка рекомендацій для виробництва засобів механізації очищення піввагонів з метою підвищення ефективності процесу розвантаження піввагонів;

6 На базі теоретичних і експериментальних досліджень розробка технічної документації на новий очищувальний пристрій, оцінка його ефективності і передача технічної документації виробникові.

Схема побудови роботи наведена на рисунку 1.

Наукова новизна одержаних результатів

Розроблено методики визначення очищувальної здатності вібраційних очищувальних пристроїв із урахуванням будь-якого розташування пристрою на піввагоні, ковзання кузова по надресорним балкам візків і впливу коливальних рухів розвантажувальних лкжів, кришки яких мають торсіони. За допомогою розробленої математичної моделі теоретично доведено, що при бокових коливаннях негативний вплив торсіонів на ефективність вивантаження зальпаних вантажів значно нижче, ніж при найбільш поширених вертикальних коливаннях. На базі теоретичних і експериментальних досліджень розроблена методика оптимального



Рисунок 1 - Схема побудови роботи

проектування вібраційних машин для очищення ПВ від залишків сипучих вантажів.

Практичне значення одержаних результатів

Розроблені методики та рекомендації, що дозволяють проектувати та виготовляти пристрої для вібраційного очищення піввагонів від залишків вантажу. Створена технічна документація на вібраційний пристрій бокової дії для видалення залишків сипучих вантажів з кузовів залізничних піввагонів. Документація передана до Харківської механізованої дистанції

Здобувачем розроблено особисто

1 Методика визначення очищувальної здатності вібромашин із врахуванням ковзання кузова піввагона по надресорним балкам візків та коливальних рухів кришок розвантажувальних люків, що мають тораони;

2 Теоретично доведена висока ефективність бокового віброочищення від заж **і»п<<<** вантажів кузовів, що мають кришки люків з торсіонами;

3 теоретично обгрунтовані причини зниження ефективності накладних віброочищувальних машин при наявності торбонів кришок люків;

4 Розроблена методика визначення основних параметрів віброочищувальних пристроїв, яка передбачає можливість на стадії проектування перевіряти пристрій, що розробляється, на допустимість вібраційного впливу на параметри мцноті, довговічності та надійності піввагона;

5 Підобрані оптимальні параметри бокових віброочищувальних машин, що забезпечить високу ефективність видалення заж **пк,** в сипучих вантажів при збереженні рухомого складу.

Апробація результатів дисертації

Дисертаційна робота доповідалась:

- на та вантажнофозвантажувальні машини” Харківської державної академії залізничного транспорту в 1997,1998 і 1999 роках;
- на засіданнях секції “Пдаомно-транспортні машини” Науково-методичної комісії з інженерної механіки Міністерства освіти України (Приазовський державний технічний університет, 1997 р.; Харківський державний політехнічний університет, 1998 р.);
- на Гіршому з’їзді Пдйомно-транспортної Академії наук України (Запорізький державний технічний університет, 1998 р.);
- на кафедрі ‘Будівельні та дорожні машини” (Харківський державний автомобільно-дорожний технічний університет, 1998 р.).

Публікації

По результатам досліджень опубліковано 6 наукових прань.

РОЗДІЛІ

АНАЛІЗ СПОСОБІВ ОЧИЩЕННЯ ПІВВАГОНІВ ВІД ЗАЛИШКІВ

1.1 Проблема очищення піввагонів

Близько 30 % вантажного вагонного парку залізниць України та країн СНД складають піввагони (ПВ). В них перевозиться близько 80 % сипучих вантажів, що в цілому по Україні складає мільйони тон.

Із загального об'єму сипучих вантажів, що перевозиться навалом у ПВ, 25 % розвантажується на вагоноперекидачах, 5% - черпанням зверху грейферними кранами і 70 % - гравітаційним способом через відкриті люки [72,91].

Ні один із вище перелічених способів не забезпечує повного розвантаження, частина вантажу залишається в ПВ. Кількість залишків у кузові ПВ залежить від багатьох факторів: від способу розвантаження, фізико-механічних властивостей вантажу, конструктивних особливостей вагона і т.ін. При розвантаженні на вагоноперекидачах залишається, звичайно, до 0,5 т вантажу, але при підвищеній вологості залишки можуть складати близько 1 т. Поля розвантаження ПВ грейферними кранами в кузові залишається від 2 до 4 т вантажу, ковшово-елеваторними розвантажувачами - близько 5 т. При самому розповсюдженому⁷ на залізничному транспорті способі розвантаження - гравітаційному - маса досягати від 15 до 20 т (таблиця 1.1) [94,95,119,120].

Таблиця 1.1- Середня кількість залишків різних вантажів, що перевозяться в ⁷ (? /
піввагонах

Рід вантажу	Середня кількість залишків вантажу у вагоні, т
1 Вугілля	7-12
2 Антрацит	3-6
3Пьиб	5-6
4 Кокс	3-4
5Поок	15-20
6 Баласт тттттятто—	8-12
7 Гравій	5-7
8 Руди глиновидні	15-20
9 Вапняк	3-4
10 Глина	3-4
11 Руда залізна	15-20
12 Штам	4-6

Згідно чинних нормативних документів [82] всі вагони повинні бути

виникає необхідність в проведенні дорозвантаження ПВ. Розробкою ОП займалися такі відомі фахівці, як НМГедлер, Г.ПГриневич, П.Пузирьков, С.О.Другаль, ВМСгогов, І.ПКривцов, ПГ.Гьров, В. О. Мироненко, Г.КСендеров, ПР.Лосєв, ВНРамодін, О.І.Гребцов, ВМСамсонов, Г.МНчуцький, ДС.Ппюхін, ЕМ Морозов, АМКотенко та інші фахівці.

Очищення ПВ від залишків сипучих вантажів до теперішнього часу продовжує залишатися однією з найбільш трудомістких операцій. № очищення використовується від 50 до 70 % загальних трудових витрат, більш, ніж 50 % витрат на вантажно-розвантажувальні роботи і від 55 до 75 % загального часу простою вагонів під розвантаженням [34].

Однією із головних причин такого положення є відсутність ефективних і універсальних засобів механізації очищення ПВ. Рішенню цієї проблеми може сприяти створення достатньо простих і недорогих навісних пристроїв до існуючих базових засобів механізації вантажно-розвантажувальних робіт, якими є вантажогід'йомні крани, навантажувачі і

т.ін., що широко використовуються на вантажних дворах залізничних станцій і промислових підприємств [30, 34, 93, 95]. Таке рішення дозволить -забезпечити збереження вагонів, знизити непродуктивні простой вагонів, вивільнити значну кількість робочих з важких ручних операцій і отримати відчутий економічний ефект.

1.2 Вимоги до очищувальних пристроїв

Очищувальні пристрої (ОП) повинні відповідати цілому ряду вимог: технічних, експлуатаційних, економічних, екологічних і т.ін.

Відповідно [34, 75] ОП повинні:

- повністю усунути важкий ручний труд;
 - забезпечувати збереження рухомого складу відповідно до ГОСТ 22235-76 [30];
 - задовольняти вимогам екологічної безпеки;
 - забезпечувати утилізацію із вагонів залишків, які видаляються, що найкращим чином здійснюється при виконанні очищення безпосередньо у місці вивантаження;
 - мати мінімальні капітальну та експлуатаційну вартості.
 - забезпечувати високу якість очищення;
 - мати достатньо високу продуктивність;
 - мати високу надійність;
 - забезпечувати збереження властивостей вантажу,
 - бути зручними в експлуатації;
 - забезпечувати охорону пралі і навколишнього середовища
- Також, треба враховувати додаткові обмеження, які диктуються специфікою пунктів розвантаження сипучих вантажів:
- невеликий обсяг робіт при широкій номенклатурі вантажів;

- враховувати схеми механізації, що склалися, переважна більшість яких передбачає використання універсальних базових машин, оснащених комплектом навісних змінних пристроїв,

- розташування в межах населених пунктів, на території промислових об'єктів.

Більш жаль, цьому переліку вимог в повній мірі не задовольняє ні один із способів очищення, що використовується в теперішній час.

1.3 Класифікація очищувальних пристроїв

Очищувальні пристрої (рисунок 1.1), що існують в теперішній час, можуть бути класифіковані за такими групами:

- за принципом дії;
- по способу передачі вантажу рушійної сили;
- по напрямку видалення залишків;
- по способу видалення залишків вантажу за межі вагона;
- за конструктивним виконанням.

За принципом дії ОП поділяють на механічні, пневматичні, гідравлічні, газодинамічні та вібраційні [34,90,111].

Механічні ОП вигрібають залишки вантажу з кузова ПВ за допомогою щіткових, скребачкових або гвинтових робочих органів.

Принцип дії пневматичних ОП заснований на видуванні залишків з вагона струменем стислого повітря або засмоктуванні їх у спеціальний приймальний бункер під впливом вакууму.

В гідравлічних ОП залишки вантажу вимиваються струменем води, що вилітає із сопла гідромоніторної установки із великою швидкістю.

В газодинамічних ОП залишки вантажу видуваються за межі ПВ струменем розжарених вихлопних газів, які вилітають із сопла турбореактивної установки із великою швидкістю.

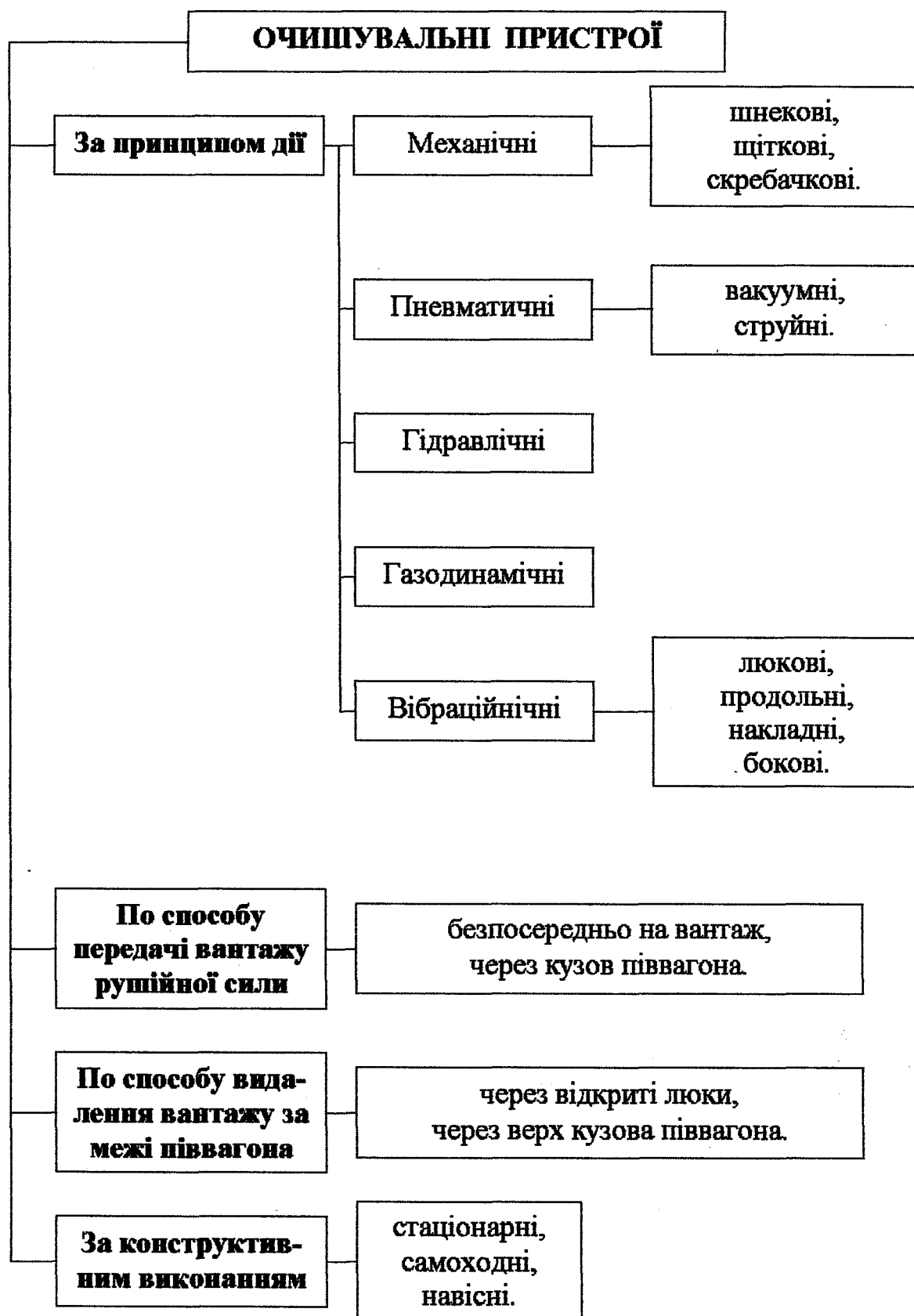


Рисунок 1.1 - Класифікація пристроїв для очищення піввагонів від залишків сипучих вантажів

Нбраційні ОП можна віднести до вібротранспортуючих машин, принцип дії яких заснований на наданні часткам вантажу⁷ властивостей текучості за рахунок коливань кузова ПВ, що викликаються віброзбудником, переважно, направленої дії дебалансного типу.

По способу передачі вантажу рушійної сили ОП поділяються на установки, що передають рушійну силу безпосередньо вантажу і опосередковано через кузов ПВ на вантаж. До першої групи відносять механічні, гідравлічні, пневматичні та газодинамічні ОП, до другої - вібраційні.

Гь способу ВЕ~~дй.~~ення залишків вантажу за межі вагона ОП поділяють на машини, що видаляють вантаж через відкриті розвантажувальні люки вагона та такі установки, які видаляють залишки без відкривання розвантажувальних люків (наприклад, вакуумні установки).

За конструктивним виконанням ОП поділяють на стаціонарні, самоходні та навісні машини.

1.4 Порівняльний аналіз існуючих способів очищення

Порівняємо відомі способи очищення ПВ з точки зору відповідності їх вимогам, наведеним в п.1.2. Для порівняльного аналізу будемо використовувати такі критерії: технічна продуктивність, якість очищення, утилізація залишків, енергомісткість очищення, капітальні витрати, показники охорони праці та екологічної безпеки.

1.4.1 Механічні очищувальні пристрої

Відомі пристрої цього способу очищення (рисунки 1.2-1.5) можливо поділити на дві групи: машини продольної дії, які транспортують залишки вздовж кузова ПВ, та поперечної дії, які видаляють залишки вантажу через відкриті розвантажувальні люки. Важливішою особливістю машин першої

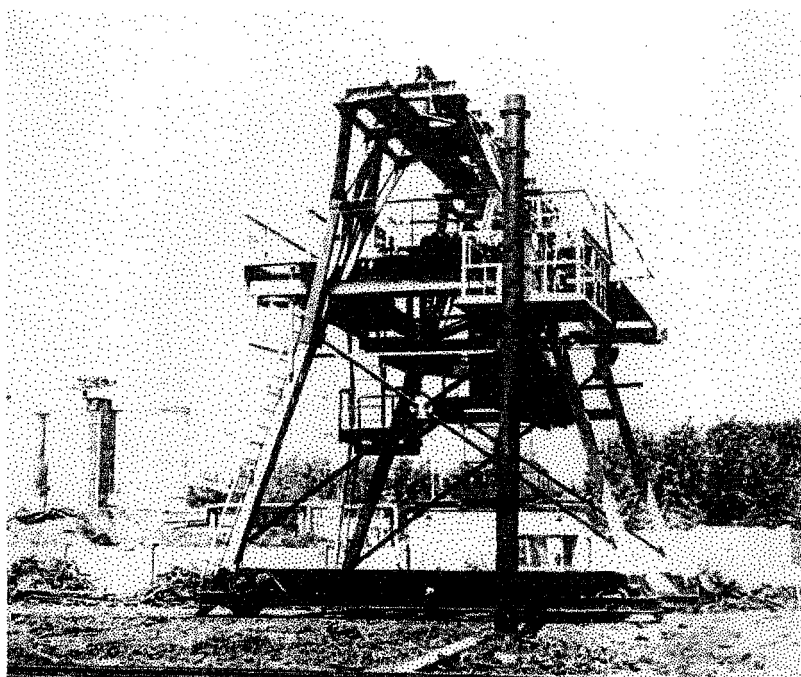


Рисунок 1.2- Щіткова самоходка очищувальна машина залізничного цеху об'єднання "Вторчормет"

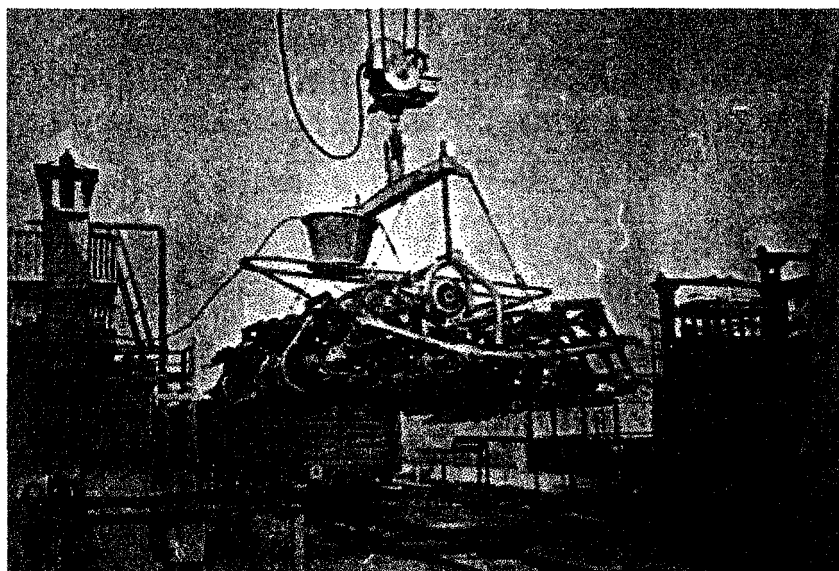


Рисунок 1.3 - Навісний щітково-скребачковий пристрій конструкції ВНИИЖТ

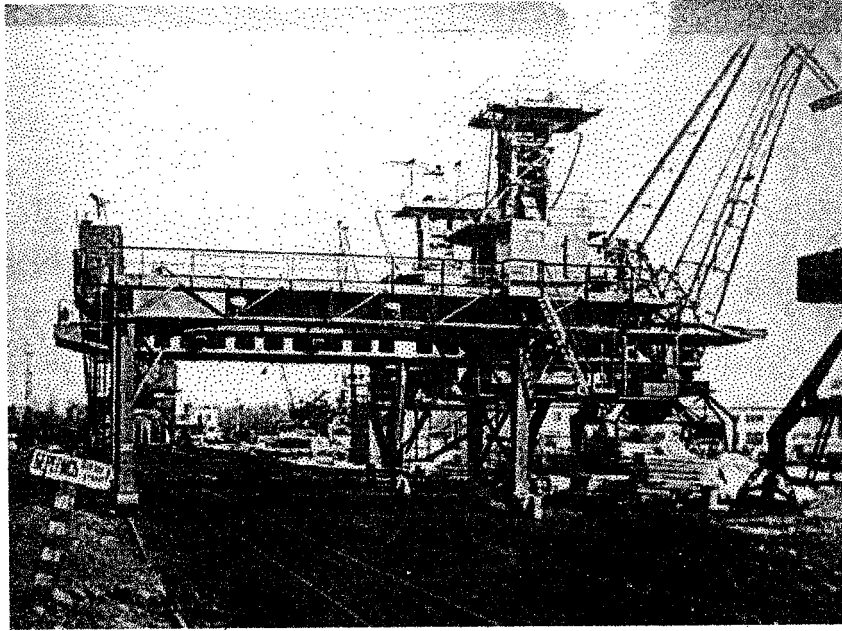
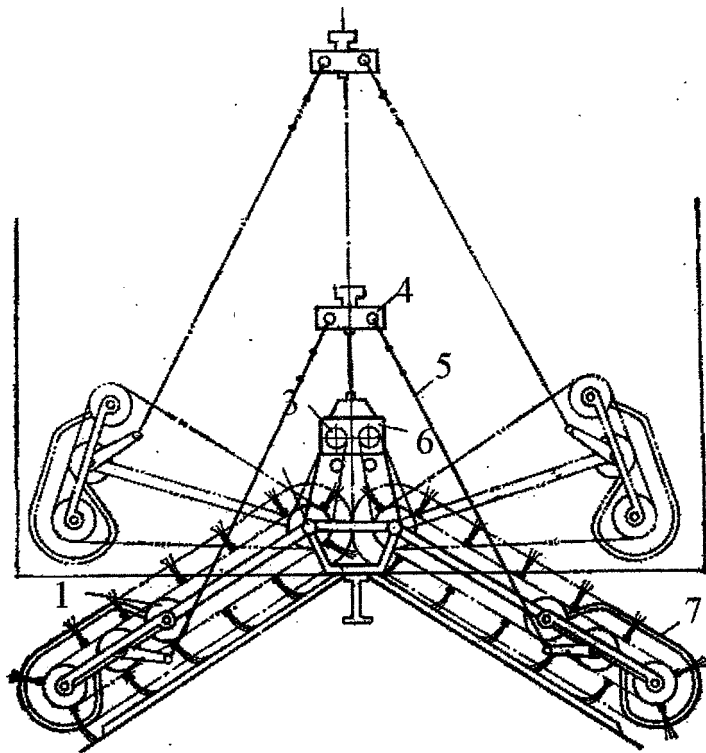


Рисунок 1.4- Очищувальна машина Дніпропетровського річкового порту



1-очищувальний елемент; 2-вал; 3-продольна рама; 4, 6-траверса; 5-тяга;
7-обмежувач

Рисунок 1.5- Щітковий пристрій ВНИИЖТ

групи є можливість очищення ПВ без відкривання люків, що забезпечує комплексну механізацію розвантаження в місцях, де вона виконується черпанням зверху грейферними кранами, ковшово-елеваторними розвантажувачами, а також на вагоноперекидачах [48,51,52,67,74 111].

Б'вісні механічні ОП, як правило, містять раму з стропильним гаком, на якій розташовуються щітковий (або скребачковий чи гвинтовий) робочий орган та його привод який живлється від електричної мережі підприємства

Недоліками механічних ОП є:

- неповне очищення кузова ПВ через наявність у останньому так званих "мертвих зон" - місць, які є недосяжними для робочих органів очищувальної машини;

більш, ніж 50-80 мм, коли відбувається накопичення вантажу перед робочим органом та його перекидання;

- складність конструкції та, як наслідок, низька надійність машини при експлуатації;

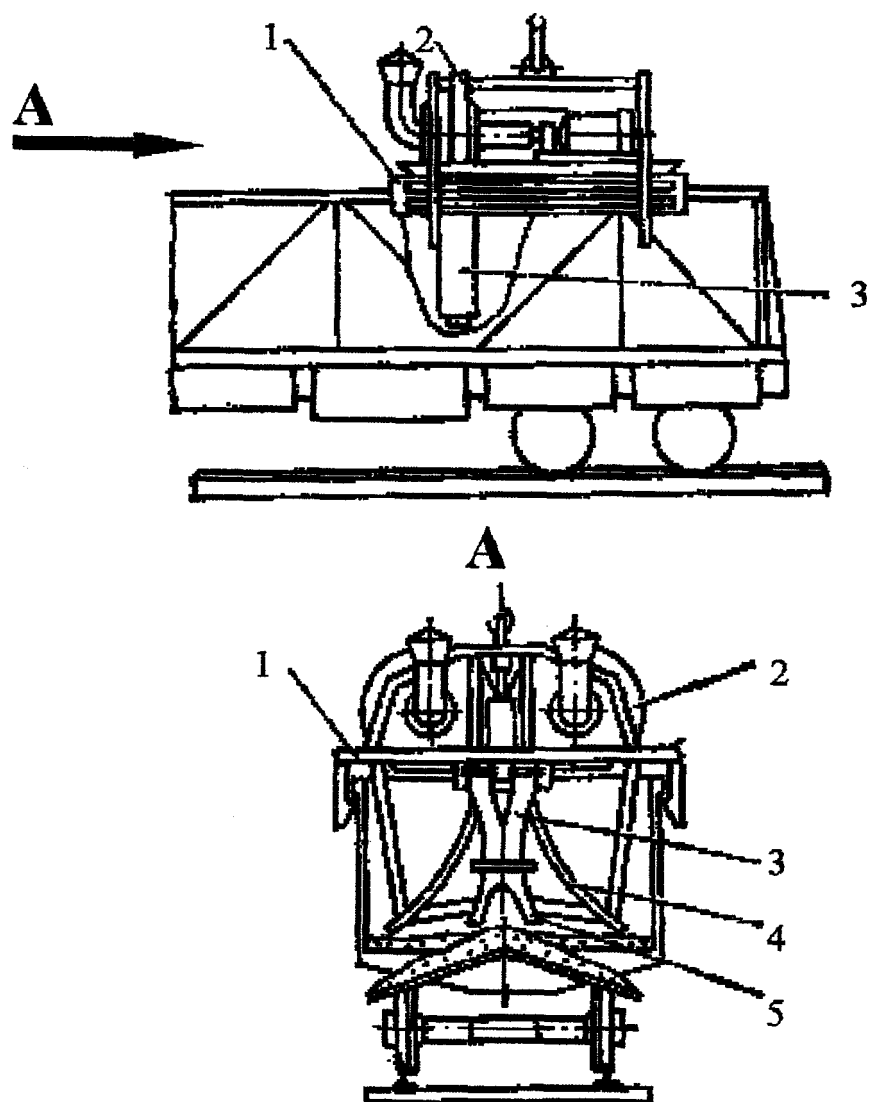
- можливість пошкодження робочих органів, що обертаються, в разі намотування на них ув'язочного дроту тощо, які часто знаходяться в шарі вантажу.

Виходячи з вище сказаного, механічні очищувальні пристрої знайшли використання на розвантажувальних пунктах переважно з малим обсягом робіт.

1.4.2 Пневматичні очищувальні пристрої

Пневматичне очищення здійснюється за допомогою машин двох типів: нагнетальних (отруйних) або всмоктуючих (вакуумних).

Пристрої першої групи (рисунок 1.6) працюють за рахунок енергії стислого повітря, струмінь якого наводиться на поверхні через сопла на



1-рама; 2-вентилятор; 3-насадок; 4-боковий патрубок;
5-сідлоподібне сопло

Рисунок 1.6 - Навісний пневматичний пристрій ХІІТу

кінцях, звичайно, гнучких воздуховодів [9, 13]. Такі установки переважно складаються з рами 1, на якій змонтовано один або два вентилятори % оснащені насадком 3, сідлоподібними соплами 5 і боковими патрубками 4. Іноді для приглушення питу такі машини оснащують водяними форсунками. Тиск повітря складає від 0,4 до 1,5 МПа.

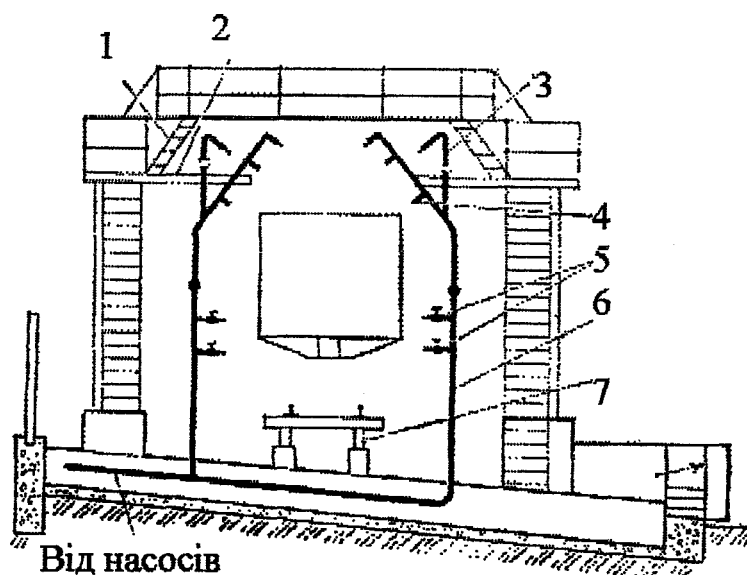
Здобутками ОП цієї групи є простота конструкції та можливість очищення важкодоступних зон. Але через складність керування і високу витрату енергії такі установки не набули широкого використання. Окрім цього, такі ОП через пиління та високий рівень шуму не відповідають вимогам екологічної безпеки.

Пневматичні очищувальні іфистрої другої групи, принцип дії яких заснований на всмоктуванні залишків вантажу забірним соплом, в тому числі в комбінації із щітковими роторами [51,80], призначені для очищення ПВ без відкривання розвантажувальних лкжів. Принциповим недоліком таких машин з точки зору очищення є обмежений розмір часток; що всмоктуються. Окрім цього, ці ОП мають малу відстань транспортування залишків та високу енергомісткість. Через ці недоліки вони також не набули широкого розповсюдження.

1.4.3 Гідравлічні очищувальні установки

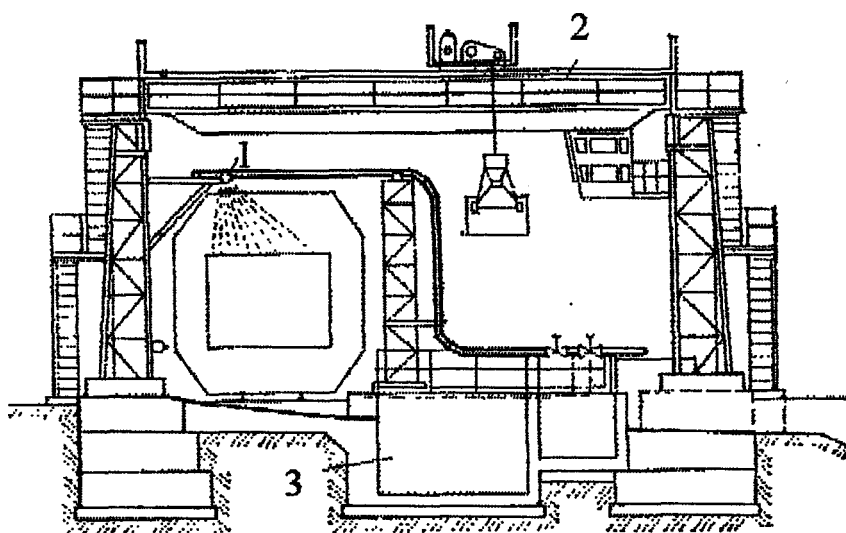
Очищення вагонів шляхом змивання залишків вантажів струменем вода під тиском від 0,5 до 1,2 МПа використовується здебільшого в пунктах масового розвантаження однорідних вантажів (рисунки 1.7-1.9).

Гідравлічні ОП складаються з насосного агрегата, який по трубопроводу подає воду до гіромоніторної установки або комплекта нерухомих сопел, які направляються на вагон. Із вагону пульпа зтікає до відстойника, де вода відокремлюється від вантажу і може бути використаною знову. Гідравлічні ОП виготовляються переважно стаціонарного типу.



1-перехідний місток, 2-контрольна площадка, 3-гідромонітор,
4,5-сопла, 6-вертикальний стояк, 7-залізнична колія.

Рисунок 1.7 - Гідравлічна очищувальна установка Південного горно-збагачувального комбінату



1-розбризкуючий прилад, 2-мостовий кран, 3-відстойник.

Рисунок 1.8 - Гідравлічна очищувальна установка Дніпровського металургійного комбінату



Рисунок 1.9- Гідравлічна очищувальна установка залізничного цеху об'єднання "Вторчормет"

Здобутками гідравлічних ОП є:

- висока якість очищення;
- висока продуктивність при неперервності процесу очищення;
- можливість забезпечення охорони навколишнього середовища при замкненому циклі водопостачання.

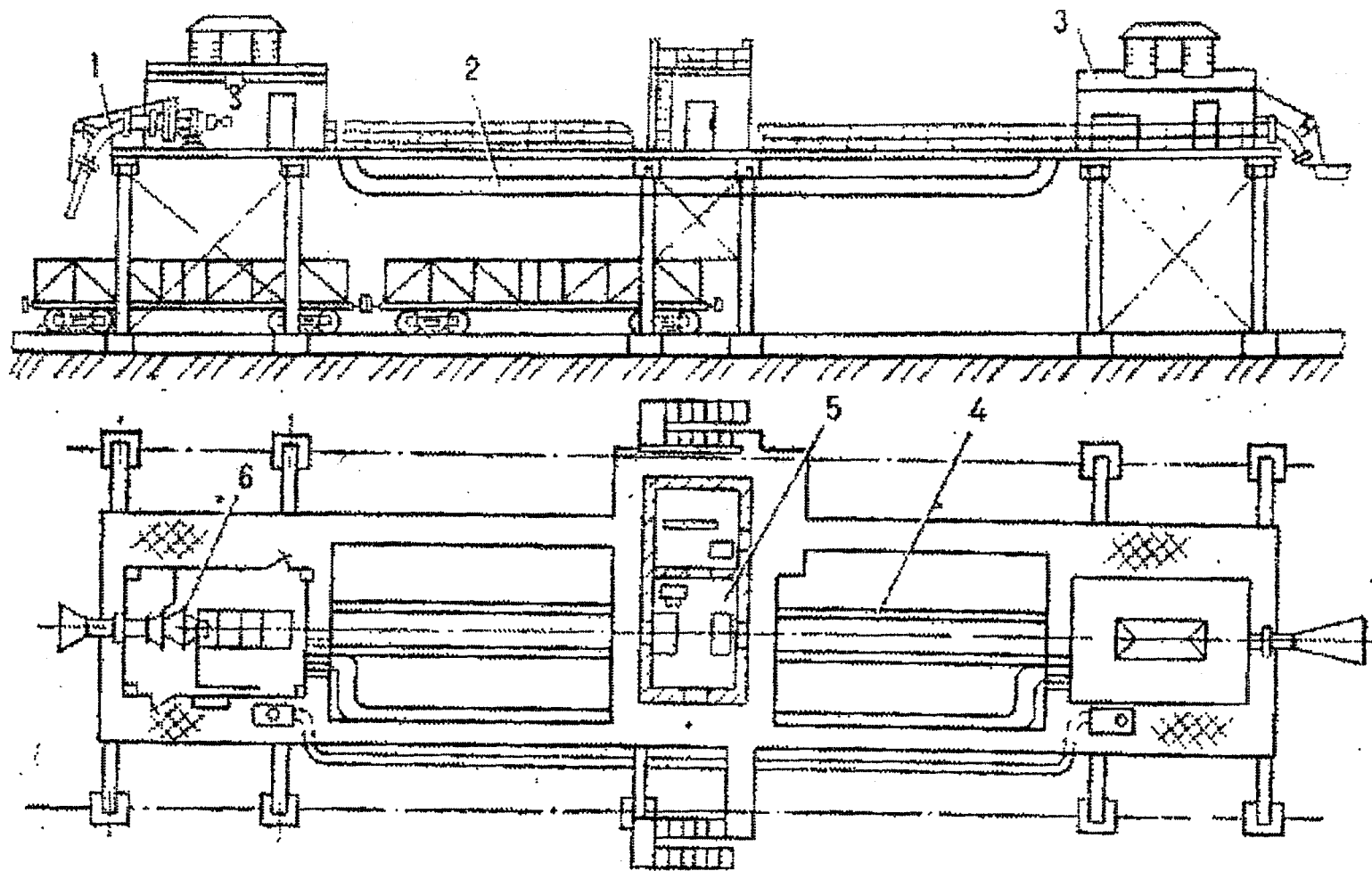
Але широке використання цього способу очищення обмежують такі недоліки:

- утруднення експлуатації гідравлічних ОП взимку через замерзання пульпи;
- значні капітальні витрати;
- складність утилізації залишків;
- необхідність спорудження очищувальних споруд;
- небезпека пошкодження рухомого складу, якщо вода потрапляє в букси і гальма, особливо взимку.

1.4.4 Газодинамічні очищувальні установки

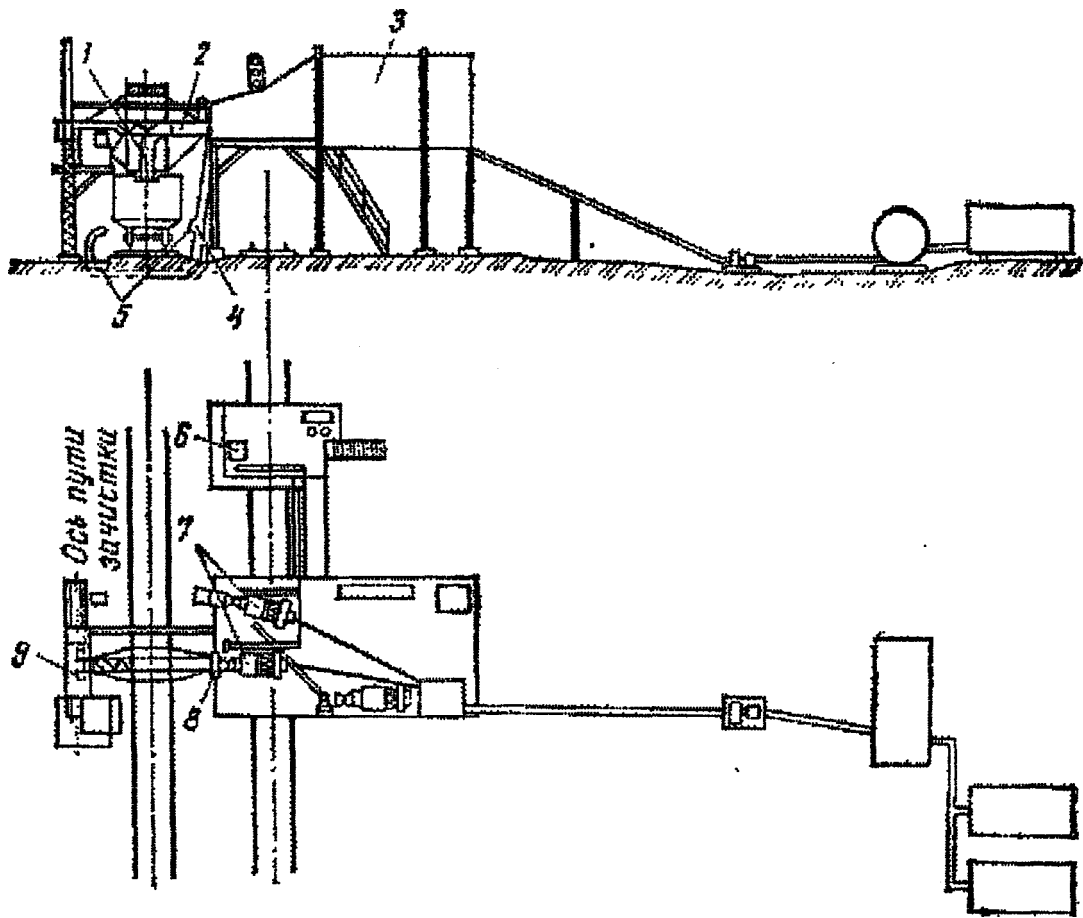
Принцип дії газодинамічних очищувальних установок (рисунки 1.10-1.13) заснований на видаленні залишків **инав** вантажів за допомогою потужного струменя вихлопних газів. Генератором газового потоку використовуються реактивні авіаційні двигуни, що вичерпали свій льотний ресурс, але придатні до наземного використання. Такі ОП можуть бути як стаціонарними (рисунки 1.10,1.11,1.13), так і пересувними (рисунок 1.12).

Стаціонарна газодинамічна очищувальна установка (рисунок 1.10) складається з порталу, на якому містяться два моторних відділення 3 з турбореактивними двигунами б і повітряними забірниками 2. Розжарені вихлопні газы від турбіни б по гнучкому газопроводу надходять в сопла 1, що направляються на піввагони, що подаються під очищення по колії 4. В кабіні 5 розміщується пульт керування установкою.



1—сопло, 2-повпряннИ забірних, 3-моторне відділення, 4-залізнична колія, 5-кабіна, 6-турбореактивний двигун.

Рисунок 1.10 - Стационарна турбореактивна очищувальна установка



1- сопло, 2, 4-газопровода, 3-моторне приміщення, 6-пульт керування,
7,8, 9-механізми повороту сопел

Рисунок 1.11 — Стационарна турбореактивна очищувальна установка станції Калзагай Кемеровської залізниці

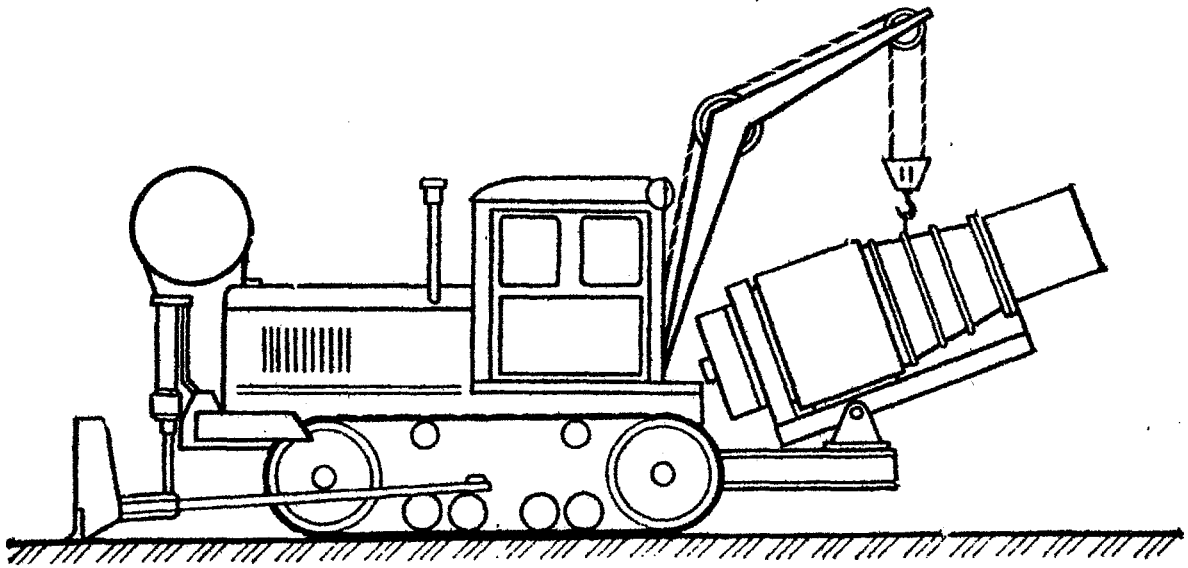


Рисунок 1.12- Пересувна турбореактивна очищувальна установка Ризької механізованої дистанції вантажно-розвантажувальних робіт

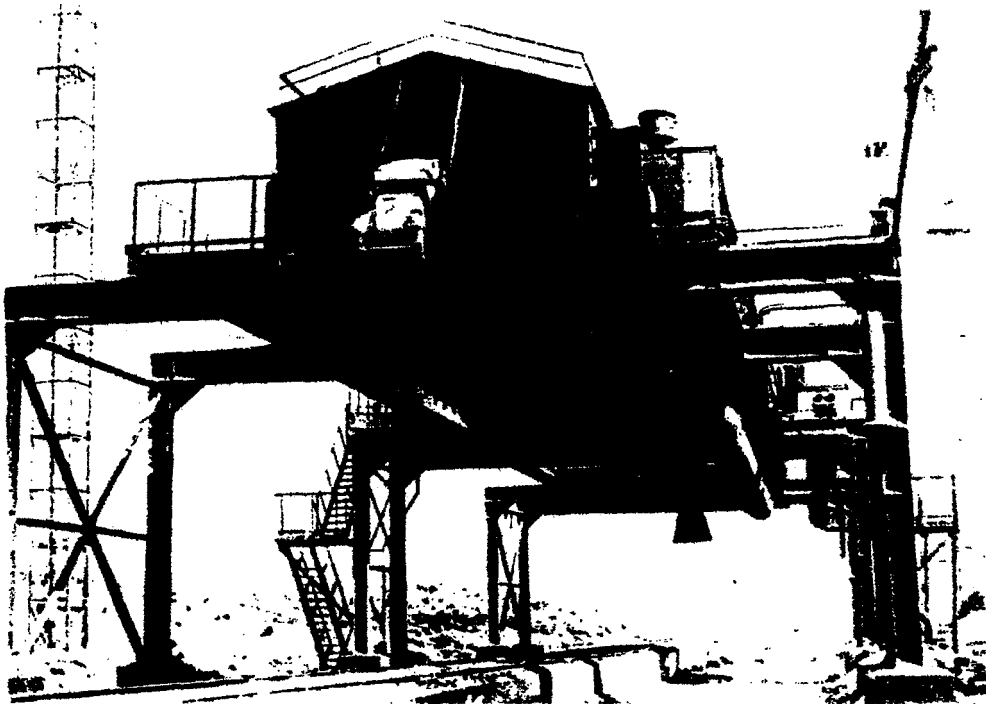


Рисунок 1.13 - Турбореактивна очищувальна установка Челябінського металургійного заводу

До їх здобутків можна віднести:

- висока продуктивність що сягає понад 200 ваг./год. влітку і 60 ваг./год. взимку

висока якість очищення при мінімальному простої вагонів під цією операцією; '

- можливість очищення ПВ як з відкритими розвантажувальними люками, так і без їх відкривання, що надає сприятливих умов для комплексної механізації процесу,

- забезпечення одночасного обдуву кузова ПВ зсередини і зовні;
- надійність в роботі;
- можливість очищення ПВ від змерзлих вантажів.

Турбореактивні очищувальні установки (ТРОУ) використовуються для масового очищення ПВ в пунктах підготовки їх під навантаження. Здебільшого, в цих вагонах знаходяться залишки різноманітних вантажів та сміття, попадання яких в завантажуваний матеріал може різко знизити його якість. Інколи ТРОУ використовуються в пунктах розвантаження однорідних вантажів з великим обсягом робіт на підприємствах вугільної та металургійної промисловості, а також для видалення забруднень [34].

Але ТРОУ мають цілий ряд суттєвих недоліків:

- не задовольняють вимогам охорони пралі та навколишнього середовища № відстані 500 м від установки рівень звукового тиску перевищує норму від 2 до 4 дБ, а зона ближче 100 м взагалі вважається небезпечною. Інтенсивність осідання пилу в межах пункту очищення на площі 60 Га складає 2,44 г/См^год.) і в декілька разів перевищує норму. Стоп пилу розповсюджується вверх на висоту понад 40 м. Продукти згоряння авіаційного палива містять токсичні речовини, в тому числі канцерогенні;

- висока енергомісткість очищення, яка складає від 85 до 100 кВтгод/ваг., а витрати авіаційного пального складають від 1 до 4 т/год. або від 30 до 60 кг/ваг. [121];

- висока вартість очищувального комплексу (понад 500 тис. грн.), що робить використання ТРОУ економічно доцільним лише при великому обсязі очищення;
- при очищенні ПВ в закритих ангарах вагонів з залишками вугілля, сірки, інших органічних речовин, виникає загроза вибуху пилогазової суміші;
- у переважній більшості випадків ТРОУ не дозволяють утилізувати залишки вантажів;
- при використанні ТРОУ в наслідок впливу розпечених газів є можливість пошкодження деталей системи гальмування і обшивки кузова ПВ. Вщомі випадки відриву незакріплених дверей, кришок розвантажувальних люків, пошкодження обшивки кузова речами, що були розігнані газовим струменем до великої швидкості,
- авіаційні двигуни ТРОУ чутливі до потрапляння в них пилу, тому на пунктах очищення, звичайно, монтуються відразу дві установки з тим, щоб вмикати ту з них, котра знаходиться з навітреного боку.

1.4.5 Вбраційні очищувальні пристрої

Широкого використання для очищення піввагонів від залишків сипучих вантажів набули вібраційні очищувальні пристрої (ВОП). їх важливими здобутками є:

- простота конструкції і зручність у використанні. ВОП містять малу кількість вузлів і, як правило, лише один привод. Керування ВОП зводиться лише до установки його на вагон і вмикання привода;
- можливість використання їх як змінних робочих органів до базових вантажно-розвантажувальних машин;
- незначні капітальні та експлуатаційні витрати.

До недоліків ВОП треба віднести:

- шкідливий вплив вібрації на конструкцію піввагона і саму очищувальну⁷ машину. Через це часто виходять з ладу підшипники приводного електродвигуна, а також можливе виникнення тріщин в зварних швах металоконструкції вібромашини від стомленості металу. Цім обумовлюється невеликий термін служби цих пристроїв - до 5 років;

- значний рівень шуму,
- зниження ефективності очищення на кінцевій стадії процесу.

Ці недоліки в різній мірі залежать від конструктивних особливостей вібраційних ОП

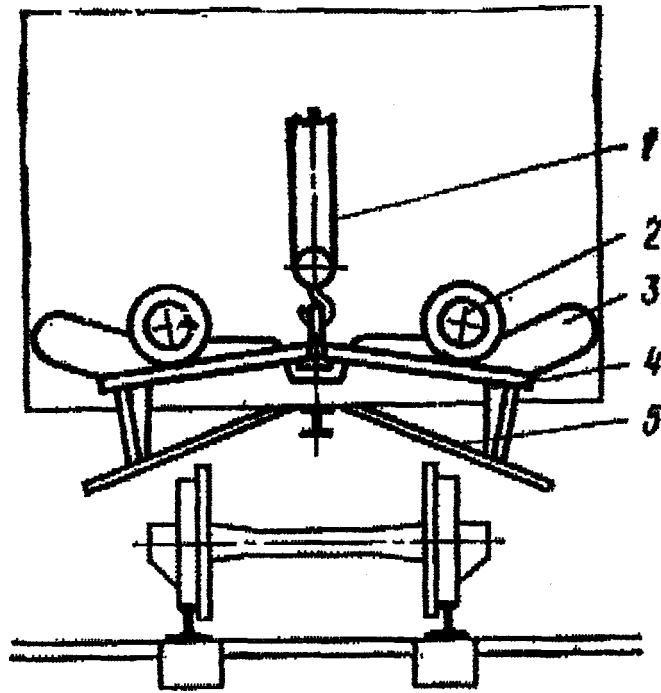
Розглянемо відомі типи вібраційних очищувальних пристроїв.

Люкові вібраційні очищувальні машини (ЛВОМ) використовуються при незначному⁷ обсязі очищення на малодіяльних вантажних дворах залізничних станцій або промислових підприємств. ЛВОМ створюють обертальні коливання кришок люків навколо шарнірів їх закріплення, що сприяє зсуву залишків вантажу з люків.

Конструктивно вони виконуються у вигляді змінного робочого пристосування до базових вантажопідйомних машин. Навісний ЛВОМ Востряковського домобудівного комбінату (рисунок 1.14) складається з рами 4 із стропильним елементом, за допомогою якого пристрій навішується на гак 1 крану. Ї рамі 4 містяться два віброзбудника 2 з електричним приводом, що живляться від мережі підприємства. Пристрій опускають всередину ПВ і за допомогою упорних елементів 5 встановлюють одразу на дві кришки розвантажувальних люків. Нд поперечного пересування ЛВОМ утримується скобами 3, котрі зпираються на бокову обшивку кузова. В таблиці 1.2 наведені основні техніко-економічні показники ЛВОМ [90].

До здобутків ЛВОМ можна віднести:

- малу потужність приводу віброзбудників - переважно до 3 кВт;
- малу масу конструкції - до 0,5 т, що дозволяє використовувати їх як змінне пристосування до авто- або електронавантажувачів;



1-рама, 2-вібробудник, 3, 4-упори, 5-кришка люка

Рисунок 1.14- Люкови віброочищувальний пристрій
Востряковського ДБК

- низькі капітальні та експлуатаційні витрати.

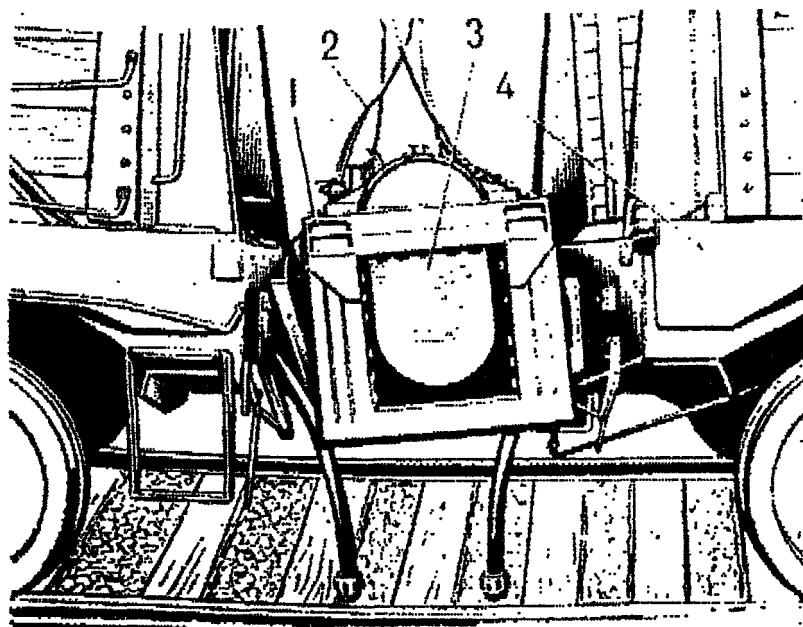
Таблиця 1.2 - Основні техніко-економічні показники люкових вібраційних

Показник	Люкові вібраційні пристрої			
	Промтранс- ніпроект	Востря- ковський ДБК	Московський ЗБК-2	Барано- вічськийЗБК
1 Кількість віброзбуду- ників, шт	2	2	2	2
2 Амплітуда змушуючої сили,кН	0-40(80)	20	27	16-30(32-60)
3 Потужність електродвигу- на, кВт	1,2	1,2	4,5	1,5
4 Кількість електродвигу- нів, шт.	2	2	2	2
5 Частота обертання, об/хвил.	2800	2800	1400	2800
6 Габаритні розміри, мм: —довжина	2310	2820	-	2000
—ширина	650	1400		1600
—висота	715	1200		900
7 Маса пристрою, т	0,38	0,5	0,45	-

Але ці машини мають цілий ряд суттєвих недоліків:

- низька якість очищення. Вантаж залишається на хребтовій,
шкворневих, проміжних балках та нижньому обв'язочному поясі ПВ

Частково це можна пояснити використанням високочастотних будівельних
віброзбудників, частота змушуючої сили яких сягає 46 Гц



1-корпус, 2-підвіска, 3-віброзбудник, 4—піввагон.

Рисунок 1.15 - Продольний віброочищувальний пристрій "Урал-ЦНИИ"

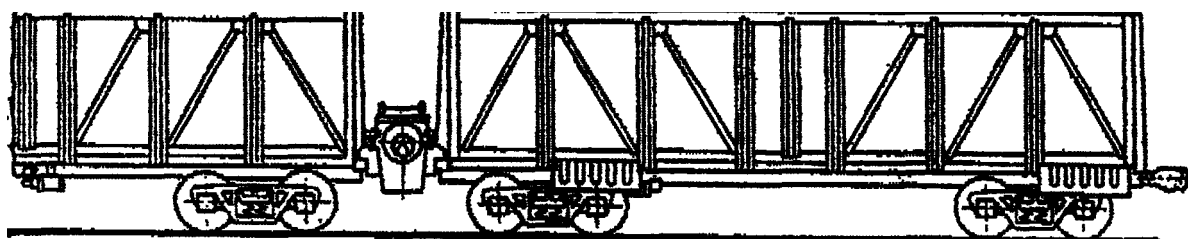


Рисунок 1.16 - Схема розташування продольного віброочищувального пристрою "Урал-ЦНИИ" на піввагонах

- низька продуктивність через те, що за один цикл виконується: очищення лише однієї пари люків і, як наслідок, необхідність виконувати від 7 до 11 перестановок пристрою на одному ПВ.

Через ці недоліки ЛВОМ широкого використання не набули.

Нбраційні очищувальні пристрої продольно! дії (ВОППД) (рисунки 1.15, 1.16) надають кузову коливання в горизонтальній площині вздовж продольно! восі симетрії [41,90,94,].

ВОППД системи "Урал-ЦНИИ" (рисунок 1.15) складається з корпусу 1, в якому містяться два віброзбудники 3, які розташовуються симетрично до продольно! воа ПВ, та їх приводи. Корпус 1 має стропильні елементи 2, за допомогою яких виконується закріплення пристрою вантажопідйомним механізмом проміж двох зчеплених піввагонів 4. Горизонтально спрямована змушуюча сила передається по хребтовим балкам і через розетки автозчепок. При роботі ВОППД заклинюють проміж упорів-скользунів, які утримуються на лобових брусах ПВ заплічниками. Пружинні елементи автозчепок зтисжуються і утворюється жорстка система "Нбромашина-кузови ПВ". В таблиці 1.3 наведені основні техніко-економічні характеристики деяких ВОППД.

Здобутками ВОПЦД є:

- достатньо висока якість очищення;
- можливість одночасного очищення двох піввагонів.

До недоліків таких ОП можна віднести:

- складність конструкції, яка обумовлює невисоку експлуатаційну надійність;
- велику амплітуду змушуючої сили (близько 460 кН);
- велику потужність електродвигунів приводу віброзбудника (близько 45кВт);
- велику масу пристрою (близько 5 т), яка не дозволяє застосовувати ВОПЦД як навісне змінне пристосування до навантажувачів;
- складність закріплення на вагоні.

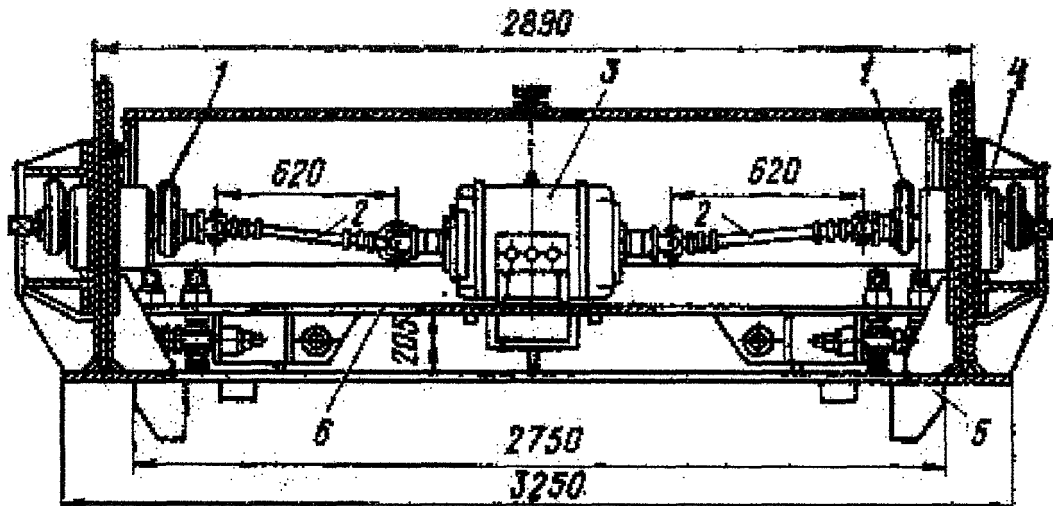
Таблиця 1.3 - Основні техніко-економічні показники вібраційних очищувальних пристроїв продольно! дії

Показник	Вібраційні ОП продольно! дії	
	"ЦНИИ МЕС"	"ВНИИЖТ"
1 Кількість віброзбудників, шт	2	2
2 Амплітуда змушуючої сили, кН	460	400
3 Частота коливань, Гц	16,7	16
4 Електродвигуни		
—тип	АО 72-4	4А25086У3
—кількість, ППТ	2	1
—потужність, кВт		45
—синхронна частота обертання, об./хв	1500	1000
5 Габаритні розміри, мм		
—довжина	4150	2200
—ширина	3550	1100
—висота	1630	1538
6 Маса пристрою, т	5,51	5,35

Через ці недоліки вібраційні очищувальні пристрої продольно! дії широкого розповсюдження не набули.

Серед вібраційних ОП найбільш розповсюдженими є накладні вібраційні очищувальні машини (НВОМ) (рисунки 1.17, 1.18) В цих пристроях змушуюча сила спрямована вниз і передається кузову ПВ через верхню обв'язку. Їх розробкою займались д.т.н. Г.ПГриневич, д.т.н. САДругаль, к.т.н. ВНРамодін, д.т.н. Е.ММорозов, к.т.н. АМКотенко та інші фахівці.

НВОМ системи "Урал-ЦНИИ МПС" (рисунок 1.17) призначений для очищення ПВ від залишків вантажів через відкриті люки. Його зварний металевий корпус підвішують до крану за чотири вушка по кутах на стропях і опускають на верхній обв'язочний пояс ПВ. Віброзбудники розміщені так, щоб чинити дію безпосередньо на бокову стіну вагона Елементи корпуса мають допоміжні ребра жорсткості. № валу кожного віброзбудника по обидві сторони стіни корпуса жорстко закріплені дебаланси 1 і 4, закриті в



1-4- дебаланс, 2-карданний вал, 3-електродвигун, 5-упор, 6-рама.

Рисунок 1.17 - Накладний віброочишувальний пристрій
"Урал-ЦНИИ-МПС"

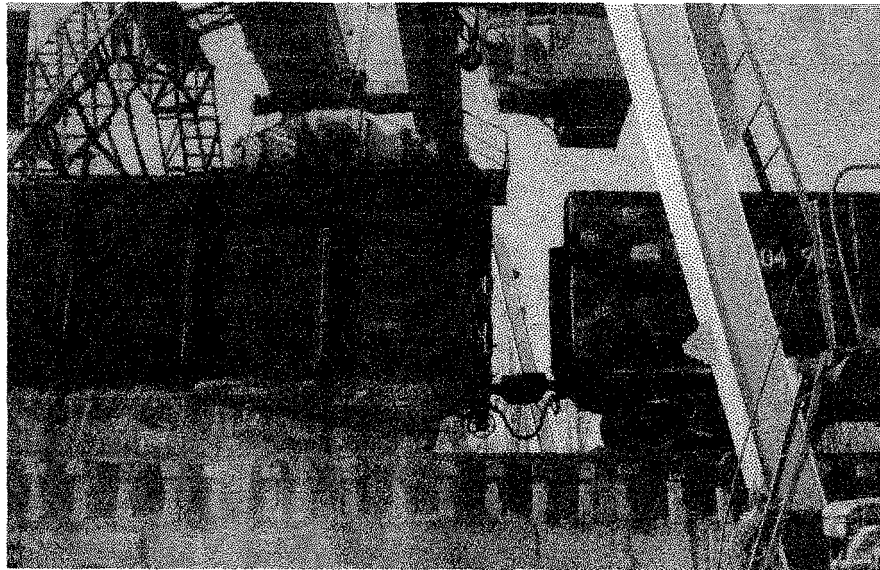


Рисунок 1.18 - Накладний віброочишувальний пристрій
"Урал-ЦНИИ-МПС" в роботі

кожухи. Обидва кінця вала електродвигуна 3, який встановлений на окремій від корпусу підпружиненій рамі 6, з'єднані за допомогою карданних валів 2 з валами віброзбудників. Для точного встановлення пристрою на кузов ПВ передбачені чотири направляючих упора 5. В таблиці 1.4 наведені основні техніко-економічні показники деяких НВОП Конструкції деяких НВОП мають можливість в процесі очищення пересуватися вздовж вагона по верхньому обв'язочному поясу.

До здобутків НВОП відносяться:

- відносна простота конструкції;
- зручність навіски на вагон;
- зручність в керуванні;
- невеликі експлуатаційні витрати.

Але НВОП мають цілий ряд суттєвих недоліків.

По-перше, теоретично, суворо вертикальні коливання кузова ПВ ефекта очищення не дають. Вони отримуються за рахунок того чи іншого ступеня неvertikal'nosti коливань, наприклад, віброочищувальний пристрій встановлюється по черзі над кожним із візків ПВ.

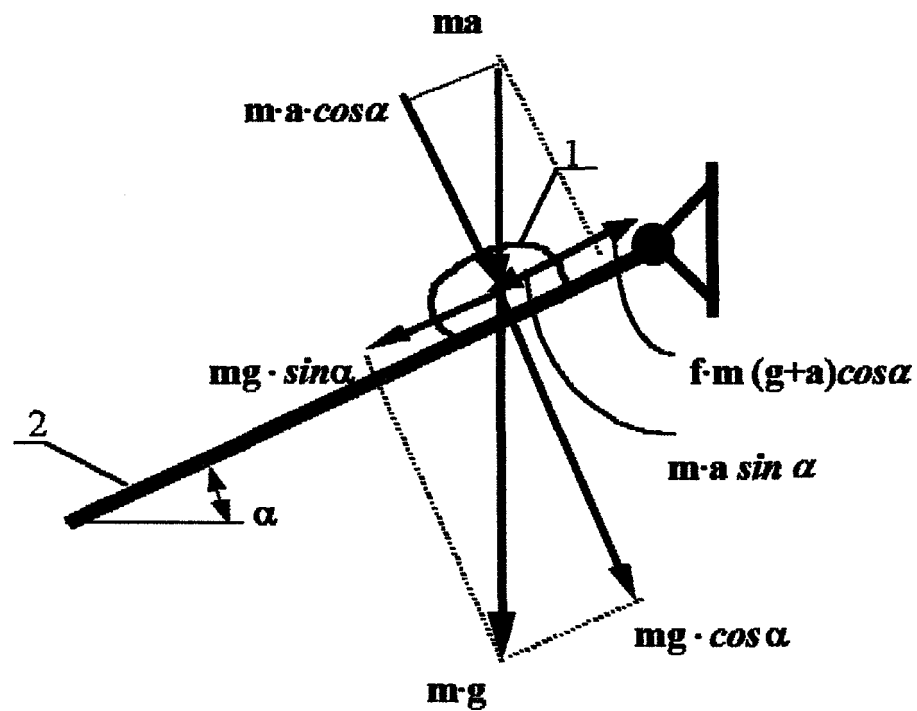
Щоб пояснити таке явище розглянемо умови рівноваги частки вантажу, яка знаходиться на нахилній площині під впливом вертикальних коливань (рисунок 1.19). Для цього використаємо рівняння рівноваги частки вантажу, наведене в [87,111]

$$m(g + a) \sin \alpha = F - m(g + a) \cos \alpha, \quad (1.1)$$

де m - маса частки вантажу,

α - кут нахилу кришки лкжа до горизонту,

- - прискорення вільного шутіптгг



1 - частка вантажу; 2 - кришка люка.

Рисунок 1.19- Розрахункова схема до знаходження умов рівноваги частки вантажу на нахилній площині під впливом вертикальних коливань

Таблиця 1.4 - Основні техніко-економічні показники накладних вібраційних пристроїв

Показник	Накладні ВОП				
	Урал-ЦНИИ	Урал-ЦЦИИ-2	Пересуви. ВНИИЖТ	ВНВ-2	ВРШ-4А
1 Тип віброзбудника	Одновальний крутової дії	Одновальний	Двухвальний направленої дії	Одновальний самоцентруючийся	Чотирьхвальний, регулюється
2 Кількість віброзбудників, шт.	1	1	4	1	2
3 Амплітуда змушуючої сили, кН	90	90	50-90	88,2	90-100 *•
4 Частота коливань, Гц	24	24-25	24	25	24-25
5 Електродагун: -кількість, шт. -потужність, кВт -частота обертання, об./хвил	1 22 1440	2 <u>22</u> 1450	2 2x30 1460	1 20 1460	2 2x22(30) 1450
6 Габаритні розміри, мм -довжина -ширина -висота	3460 3150 1230	3830 2500 1100	5000 3500 1170	3650 3070 1280	3000 3600 1910
7 Маса, т	5	5	5,5	5	5,78

a - прискорення, яке надається кузову ПВ вібромашиною;

f - коефіцієнт тертя вантажу по кришці люка

Звідси максимальний коефіцієнт тертя вантажу, який ще зможе зійти з кришки люку під впливом вертикальних коливань кузову ПВ, $f = \frac{a}{g}$.

Отже, суворо вертикальні коливання кузову ПВ не надають ефекту очищення. Ць положення було підтверджене практично: при зменшенні шару вантажу на кришці розвантажувального люку ефективність очищення ПВ накладною вібромашиною різко зменшується. Також, практика показала, що для початку зсуву часток вантажу з кришок люків необхідно надати кузову ПВ прискорення в вертикальному напрямку не менше $1g$. А згідно з існуючими нормами значення прискорень в вертикальному напрямку для ПВ не повинні перевищувати $1g$.

Із наведеного вище витікає, що в НВОМ переважна частина змушуючої сили витрачається на вертикальне розгойдування ПВ і через це НВОМ мають такі недоліки, як великі амплітуда змушуючої сили (близько 90 кН) та потужність приводу вібробудника (від 22 до 30 кВт).

По-друге, як було доведено практично, НВОМ погано очищують ПВ, кришки розвантажувальних люків яких для полегшення їх закривання мають торсіони.

Щоб пояснити це явище зробимо деякі припущення:

- в стані покою відчинена кришка люку знаходиться поблизу упора, але не торкається його. В стані рівноваги вона утримується тільки за рахунок жорсткості торсіона;

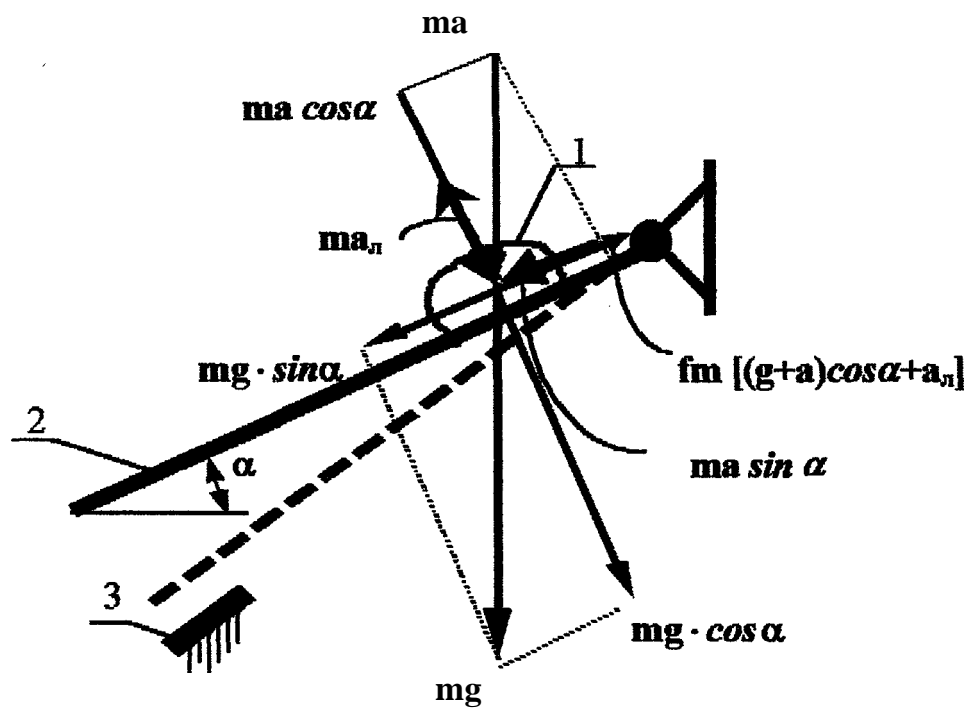
- кришка люка може робити малі коливання;
- тертя в шарнірах закріплення кришки відсутнє.

Запишемо умови рівноваги частки вантажу, що знаходиться на гідторсионені кришці люку при вертикальних коливаннях кузову вагона (рисунок 1.20)

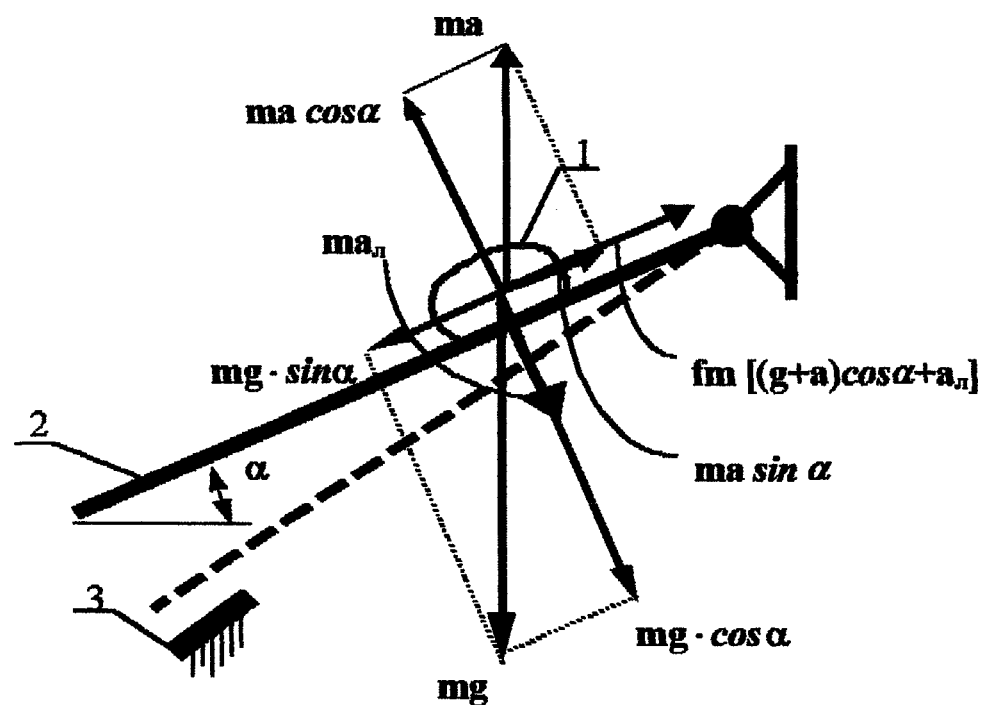
$$m(g+a)\sin \alpha = F_{\text{т}} \quad \alpha_1 \quad (1-2)$$

де m - маса частки вантажу,

- α - кут нахилу кришки люку до горизонту?;
- $F_{\text{т}}$ - прискорення вільного падіння;



Кришка люка нижче статичного положення



Кришка люка вище статичного положення

1 - частка вантажу; 2 - кришка люка; 3 - упор.

Рисунок 1.20 - Розрахункова схема до знаходження умов рівноваги частки вантажу на підгорсіоненій кришці люка під впливом вертикальних коливань

a - прискорення, що надається кузову ПВ накладною очищувальною вібромашиною;

a_n - прискорення, що надається кришці розвантажувального люку при роботі накладної очищувальної вібромашини;

f - коефіцієнт тертя вантажу по кришці люку.

Звідси знайдемо максимальний коефіцієнт тертя f вантажу, який ще зможе зійти з підторсионеної кришки люку під впливом вертикальних коливань кузова ПВ

$$f_{max} = \frac{(g \pm a) s m a}{(g + a) < w a m a_n} \quad (1-3)$$

Верхній ряд знаків відображає рух кришки люка від положення покою вниз, а нижній ряд знаків - вгору. У той час, коли складові сили ваги та інерції намагаються зсунути частку вантажу униз, сила інерції від руху кришки люка притискує частку і заважає її руху, що видно із знаменника. Отже, коливальні рухи кришок люків, що мають торсіони, лише погіршують умови зсуву частки вантажу з кришок розвантажувальних люків, а через це знижується ефективність очищення вагонів НВОМ.

Гь-третє, НВОМ повинні мати масу, достатню для того, щоб опорна поверхня пристрою не відривалася від верхньої обв'язки ПВ. Як наведено в [31], для забезпечення жорсткого зв'язку між вагоном і віброочищувальною машиною мінімально необхідна маса останньої знаходиться із виразу

$$G = \frac{P}{1,7 \cdot g}, \quad (1.4)$$

де G - маса НВОМ кг,

P - амплітуда змущуючої сили, Н,

g - прискорення вільного падіння, m/c^2 .

Тобто, при амплітуді змушуючої сили вібромашини $P=90$ кН маса НВОМ повинна бути не меншою за $G=5,4$ т.

В-четверте, при роботі НВОМ створюють підвищений рівень шуму (близько 99 дБ).

У значній мірі позбавлені недоліків, властивих НВОМ, вібраційні очищувальні пристрої бокової дії (ВОПБД). В цих машинах змушуюча сила спрямована в горизонтальній площині перпендикулярно продольній осі вагона

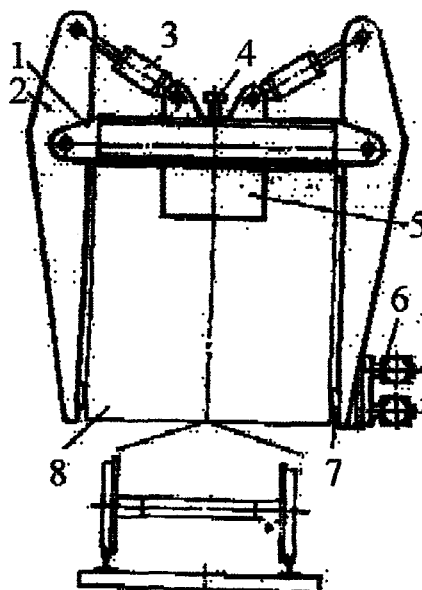
До теперішнього часу існує два типи ВОПБД які різняться між собою лише способом закріплення на піввагоні: віброкліпц (рисунки 1.21, 1.22) та навісні ВОПБД які в свою чергу поділяються на пристрої з ручним (рисунок 1.23), полуавтоматичним [52] та автоматичним (рисунок 1.24) механізмом фіксації.

Раніше в ^рківському інституті інженерів залізничного транспорту була розроблена конструкція навісного ВОПБД з ручним закріпленням на вагоні [20, 53] (рисунок 1.23), який складався з рами 1, на якій містився віброзбудник 2 з електродвигуном. Пристрій навіщувався на один з бортів ПВ за оголовок 4 рами 1 і затискався допоміжним робітником вручну гвинтовим механізмом 3, після чого виконувалося очищення. Здобутками такого НВОПБД були мала маса (близько 250 кг) та простота конструкції. Але він мав цілий ряд суттєвих недоліків, які не дозволили пристрою набути широкого розповсюдження:

- ручна фіксація пристрою на вагоні допоміжним робітником, що знизило продуктивність машини і виключило її використання на підвищених коліях станцій без спеціальних помостів;

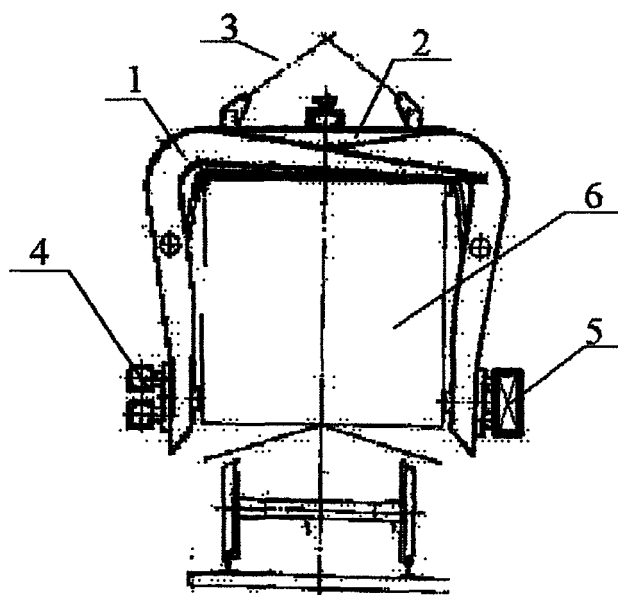
- низька якість очищення через те, що був використаний високочастотний будівельний віброзбудник, частота змушуючої сили якого складала близько 46 Гц.

Для забезпечення затискання вібропристрою на ПВ без безпосередньої участі людини була спроба використання віброкліпців із гідравлічним



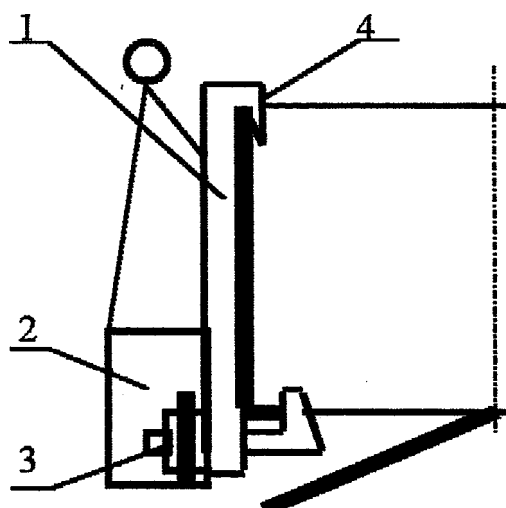
1-двуплічий важіль, 2-горизонтальна балка, 3-гідроциліндр,
4-стропальний елемент, 5-насосна станція, 6-віброзбудник,
7-привалочна балка, 8-піввагон.

Рисунок 1.21 - Віброкліщі ХПТу із гідравлічним затиском на піввагоні



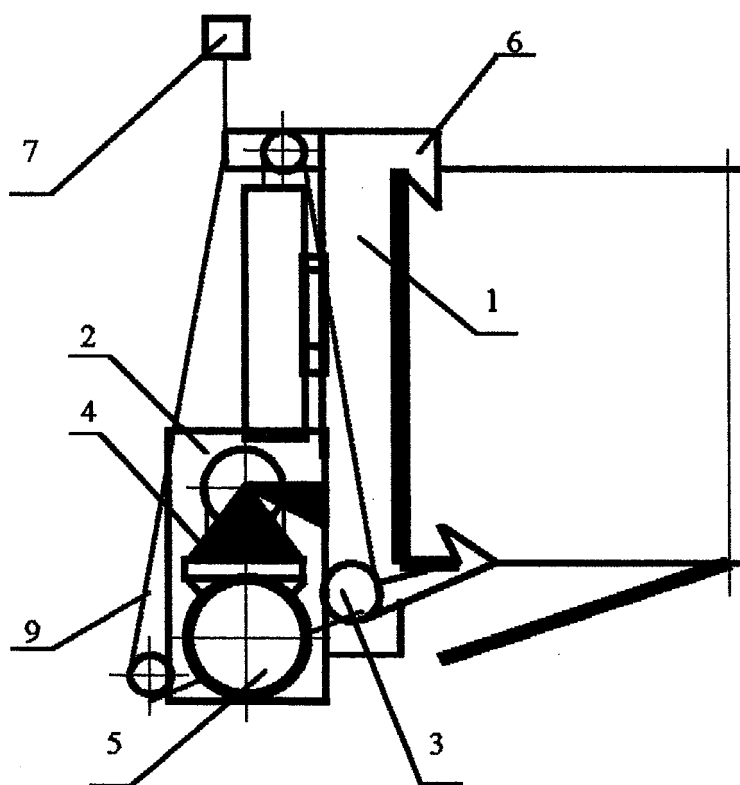
1-двуплічий важіль, 2-горизонтальна балка, 3-стропальний елемент,
4—віброзбудник, 5-противага, 6-піввагон.

Рисунок 1.22 - Віброкліщі ХПТу із автоматичним затиском на піввагоні



1 - рама; 2 - вібробудник; 3 - гвинтовий механізм; 4 - оголовок.

Рисунок 1.23 - Навісний вібраційний очищувальний пристрій бокової дії системи ХПТ



1 - рама; 2 - вібробудник; 3 - фрикційно-ексцентриковий механізм;
4 - маятникова підвіска; 5 - електродвигун; 6 - оголовок; 7 - траверса;
8 - ланцюгова передача; 9 - ланцюг привода фрикційно-ексцентрикового механізму.

Рисунок 1.24 - Схема вібраційного очищувального пристрою бокової дії системи ХарДАЗТ

затискувачим механізмом (рисунок 1.21). Але через складність конструкції та високу вартість пристрою від них відмовились.

Були розроблені віброкліщі, що затискалися на ПВ за рахунок власної ваги [52] (рисунок 1.22). Вони складаються з двох Г-подібних важелів 1, що шарнірно закріплені на горизонтальній балці 2. На нижньому кінці одного з важелів 1 закріплений віброзбудник 3 з електродвигуном, а на нижньому кінці іншого - противага 4. При підйомі віброкліщів краном за стропальні елементи 5 нижні кінці важелів 1 розходяться в різні боки, що дозволяє навісити пристрій на ПВ. При опусканні гака крана віброкліщі зпираються важелями 1 на верхню обв'язку вагона. При подальшому опусканні гака крана за рахунок власної ваги важелів 1 та розміщених на їх кінцях віброзбудника 3 і противаги 4 віброкліщі притискаються до бортів ПВ так, що лінія дії змушуючої сили віброзбудника проходить через косинець нижньої обв'язки на рівні підлоги вагону. Після цього машиніст крану вмикає двигун приводу віброзбудника і починається очищення.

До здобутків віброкліщів можна віднести:

- добру якість очищення;
- простоту конструкції;
- малу потужність приводу віброзбудника;
- простоту встановлювання пристрою на ПВ;
- малі експлуатаційні витрати;
- порівняно з НВОМ та ВОПГЩ невеликі амплітуду змушуючої сили (до 45 кН) та потужність приводу віброзбудника (до 15 кВт);
- захищеність електродвигуна приводу віброзбудника від шкідливого впливу вібрації за допомогою спеціальної маятникової підвіски.

До недоліків віброкліщів відносяться:

- велика металомісткість, що обумовлює значні капітальні витрати;
- великі габарити, через що віброкліщі могли наводитися на ПВ лише з кінця, що було незручно при обробці декількох зчеплених вагонів;
- значна маса (до 3,5 т);

- як показав досвід практичного використання віброкліпцв, жорсткість Г-подібних важелів виявилась не достатньою для надійного закріплення пристрою на вагоні, через що було зафіксовано явище обступування вагону. Це привело до підвищеного рівня шуму при роботі (85 дБ) і могло шкідливо вплинути на збереження вагону і самих віброкліпців.

Була спроба удосконалити навісний ОП бокової дії з ручним затиском на ПВ [52] встановленням затискуючого механізму з приводом від допоміжних електродвигунів. Але через ненадійність конструкції від такого ОП відмовились.

В Харківській державній академії залізничного транспорту поєднали здобутки навісного вібраційного ОП и віброкліпів. ЦФ втілюється в конструкції навісного бокового очищувального пристрою з автоматичною фіксацією на ПВ системи ХарДАЗТ (рисунок 1.24). Нн складається з рами 1, на якій встановлені віброзбудник 3, фрикційно-ексцентриковий механізм 8 і маятникова підвіска, до якої прикріплений електродвигун 7 привода віброзбудника. Пристрій навішується на од ин з бортів ПВ за оголовок 2, а його фіксація виконується автоматично фрикційно-ексцентриковим механізмом 8 за рахунок власної ваги допоміжних вантажів.

Маятникова підвіска складається з кронштейнів 9, до котрих за допомогою осі підвішуються косинки 5, безпосередньо до яких прикріплюється електродвигун 7 приводу віброзбудника 3. Привод віброзбудника 3 виконується ланцюговою передачею б. При очищенні ПВ електродвигун 7 за рахунок реактивного моменту, що виникає через натягнення приводного ланцюга, відхиляється відносно вой на деякий кут. Щрб знайти амплітуду коливань електродвигуна на маятниковому підвішенні складається диференційне рівняння коливального процесу [30]

$$x + 2\pi x + x = A \cdot p^2 \text{ лій pt,} \quad (1.5)$$

де x - лінійне переміщення електродвигуна,

- - коефіцієнт згасання;
- - щжскорення вільного падіння;
- - відстань від осі підвішення маятника до центру мас маятника;
- - амплітуда коливань кузова ПВ;
- - частота коливань кузова ПВ;

t -час.

Розв'язавши це рівняння, запишемо рівняння для амплітуди коливань маятника

$$B = \frac{A}{\sqrt{\left(\frac{(g/l)^2}{p^2} - 1\right)^2 + 4\frac{n^2}{p^2}}}. \quad (1.6)$$

За розрахунками при амплітуді коливань кузова ПВ 3 мм з частотою 15 Гц переміщення ескіродвигуна складе близько 0,03 мм. Практично коливань двигуна при роботі без спеціальних притвдів побачити було неможливо, що сприятиме збереженню двигуна і пристрою в цілому. В таблиці 1.5 наведені основні техніко-економічні характеристики вібраційних очищувальних пристроїв бокової дії.

Таблиця 1.5 - Основні техніко-економічні показники вібраційних очищувальних пристроїв бокової дії

Показник	Бокові ОП		
	навісний системи хпт	віброкліщі	навісний системи
1 Амплітуда змушуючої сили, кН	40	45	35-40
2 Частота змушуючої сили, Гц	46	15	15
3 Потужність приводу, кВт	2x 1,2	15	їх 15, або 2x7,5
4 Оіосіб фіксації	ручний	автоматичний	
5 Рівень пуму, дБ	80	85	80

Продовження таблиці. 1.5

Показник	Бокові ОП		
	навісний системи ХПТ	ні бр ^о кп ^і т ^т гі	навісний системи ХарДАЗТ
6 Час очищення 1 вагона, хв.	7-10	3-4	
7 Маса, т	0,25	3,5	0,9

РЬ основі вище сказаного побудуємо таблицю основних характеристик усіх типів ОП(таблиця 1.6).

Таблиця 1.6 - Техніко-економічні показники пристроїв для очищення піввагонів від залишків сипучих вантажів

Показник	Очищувальні пристрої			
	механічні	вібраційні	гідравлічні	газодинамічні
1 Продуктивність, ваг./год	10-15	8-15	20-40	30-200
2 Шфгомiсткiсть очищення, кВтгод./ваг.	3,3-5,8	1-3	2,5-5	30-100
3 Трудомiсткiсть очищення, чол- год/ваг.	0,2-0,3	0,09-0,15	0,08-0,12	0,02-0,06
4 Капiтальнi витрати, тис.грн.	84-147	4,7-5,8	близько 380	105-630
5 Собiвартiсть очищення, грн./ваг.	0,53-1,05	0,42-1,2	0,53-1,7	1,05-9
6 Термiн служби, рокiв	9-12	близько 5	10	6-10
7 Кiлькiсть обслуговуючого персоналу, чол	1	1	2-3	3
8 Можливiсть очищення змерзлих вантажiв	нема		iнколи є	є

Примітки:

1 Тут і далі по тексту не розглянуті пневматичні ОП як пристрої, що не набули розповсюдження.

2 Значення витрат надані у перерахунку на 1.06.98 р.

На гідстжі даних, що наведені в таблиці 1.6 можна зтверджувати; що для очищення ПВ від залишків сипучих вантажів з точки зору собівартості очищення та продуктивності найбільш ефективними є вібраційні та механічні очищувальні пристрої. Але для більш повного аналізу ефективності роботи пристроїв розглянемо відповідність цих пристроїв сучасним вимогам до ОП (таблиця 1.7). Рівень відповідності ОП цим вимогам будемо оцінювати за п'ятибальною шкалою і за сумою балів, що отримують різні типи ОП, можна визначити найбільш ефективний тип очищувальних машин.

Таблиця 1.7 - Характеристика відповідності очищувальних пристроїв сучасним вимогам

Вимоги	(J4MTTFVRH.THJ41 TTГІСТОГЙ)			
	механічні	вюратцині	гідравлічні	газодинамічні
1 Загальнотехнічні				
1.1 Високий рівень продуктивності	3	3	4	5
1.2 Висока якість очищення	3	3-4	5	5
1.3 Низький рівень енергомісткості	4	5	3	2'
1.4 Можливість утилізації залишків	5	5	2	2
1.5 Висока надійність	2	3-4	5	4
1.6 Довговічність	3	2	5	3
1.7 Гфаетздатність в різ-них погодно-кліматичних умовах	4	4	2	5
1.8 Охорона навколишнього середовища	4	4	4	2
2 Що диктуються пунктами розвантаження				
2.1 Незначні розміри капітальних витрат	3-4	4-5	2	2
2.2 Невеликі експл^таційні витрати	3	5	3-4	2
2.3 Можливість використання як змінних органів до базових машин	2-5	5	2	2

Убалах

Продовження таблиці 1.7

Вимоги	Очищувальні пристрої			
	механічні	вібраційні	гідравлічні	газодинамічні
2.4 Простота обслуговування	3	5	4	2
2.5 Простота, конструкції	3	5	2	2
Сума	42-46	53-56	43	38

1.5 Висновки

1 Серед ОП найбільш працездатними виявляються вібраційні очищувальні пристрої, що мають відносно просту конструкцію і зручні в експлуатації і ремонті. Вони краще за інші поєднують в собі основні критерії, по яким виявляється працездатність пристрою в цілому: вартість, продуктивність, зручність в експлуатації і ремонті, енергоємність, екологічна чистота тощо.

2 Серед вібраційних ОП найбільш ефективними і перспективними виявляються навісні вібрмашини бокової дії, так як вони використовують найбільш ефективний спосіб прикладання змушуючої сили - в горизонтальній площині перпендикулярно продольній осі ПВ. Але практика використання цих ОП потребує розв'язання ряду питань:

- нормування основних параметрів пристроїв - амплітуди та частоти змушуючої сили - виходячи з вимог збереження рухомого складу,

- можливість роботи ВОПБД на ПВ, що мають різну висоту борта;

- захист електродвигунів приводу віброзбудника від шкідливого впливу вібрації.

РОЗДІЛ 2

ДОСЛІДЖЕННЯ ОЧИЩУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ БОКОВОЇ ВІБРОМАШИНИ

2.1 Критерій оцінки очищувальної здатності вібромашини

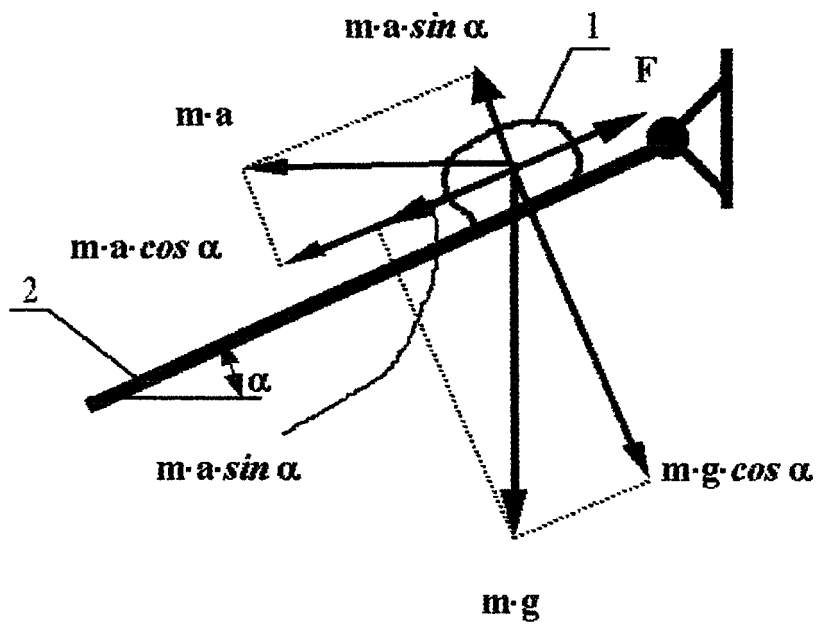
При проектуванні віброочищувальних пристроїв, в тому числі і бокової дії, виникає необхідність в знаходженні значення вібровпливу на кузови вантажного парку, в тому числі на залізничні піввагони, якого буде достатньо для повного очищення. В якості критерія ефективності роботи віброочищувальної машини зручно використати коефіцієнт тертя вантажу по кришці розвантажувального люка. Знаючи коефіцієнт тертя по сталі сипучих вантажів, що перевозяться в залізничних ПВ, і значення максимального коефіцієнту тертя вантажу, який ще може зійти з кришки люка за допомогою віброочищувального пристрою, можна судити про можливість очищення ПВ від залишків вантажу та ефективність даної віброочищувальної машини.

Розрахункова схема до знаходження умов рівноваги частки вантажу на наклонній площині при бокових коливаннях наведена на рисунку 2.1.

Все означене вище буде справедливим за умови, що вантажу на кришці люка практично не буде. Таке припущення отримало назву "умова зсуву останньої частки" і було відмічено в роботах [49, 87, 111]. Це припущення було використане в роботі через такі причини:

- практика використання віброочищувальних пристроїв показала, що ефективність очищення ПВ прямо пропорційна товщині шару вантажу, який залишився на кришці люка. Тобто, чим менше шар вантажу на кришці люка, тим нижче ефективність очищення;

випробування бокових віброочищувальних пристроїв, що проводились Уральським відділенням Всесоюзного науково-дослідного



1 - частка вантажу; 2 - кришка люка.

Рисунок 2.1 - Розрахункова схема для знаходження впливу коливань ПВ на умови зсуву частки вантажу з кришки люка

інституту залізничного транспорту та Харківським інститутом залізничного транспорту [49, 50], показали, що найбільші напруження в елементах кузова ПВ виникають годі, коли вагон практично порожній.

Рівняння рівноваги частки вантажу, що знаходиться на нахлонній площині при бокових коливаннях

$$m(g \sin \alpha + f m g \cos \alpha) = f m (g \cos \alpha - a \sin \alpha), \quad (2.1)$$

де m - маса частки вантажу;

g - прискорення вільного падіння;

α - кут нахилу кришки люка до горизонту;

f - коефіцієнт тертя вантажу по кришці люка;

a - прискорення, що отримує ПВ при віброочищенні.

В цій формулі є одна змінна величина - прискорення a , що отримує ПВ при бокових коливаннях, безпосередньо від якої і буде залежати максимальний коефіцієнт тертя вантажу по кришці люка.

Звідси максимальний коефіцієнт тертя вантажу по кришці люка

$$f = \frac{g \sin \alpha + a \cos \alpha}{g \cos \alpha - a \sin \alpha}$$

Отже, очищувальна здатність вібромашини безпосередньо залежить від значення прискорення, що отримує кузов ПВ при боковому віброочищенні. Розглянемо способи знаходження прискорень кузова ПВ при віброочищенні.

2.2 Існуючий метод знаходження прискорень

Вважається [87], що ПВ і вібромашинна являють собою єдине ціле з зосередженою масою. Це тіло спирається на абсолютно жорстку основу (рисунок 2.2) і може скоювати відносно основи переміщення в горизонтальній площині. При цьому вважається, що змушуюча сила прикладена в центрі мас системи "Кузов-Вібромашина" і спрямована перпендикулярно вагону в горизонтальній площині. Тертя в системі відсутнє. З боків система "Кузов-Вібромашина" з'єднана з основою невагомими безінерційними пружинами, що моделюють бокову жорсткість ресорного комплексу піввагона. Тертя у витках пружин також відсутнє. Отже, система буде скоювати тільки поступальне переміщення в горизонтальній площині.

Для рішення задачі по знаходженню прискорень кузова піввагона використовується рівняння Лагранжа II роду

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} + \frac{\partial \Pi}{\partial q} = Q \quad (2-3)$$

де T - кинетична енергія системи;

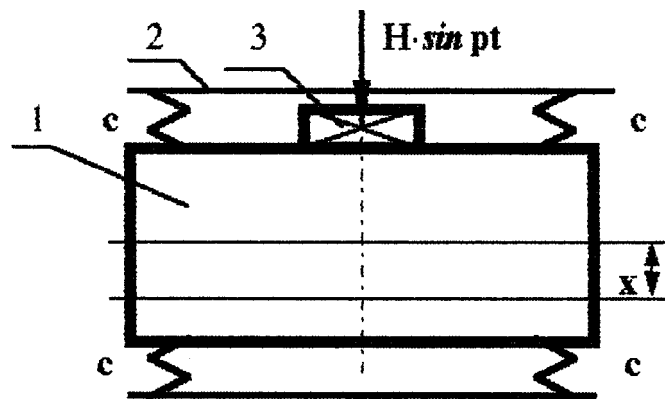
q - узагальнена координата;

Π - потенційна енергія системи;

Q - узагальнена сила.

Звідси отримаємо лінійне диференційне рівняння II порядку з постійними коефіцієнтами

$$m\ddot{x} + 4cx = H \cdot \quad (2-4)$$



1 - кузов ПВ; 2 - основа; 3 - вібробудник.

Рисунок 2.2 - Розрахункова схема до знаходження прискорення піввагона при боковому віброочищенні

де m - сумарна маса обресорених елементів системи "Кузов-Вібро машина";

c - жорсткість одного ресорного комплекта візка піввагона;

x - лінійне переміщення системи;

H - амплітуда змушуючої сили;

p - кругова частота змушуючої сили;

t - час.

Кругову частоту змушуючої сили вибираємо за умов відсутності резонансу в системі. Відповідно [87], частота вільних коливань залізничного вагона повинна бути у 1.4 рази більшою за частоту змушених коливань системи.

Нехтуючи вільними коливаннями системи "Кузов-Вібромашина", із (2.4) отримується вираз для переміщення системи

$$x = A \sin pt, \quad (2.5)$$

де A - амплітуда переміщень.

Продиференціювавши (2.5) два рази по часу t , отримаємо формулу для знаходження прискорень, що отримує система, в залежності від часу під дією змушуючої сили

$$x = -p^2 A \sin pt, \quad (2.6)$$

Знайшовши прискорення і використавши рівняння (2.2) знаходять значення максимального коефіцієнту тертя вантажу по кришці люка і порівнюють його із заданим. Якщо значення заданого коефіцієнту перевищує значення розрахункового, то необхідно провести зміну

основних параметрів вібробудника пристрою (збільшити амплітуду змушуючої сили).

2.3 Розробка математичних моделей процесу коливань піввагона при віброочищенні

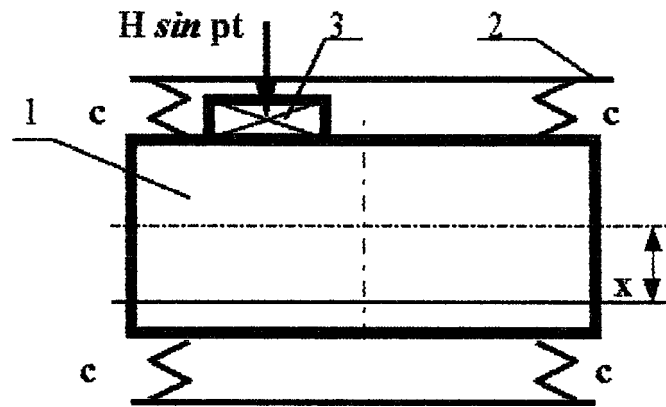
2.3.1 Математична модель коливання піввагона, що враховує ковзання кузова піввагона по надресорним балкам візків

Як було доведено практично [49, 50], через те, що кришки надвізко в їх люків мають кут нахилу до горизонту менший, ніж кришки середніх люків (23 проти 31°), однієї постановки вібромашини посередені кузова ПВ виявилось не достатньо для повного розвантаження вагона від вантажу. Замість цього вібромашину стали встановлювати два рази в районі візків.

Відомо, що в місці з'єднання кузова ПВ з надресорною балкою візка (НБВ) є зазор від 3 до 6 мм, що дозволяє кузову здійснювати на п'ятнику НБВ переміщення в умовах, близьких до умов сухого тертя.

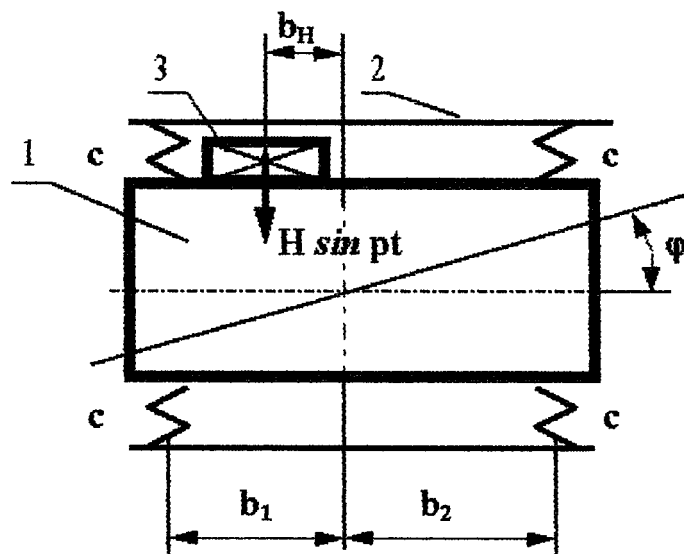
Для більш повного з'ясування характеру коливального процесу необхідно врахувати такі можливі переміщення:

- поступальне переміщення системи "Кузов-Вібромашина-НБВ" в горизонтальній площині перпендикулярно подовжній осі вагона (рисунок 2.3);
- обертальне переміщення системи "Кузов-Вібромашина-НБВ" навколо свого центра мас (ЦМ) (рисунок 2.4);
- коливання кузова наНБВ в вертикальній площині (рисунок 2.5);
- ковзання кузова ПВ разом з вібромашиною по НБВ в горизонтальній площині перпендикулярно подовжній осі в умовах, близьких до умов сухого тертя (рисунок 2.6);



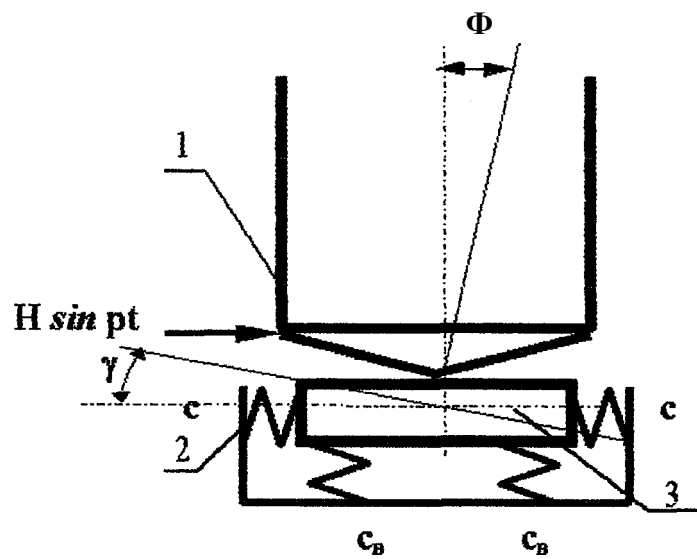
1 - кузов ПВ; 2 - основа; 3 - вібробудник.

Рисунок 2.3 - Схема поступального переміщення кузова ПВ



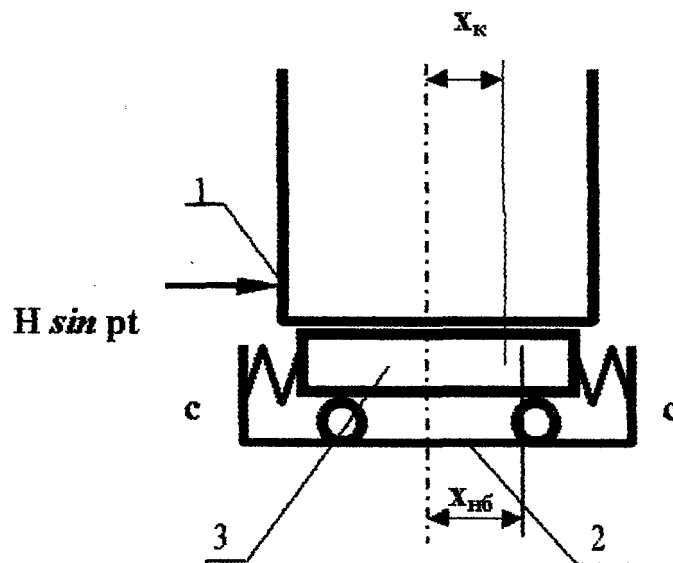
1 - кузов ПВ; 2 - основа; 3 - вібробуджувач.

Рисунок 2.4 - Схема кутового переміщення кузова ПВ



1 - кузов ПВ; 2 - основа; 3 - надресорна балка.

Рисунок 2.5 - Схема хитання кузова ПВ і надресорної балки візка



1 - кузов ПВ; 2 - основа; 3 - надресорна балка.

Рисунок 2.6 - Схема ковзання кузова ПВ і надресорної балки

- переміщення НБВ в горизонтальній площині (рисунок 2.6);
- обертальне переміщення НБВ в вертикальній площині вздовж подовжньої осі відносно ЦМ НБВ (рисунок 2.5).

Але, як показав досвід практичного використання віброочищувальних пристроїв бокової дії, коливання в вертикальній площині практично не впливають на характер коливального процесу системи в цілому. Також, як показали попередні розрахунки і було доведено практично, вертикальні коливання кузова ПВ разом із вібромашиною на НБВ зкоюватись не будуть, так як п'ятник має розміри, достатні для утримання системи в рівновазі.

Таким чином, в запропонованій математичній моделі коливального процесу системи "Кузов-Вібромашина-НБВ" при боковому віброочищенні були зроблені такі припущення:

- елементи верхньої побудови залізничної колії є абсолютно жорсткими та недеформованими;
- пружини ресорного комплекта візка ПВ є невагомими і безінерційними;
- НБВ і кузов ПВ є абсолютно жорсткими та недеформованими стрижнями з рівномірно розподіленою масою;
- необресорені елементи ПВ віднесені до елементів верхньої побудови залізничної колії;
- тертя в ресорних комплектах відсутнє.

Дослідження одного півперіода коливального процесу системи будемо проводити за трьома інтервалами часу:

- на першому інтервалі значення змушуючої сили віброзбудника зростає, але її значення не перевищує значення сили тертя ПВ з вібромашиною по НБВ;
- на другому інтервалі значення змушуючої сили перевищує значення сили тертя ПВ з вібромашиною по НБВ;

- на третьому інтервалі значення змушуючої сили вібробудника зменшується, але її значення не перевищує значення сили тертя ПВ з вібромашиною по НБВ;

Знайдемо границі кожного з вищезначених інтервалів часу. Для поступального руху кузова ПВ з вібромашиною умови початку ковзання кузова по НБВ знаходяться з рівняння

$$H \cdot \sin \rho t > F, \quad (2-7)$$

H - амплітуда змушуючої сили;

ρ - кругова частота змушуючої сили;

t - час;

F - сила тертя кузова по НБВ.

Сила тертя кузова ПВ з вібромашиною по НБВ

$$F = f m g, \quad (2.8)$$

де f - коефіцієнт тертя сталі по сталі;

m - сумарна маса обрєсорених елементів ПВ и вібромашини;

g - прискорення вільного падіння.

Підставимо (2.8) в (2.7) і отримаємо вираз для часу початку ковзання

$$t > \frac{f \cdot m \cdot g}{H \cdot \sin \rho t}$$

Тривалість одного півперіода коливань

$$\frac{\omega}{\omega_d} \sim \quad (2.10)$$

де ω_d - частота обертання вібробудника.

Тривалість 1^{го} інтервала $t_1 = 1/\omega_d$.

Тривалість 2^{го} інтервала

(2-11)

Тривалість 3^{го} інтервала $t_3 = t_1$.

Згідно з вищезначеними інтервалами часу виконаємо розрахунок прискорень, які отримає кузов ПВ при боковому віброочищенні.

Розглянемо перший інтервал. Значення сили тертя кузова ПВ по НБВ перевищує значення амплітуди змушуючої сили, кузов ПВ і НБВ вестимуть себе як єдине тіло. Тоді, використовуючи рівняння Лагранжа (2.3), виводимо систему рівнянь, що описують коливальний процес

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{dx}{dt} + 4cx + 24b_x(t) + b_2(t) \right) q + \\ \text{„f dx .) } + \frac{F x; \dots; t}{V dt J} = \\ \frac{A j(t)^2 + 2c^2(b_1(t) + b_2(t))x + 2c[b_K t] + b_K t}{dt L} + \frac{M q; \dots; 11 = H \cdot b_H(t) \text{ sia pt,}}{dt J} \end{aligned} \quad (2-12)$$

де $m(t)$ - сумарна маса системи "Кузов-НБВ-Вібромашина";

c - бокова жорсткість одного ресорного комплекта візка піввагона;

x - поступальне переміщення системи "Кузов-НБВ-Вібромашина";

ϕ - обертальне переміщення системи "Кузов-НБВ-Вібромашина";

$J(t)$ - момент інерції системи "Кузов-НБВ-Вібромашина";

b_t и b_2 - відстань від ЦМ системи "Кузов-НБВ-Вібромашина" відповідно до візка, над яким встановлено вібромашину і до візка, над яким нема вібромашини;

H - амплітуда змушуючої сили;

p - кругова частота змушуючої сили;

t - час;

$\frac{dF}{dx} \Big|_{x=0}$ - сила опору, що залежить від швидкості;

$\frac{dM}{d\Phi}$ - момент опору, що залежить від кутової швидкості;

b_n - відстань від лінії дії змушуючої сили до ЦМ системи "Кузов-НБВ-Вібромашина".

Врахувавши зроблені вище припущення, що в кузові вантажу нема і маса піввагона за часом не змінюється, зпростимо систему (2.12), яка отримає такий вигляд

$$* \quad \begin{aligned} & \text{III}X + 4CX + \text{left} + B-2 - H \cdot \sin ptf \\ & 2c(b_t + b_2)x + 2c(b_j + b_2)\phi = H \cdot b_n \end{aligned} \quad (2.131)$$

m - сумарна маса системи "Кузов-НБВ-Вібромашина";

J - момент інерції системи "Кузов-НБВ-Вібромашина";

b_i и b_j - відстань від ЦМ системи "Кузов-НБВ-Вібромашина", відповідно, до візка, над яким встановлено вібромашину і до візка, над яким нема вібромашини;

c - бокова жорсткість одного ресорного комплекта візка піввагона;

x - поступальне переміщення системи "Кузов-НБВ-Вібромашина";

Φ - обертальне переміщення системи "Кузов-НБВ-Вібромашина";

H - амплітуда змушуючої сили;

p - кругова частота змушуючої сили;

t - час;

B_n - відстань від лінії дії змушуючої сили до ЦМ системи "Кузов-НБВ-Вібромашина".

На рисунках 2.3 і 2.4 наведена розрахункова схема до знаходження прискорень кузова ПВ на першому інтервалі.

Вважаючи, що коливання кузова ПВ будуть проходити в умовах, далеких від резонансу і нехтуючи власними коливаннями системи, рішення системи (2.13) знаходимо у вигляді

$$\begin{aligned}x &= A \cdot \sin pt, \\ \phi &= B \cdot \sin pt,\end{aligned}\tag{2-14}$$

де A і B - амплітуди, відповідно, поступальних і обертальних коливань.

Продиференціювавши вираз (2.14) двічі по часу t , отримаємо залежності для знаходження поступальних та обертальних прискорень коливальної системи

$$\begin{aligned}X &\sim -p^2 A \sin pt \\ \Phi &= -p^2 B \sin pt.\end{aligned}\tag{2-15}$$

Абсолютне прискорення будь-якої точки кузова ПВ знаходимо як суму поступальних та обертальних прискорень

$$a = x + R_i \phi,\tag{2.16}$$

де R_i - відстань від ЦМ системи "Кузов-НБВ-Вібромашина" до шуканої точки.

Так як на третьому інтервалі, як і на першому, ковзання кузова ПВ по НБВ відбуватись не буде, то аналогічно будуть знаходитись прискорення кузова ПВ і на третьому інтервалі.

Розглянемо другий інтервал.

Тут значення змушуючої сили перевищує значення сили тертя, отже, виникають взаємні переміщення кузова ПВ і НБВ. Розрахункова схема до знаходження прискорень на другому інтервалі наведена на рисунках 2.6, 2.7 і 2.8. Використовуючи рівняння Лагранжа (2.3), в загальному вигляді отримаємо

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{dJ}{dt} \right] = H \sin pt + m_0 x_0 - F x - \dot{\varphi} \frac{dJ}{dt}$$

де $m(t)$ - сумарна маса системи "Кузов-Вібромашина";

m_0 - маса системи "Кузов-Вібромашина" в кінці 1 інтервалу,

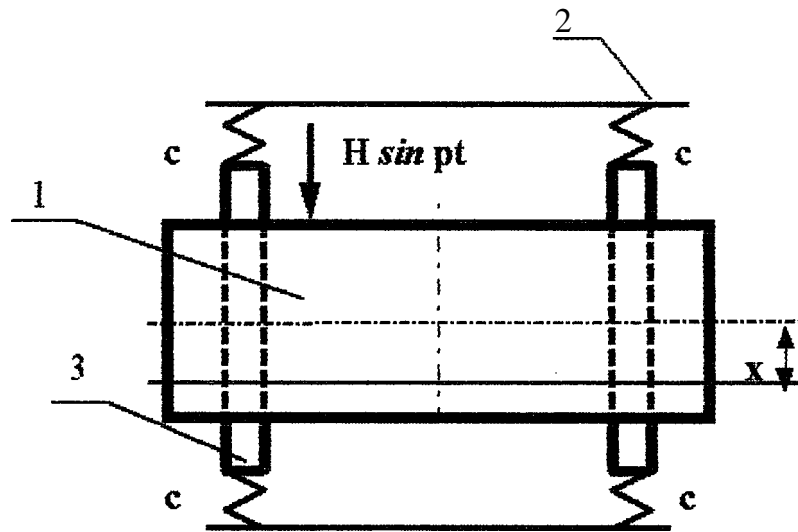
x - поступальне переміщення системи "Кузов-Вібромашина";

x_0 - лінійне прискорення, що отримав кузов ПВ в кінці 1 інтервалу;

$J(t)$ - момент інерції системи "Кузов-Вібромашина";

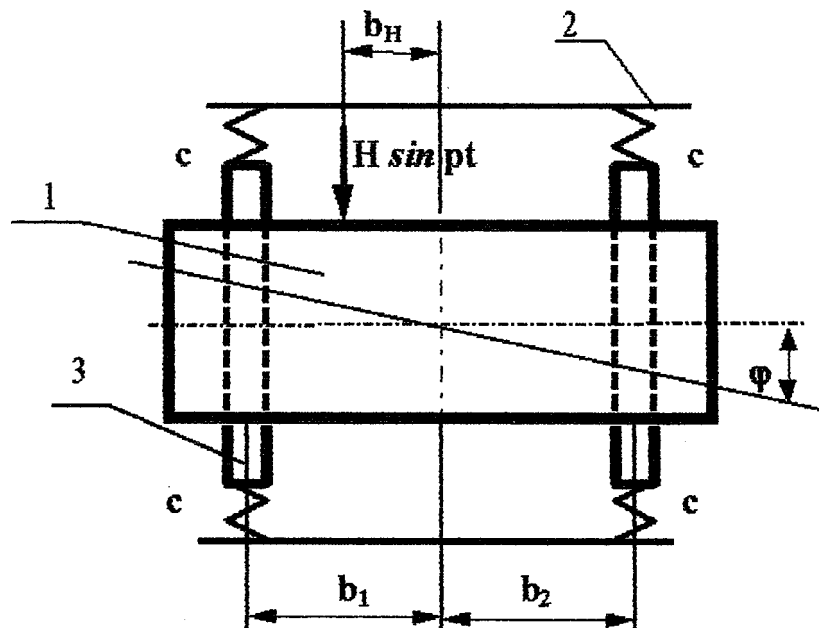
J_0 - момент інерції системи "Кузов-Вібромашина" в кінці 1 інтервалу;

φ - обертальне переміщення системи "Кузов-Вібромашина";



1 - кузов ПВ; 2 - основа; 3 - надресорна балка.

Рисунок 2.7 - Розрахункова схема для знаходження поступального переміщення ПВ на 2 інтервалі



1 - кузов ПВ; 2 - основа; 3 - надресорная балка.

Рисунок 2.8 - Розрахункова схема для знаходження кутового переміщення ПВ на 2 інтервалі

Φ_0 - обертальне прискорення, що отримав кузов ПВ в кінці 1 інтервалу;

$m_{нб}$ - маса НБВ

$x_{нб}$ - переміщення НБВ;

c - бокова жорсткість одного ресорного комплекту візка піввагона;

$x_{нб}^0$ - переміщення, що отримала НБВ у кінці 1 інтервалу;

H - амплітуда змушуючої сили;

p - кругова частота змушуючої сили;

t - час;

$F\left(x; \frac{dx}{dt}; t\right)$ сила опору поступальному переміщенню системи

"Кузов-Вібромашина";

$M \frac{d\phi}{dt}$ - момент опору обертальному переміщенню системи

"Кузов-Вібромашина";

$F_{нб}\left(x_{нб}; \frac{dx_{нб}}{dt}; t\right)$ - сила опору переміщенню НБВ;

$b_{нб}$ - відстань від лінії дії змушуючої сили до ЦМ системи "Кузов-НБВ-Вібромашина".

Враховувавши зроблені вище припущення, приводимо систему (2.17) до такого вигляду

$$\begin{aligned} m_{нб} \ddot{x}_{нб} &= H \cdot \cos(pt) + m_{нб} x_{нб}^0 - F, \\ J_{нб} \ddot{\phi} &= H \cdot b_{нб} \cos(pt) + M \dot{\phi}_0 - \\ &\quad - M \phi_0 - F \cdot b_{нб}, \\ m_{нб} \ddot{x}_{нб} + 2c x_{нб} &= -2c x_{нб}^0. \end{aligned} \quad (2-18)$$

де m - сумарна маса системи "Кузов-Вібромашина";

x - поступальне переміщення системи "Кузов-Вібромашина";
 x_0 - лінійне прискорення, що отримав кузов ПВ у кінці 1 інтервалу;
 F - сила тертя кузова по НБВ;
 J - момент інерції системи "Кузов-Вібромашина";
 Φ - кутове переміщення системи "Кузов-Вібромашина";
 Φ_0 - кутове прискорення, що отримав кузов ПВ у кінці 1 інтервалу;
 $m_{нб}$ - маса НБВ;
 $x_{нб}$ - переміщення НБВ;
 x_0 - переміщення, що отримала НБВ в кінці 1 інтервалу.

Розв'язавши систему (2.18), отримаємо вираз для знаходження переміщень кузова ПВ і НБВ

$$\begin{aligned}
 & \ddot{x} + \frac{m_{нб} Q - F}{2m} \dot{x} + \frac{H_{смп} t}{m p} x = \frac{L_0 - O D O_i + b J}{2 H} \ddot{\Phi} + \frac{b_H}{2 c} \dot{\Phi} + \Phi \\
 & \ddot{\Phi} + J^{-1} \dots = \dots
 \end{aligned} \tag{2.19}$$

де C_{x1} , C_{x2} , $C_{\phi1}$, $C_{\phi2}$ - вільні константи інтегрування.

Продиференціювавши (2.19) двічі по часу t , отримаємо вираз для знаходження прискорень на другому інтервалі

$$\begin{aligned}
 & \ddot{x} : \quad \ddot{x} + \frac{m_{нб} Q - F}{2m} \dot{x} + \frac{H_{смп} t}{m p} x = \frac{L_0 - O D O_i + b J}{2 H} \ddot{\Phi} + \frac{b_H}{2 c} \dot{\Phi} + \Phi \\
 & \ddot{\Phi} : \quad \ddot{\Phi} + J^{-1} \dots = \dots
 \end{aligned} \tag{2.20}$$

В подальшому абсолютне прискорення елементів кузова ПВ буде знаходитись із виразу (2.16).

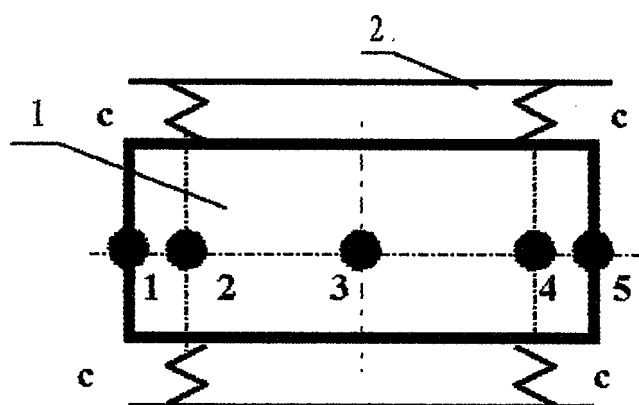
Запропонований метод дозволяє більш повно описати коливальний процес кузова ПВ із вібромашиною і НБВ. Недоліком цієї математичної моделі є необхідність розбивати кожен півперіод коливань на три етапи. Тому перевіримо можливість використання моделі, яка не враховує ковзання кузова по НБВ.

2.3.2 Метод, що не враховує ковзання кузова піввагона по надресорним балкам візків (M2)

В деяких випадках кузов ПВ не буде ковзати по НБВ. В такому разі на одному з півперіодів коливань кузов ПВ і НБВ будуть вести себе як одне ціле. Описати такий коливальний процес можна використавши систему (2.13). Рішеними цієї системи будуть вирази (2.14) і (2.15). Проведемо порівняння результатів розрахунків за моделями, що враховують і не враховують ковзання кузова по НБВ. Початкові дані для розрахунків наведені в таблиці-і 2.1.

Таблиця 2.1 - Початкові дані до розрахунку прискорень кузова піввагона по М1 і М2

Параметр	Значення
1 Сумарна маса кузова, надресорної балки і вібромашини t , кг	15400
2 Сумарна маса кузова і вібромашини t , кг	14500
3 Маса надресорної балки $t_{нб}$, кг	450
4 Сумарний момент інерції кузова, надресорної балки і вібромашини J , кгм ²	207968
5 Сумарний момент інерції кузова і вібромашини J , кгм ²	179845
6 Жорсткість одного ресорного комплекта візка c , кН/м	4200
7 Відстань від центра мас системи до візка, над яким встановлено вібромашину m	4.0



1 - кузов ПВ; 2 - основа.

Рисунок 2.9 - Схема розподілення розрахункових точок по довжині кузова ПВ

Продовження таблиці 2.1

Параметр	Значення
8 Відстань від центра мас системи до візка, над яким не встановлено вібротому Б ₂ м - / -	-4.6
9 Сила тертя кузова по надресорній балці F, кН	21.337
10 Амплітуда змушуючої сили H, кН	35
11 Плече змушуючої сили B _н , м	3.3
12 Частота обертання дебалансів п _д , хвил. ¹	900
13 Кругова частота змушуючої сили p, с ⁻²	94,2
14 Коефіцієнт тертя сталі по сталі f	0.15
15 Прискорення вільного падіння g, м/с ²	9.81

Розрахунки будемо проводити за двома вище переліченими математичними моделями: що враховує ковзання кузова по НБВ (М1) і не враховує ковзання кузова по НБВ (М2). Результати розрахунку прискорень кузова ПВ по М1 і М2 наведені в додатку В.

Знайдемо максимальні абсолютні прискорення кузова ПВ по запропонованим моделям в п'яти точках кузова ЦВ (рисунок 2.9). Результати розрахунків запишемо в таблицю 2.2

Таблиця 2.2 - Абсолютні прискорення кузова піввагона

№ точки	Абсолютні прискорення а _{абс} , м/с ²		Відносна помилка ε, %
	М1	М2	
1	6.66	6.74	1.20
2	5.29	5.37	1.51
3	2.34	2.43	3.85
4	-0.57	-0.50	12.28
5	1.94	-1.87	3.61

Розрахунки за обома запропонованими методами дають дуже сході результати, що дає можливість стверджувати, що можна використати в розрахунках більш простий метод, який не враховує ковзання кузова ПВ по НБВ, не роблячи великої помилки.

2.3.3 Метод, що враховує торсіони в кришках розвантажувальних люків (МЗ)

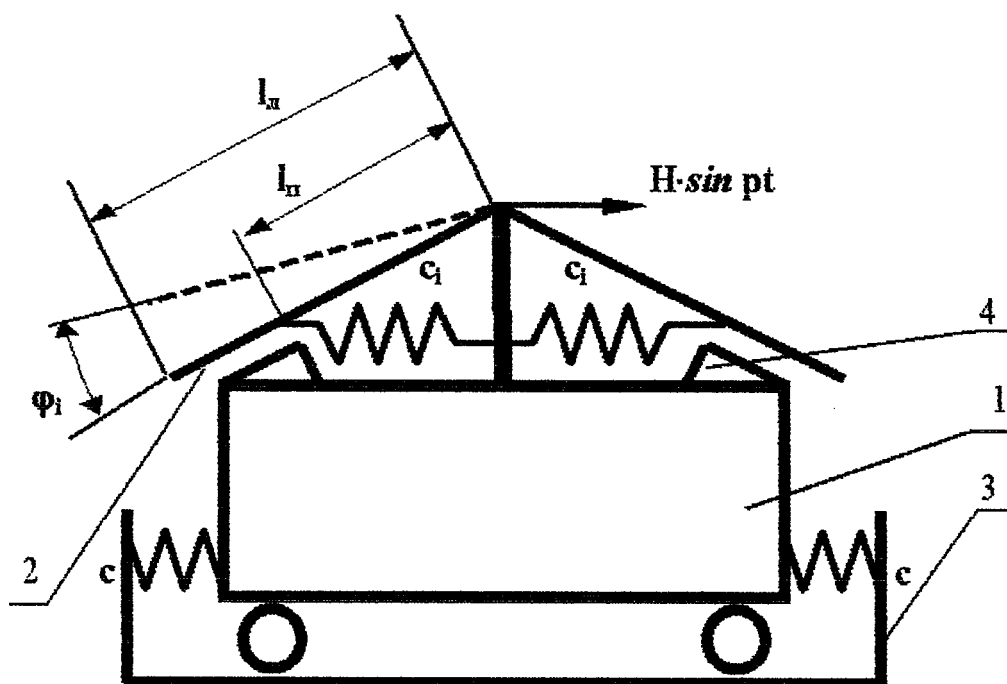
Як було сказано в п.1.4.5, при експлуатації накладних віброочищувальних пристроїв виникають складнощі при очищенні ПВ, люки яких мають торсіони. Найбільше цей афект проявляється на кришках надвізкових люків. Отже, виникає необхідність в знаходженні впливу торсіонів на характер зсуву частки вантажу з кришок люків при роботі ВОПБД.

Для створення математичної моделі зробимо такі припущення:

- елементи верхньої побудови залізничної колії прийняті абсолютно жорсткими і недеформованими;
- пружини ресорного комплексу і торсіони люків прийняті невагомими і безінерційними;
- кузов ПВ і кришки люків прийняті як абсолютно жорсткі і недеформуємі стрижні з рівномірно розподіленою масою;
- необресорені частини ПВ віднесені до елементів верхньої побудови залізничної колії;
- вантажу в піввагоні нема;
- тертя в ресорних комплексах і торсіонах відсутнє.

Також будемо вважати, що жорсткість торсіонів підібрана так, що в статиці кришка люка знаходиться в рівновазі і не торкається упорів. Отже, в кожний із півперіодів кришки люків ПВ будуть коливатися відносно своїх осей закріплення.

Розрахункові схеми запропонованої математичної моделі наведені на рисунках 2.3, 2.4 і 2.10. Згідно схемам і прийнятим вище припущенням складемо рівняння, що описують характер коливального процесу системи “Кузов-Вібромашина-Люки” (К-В-Л) на базі рівняння Лагранжа (2.3)



1 - кузов ПВ ; 2 - кришка люка; 3 - основа; 4 - упор.

Рисунок 2.10 - Розрахункова схема для знаходження кутового переміщення кришок люків

$$\begin{aligned}
 & m\ddot{x} + 4c + \sum_{i=1}^n c_j x + 2c(b_1 + b_2) + 2\sum_{i=1}^n c_i \Phi \sim \\
 & -\ln S^i \langle h = H_{jK} \langle P^t \rangle \\
 & J\ddot{\Phi} + 2c(b_x + b_2) + \sum_{i=1}^n J c - S_i x + 2c(b_x + b_f) J + \sum_{i=1}^n c_i s^* \langle p - \\
 & \sum_{i=1}^n W P_i \wedge H b H \wedge t p t, \\
 & -C_i U_i \langle P + 4 \Pi \Phi \rangle = 0,
 \end{aligned} \tag{2-21}$$

$$J_L - c J_n X - C_{\Pi} M_{\Pi} \Phi + c_n I^* \phi_7 = 0,$$

де m - сумарна маса кузова ПВ з вібромашиною;

x - поступальне переміщення кузова ПВ з вібромашиною і кришками люків;

c - бокова жорсткість одного ресорного комплекта одного візка;

q - еквівалентна жорсткість торсіона i -тої кришки люка;

Φ - обертальне переміщення кузова ПВ з вібромашиною і кришками люків відносно ЦМ системи "К-В-Л";

S_i - відстань від ЦМ системи "К-В-Л" до ЦМ i -тої кришки люка (рисунок 2.11);

l_{Π} - плече торсіона;

ϕ_i - обертальне переміщення i -тої кришки люка відносно шарніра закріплення;

J - момент інерції системи "К-В-Л";

Π - кількість кришок люків;

J_t - момент інерції люка.

Еквівалентну жорсткість торсіона знайдемо із умов рівноваги обертаючих моментів від ваги кришки люка і сили пружності торсіона

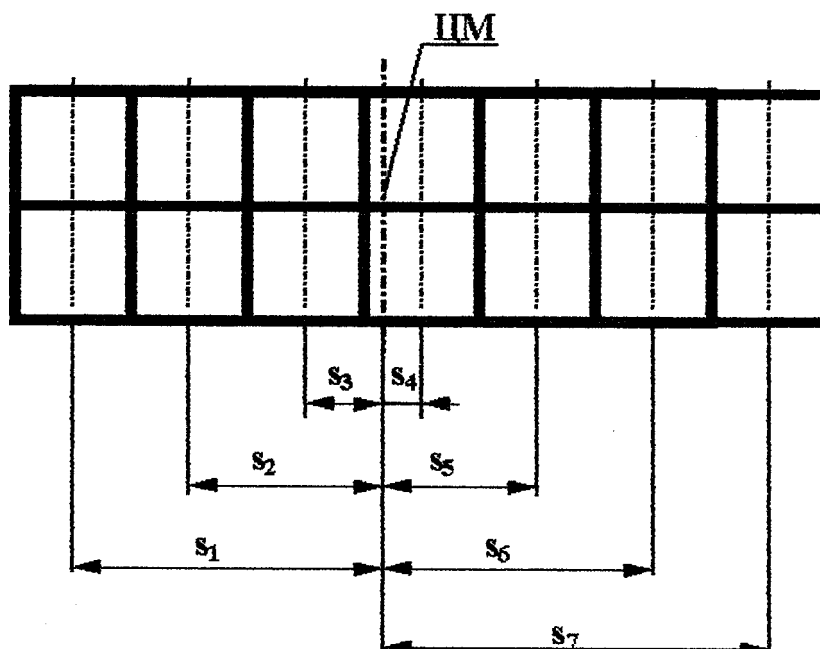


Рисунок 2.11 - Схема для знаходження відстаней від ЦМ вагона з вібромашиною до ЦМ кришок люків

жорсткості торсіона. Розв'яжемо систему (2.21) нехтуючі тертям і вільними коливаннями системи

$$\begin{aligned}x &= A \sin pt, \\ \Phi &= B \sin pt, \\ * \Phi_1 &= D_j \sin pt,\end{aligned}\tag{2.22}$$

$$\hat{=} D_{BrisipL}$$

Продиференціювавши (2.22) двічі по часу t отримаємо залежності для знаходження прискорень елементів ПВ

$$\begin{aligned}X &= -p^2 A \sin pt, \\ \langle p &= -p^2 B \sin pt, \\ \Phi_1 &= -p^2 D_1 \sin pt,\end{aligned}\tag{2.23}$$

$$\Phi_{II} = p^2 I_{II} \sin pt.$$

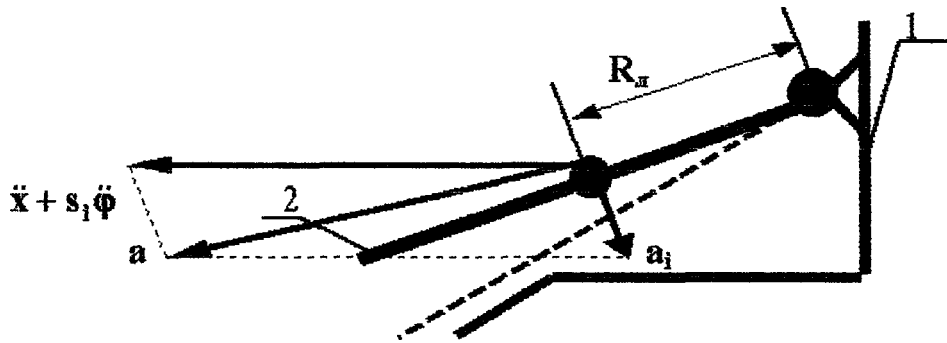
Абсолютне прискорення i -тої точки кузова ПВ знаходиться з виразу (2.16).

Абсолютне прискорення i -тої кришки люка знаходимо як векторну суму поступального і обертального прискорень кузова ПВ і обертального прискорення кришки люка (рисунок 2.12)

$$a_{я} = x + \ddot{Y} + 1L \langle \rangle \langle \rangle \tag{2-24}$$

де l_d - відстань від осі обертання кришки люка до точки, в якій знаходиться прискорення.

Початкові дані для розрахунку прискорень елементів ПВ наведені в таблиці 2.3.



1 - кузов ПВ; 2 - кришка люка.

Рисунок 2.12 - Розрахункова схема для знаходження абсолютного прискорення точки, що розташована на кришці люка

Підставимо початкові дані в вираз (2.21) і отримаємо значення амплітуд прискорень елементів ПВ. Отримані значення амплітуд прискорень підставимо в вираз (2.23), звідки знайдемо значення прискорень в залежності від часу.

Таблиця 2.3 - Початкові дані для знаходження прискорень в елементах ПВ по МЗ

Параметр	Значення
1 Сумарна маса обресорених частин кузоваПВ і вібромашини й, кг	13020
2 Маса кришки люка шл; кг	170
3 Бокова жорсткість одного ресорного комплекта одного візка с, кН/м	4200
4 Еквівалентні жорсткості торсіонів люків, Н/м	
C_1	5276
c_2	5276
c_3	4816
C_4	4816
	4816
C_6	5276
c_7	5276
5 Відстань від ЦМ системи “К-В-Л” до середини відповідної кришки люка, м	
S_1	5.12
s_2	3.33
S_3	1.52
s_4	-0.28
s_5	-2.08
s_6	-3.88
s_7	-5.68
6 Плече торсіона U м	0,44
7 Момент інерції системи “К-В-Л” J, кг/м ²	207698
8 Момент інерції кришки люка J _b кг/м ²	106
9 Відстань від центра мас системи до візка, над яким встановлено вібромашину B _{1г} м	4.02
10 Відстань від центра мас системи до візка, над яким не встановлено вібромашину B ₂ м	-4.58
11 Довжина кришки люка ! _л , м	1,37

Результати розрахунку прискорень кузова і кришок люків ПВ по М3 наведені в додатку В.

Згідно (2.16) і (2.24) знайдемо абсолютні прискорення для п'яти точок кузова ПВ (рисунок 2.11) для М2 і М3. Результати розрахунків запишемо в таблицю 2.4.

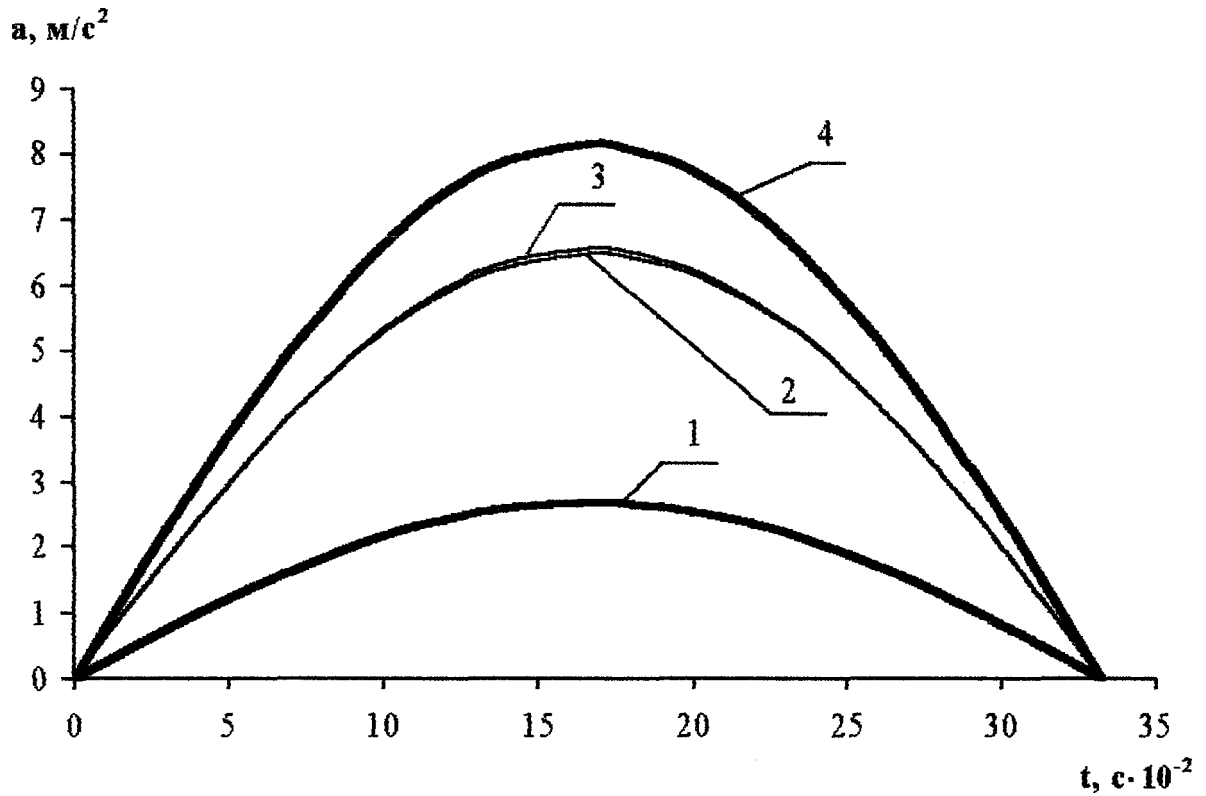
Таблиця 2.4 - Абсолютні прискорення кузова ПВ за всіма запропонованими способами

№. точки	Абсолютні прискорення, m/s^2		Відносні розходження між способами, %
	М2	М3	
1	6.74	8.16	21.0
2	5.37	6.95	29.4
3	2.43	2.86	17.7
4	-0.50	-0.75	33.3
5	-1.87	-2.43	23.0

На рисунку 2.13 наведений графік залежності абсолютних прискорень кузова ПВ від часу за існуючим та запропонованими методами за один півперіод коливань. Розрахунки за всіма запропонованими моделями суттєво відрізняються від існуючої. Розрахунки згідно моделям, що не враховують і враховують коливання кришок люків дають можливість стверджувати про необхідність врахування коливань кришок люків.

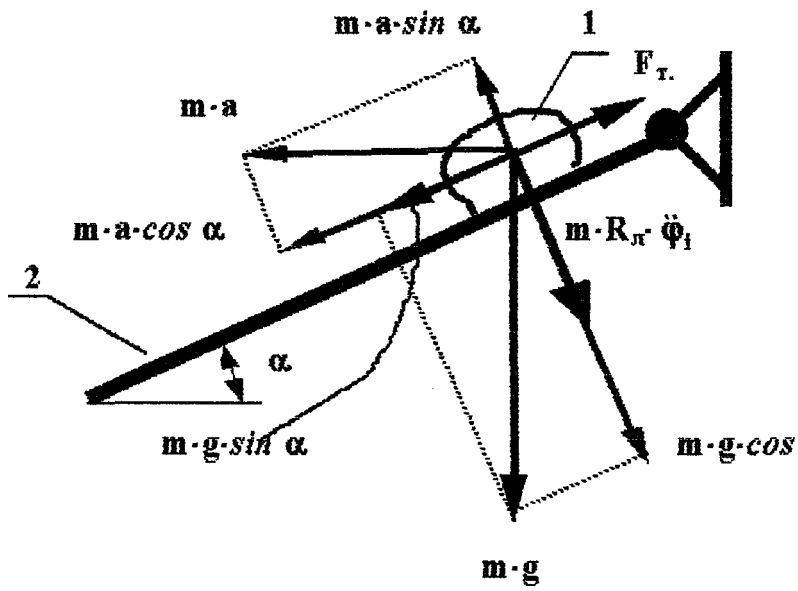
2.3.4 Знаходження абсолютних прискорень кришок люків

Як показали розрахунки, торсіони кришок люків суттєво впливають на характер коливального процесу кузова ПВ. Зробимо аналіз впливу коливань кузова ПВ на умови зсуву вантажу з кришки люка. Умови рівноваги частки на кришці люка при боковій вібрації (рисунок 2.14) можна записати у вигляді



- 1 - спосіб, що існує на теперішній час;
- 2 - спосіб, що враховує ковзання кузова піввагона по надресорним балкам;
- 3 - спосіб, що не враховує ковзання кузова піввагона по надресорним балкам;
- 4 - спосіб, що враховує торсії кришок люків.

Рисунок 2.13 - Графік залежності абсолютних прискорень від часу за один півперіод коливань на кінці кузова, ближньому до вібромашини



1 - частка вантажу; 2 - кришка люка.

Рисунок 2.14 - Розрахункова схема для знаходження впливу коливань ПВ на умови зсуву частки вантажу з кришки люка

$$g \cos a + g \sin a = f(g \cos a + l \Phi_i - a_j \sin a) \quad (2.25)$$

де a_j - абсолютне прискорення i -тої точки кузова ПВ;

a - кут нахилу кришки люка до горизонту;

g - прискорення вільного падіння;

f - коефіцієнт тертя вантажа по сталі;

l - відстань від осі закріплення кришки люка до i -тої точки на її поверхні;

Φ_i - відносне прискорення i -тої кришки люка.

Цей вираз відрізняється від виразу (2.2) наявністю складової, що враховує коливання кришок люків.

Знайдемо максимальний коефіцієнт тертя вантажа по сталі, котрий зможе зійти з кришки люка при боковому віброочищенні

$$a, < \frac{g \sin a + l \Phi_i}{g \cos a - a_j \sin a} + 1 \Phi_i$$

Порівняємо отриманий вираз із виразом для вертикальних коливань (1.3). Для більшої наглядності розпишемо його

$$\frac{g \sin a + l \Phi_i}{g \cos a - a_j \sin a} + 1 \Phi_i$$

В виразах (2.26) і (2.27) в чисельниках присутня складова $g \sin a$, а в знаменниках — $g \cos a$. Але:

- у виразі (2.26) в чисельнику записано суму, а не різницю, як це є у виразі (2.27);

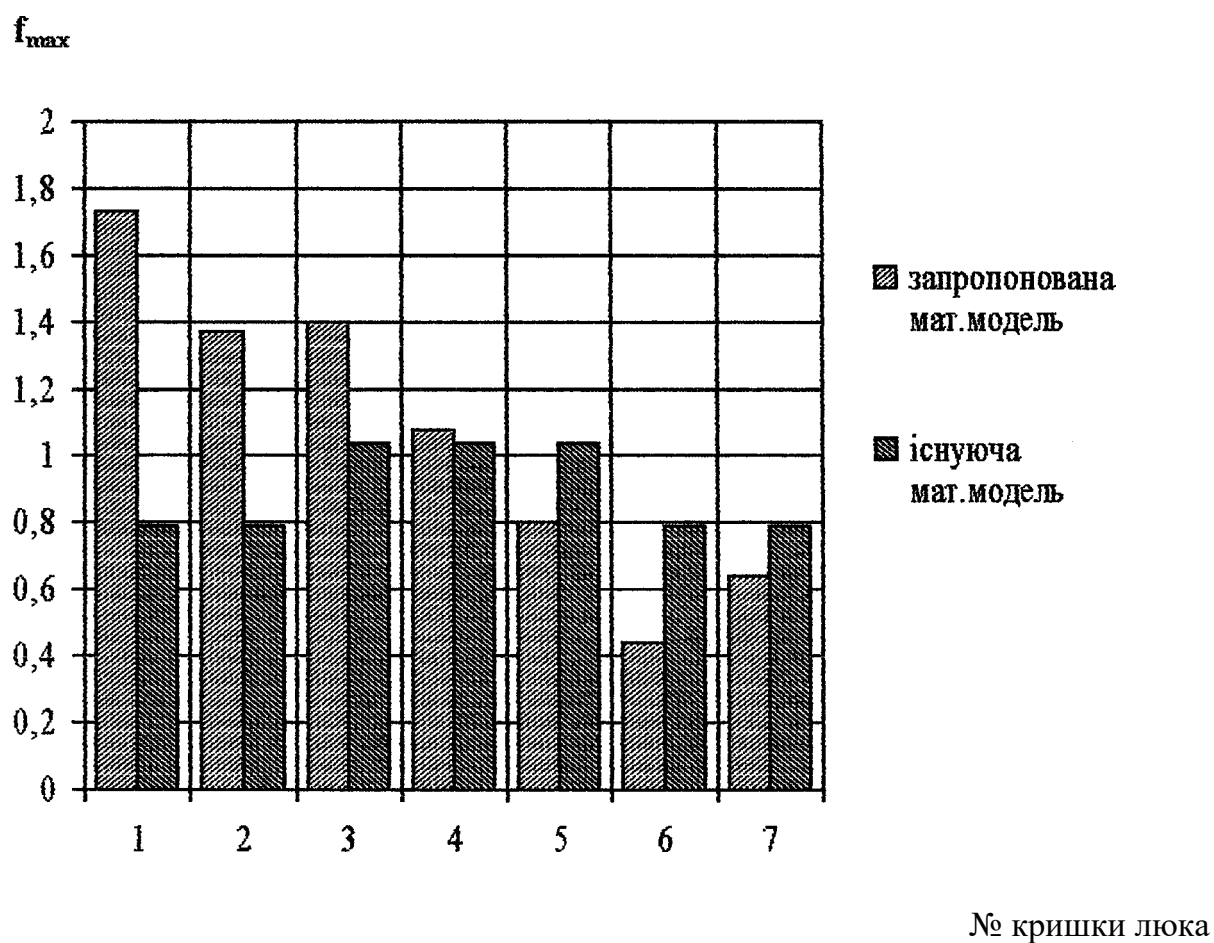


Рисунок 2.15 - Розподіл розрахункового значення максимального коефіцієнту тертя вантажу по кришкам люків

- в чисельнику у виразі (2.26) присутня складова $a \cdot e^{\alpha}$ замість $a \cdot \sin \alpha$ у виразі (2.27);

- в знаменнику у виразі (2.26) присутня складова $a \cdot \sin \alpha$ замість $a \cdot e^{\alpha}$ у виразі (2.27).

Відомо, що при $\alpha=23^\circ$ $\cos \alpha$ у 2.4 рази більший за $\sin \alpha$, а при $\alpha=31^\circ$ $\cos \alpha$ у 1.7 рази більший за $\sin \alpha$. Отже, чисельник виразу (2.26) буде значно більшим за чисельник виразу (2.27), а знаменник виразу (2.26) буде значно меншим за знаменник виразу (2.27). Цим пояснюється значно більша очищувальна здатність бокових очищувальних пристроїв порівняно з накладними.

Зробимо розрахунок максимального коефіцієнту тертя вантажа по кришці люка при бокових коливаннях згідно існуючого способу і способу, який враховує коливання кришок люків (М3). За результатами розрахунків побудуємо діаграму розподілу КТ по кришках люків ПВ (рисунок 2.15).

Як бачимо, між результатами розрахунків за цими методами є суттєві розходження, тому є підстави рекомендувати для використання способу, що враховує коливання кришок люків (М3) як способу, що більш повно описує характер коливального руху елементів піввагона.

2.4 Висновки

1 Розроблено три математичні моделі, що враховують вплив несиметричного розташування вібробудника, ковзання кузова по НБВ та торсіонів кришок люків на характер коливальних рухів елементів піввагона.

2 Доведена суттєва різниця між результатами розрахунків по запропонованим моделям від існуючої, яка не повністю відповідає практиці.

3 Доведена не суттєвість впливу ковзання кузова ПВ по надресорним балкам.

4 Доведено, що модель, яка враховує коливання кришок люків, дає суттєво відмінні результати від розрахунків по моделям, що не враховують коливання кришок люків (до 24.5 %).

5 Відносні коливання кришок люків негативно впливають на умови зсуву частки вантажу з кришки, при чому найгіршим цей вплив є на краю кришки, особливо при вертикальних коливаннях.

6 При знаходженні найбільшого коефіцієнту тертя вантажу, що зможе зійти з кришки люка, розрахунок необхідно проводити для крайньої точки за третьою моделлю.

7 Для зменшення шкідливого впливу вібрації на конструкції піввагона і вібромашини, враховуючі, що гірше за все зходять останні частки вантажу, можна запропонувати використання віброзбудника змінної змушуючої сили і початок очищення проводити із змушуючою силою на SO-SO % меншою за розрахункову, а кінець - при повній.

8 На базі аналізу математичної моделі, що враховує коливання кришок люків (M3), можна зробити висновок про можливість її використання для оцінки очищувальної здатності віброочищувальних пристроїв, що надають кузову піввагона коливання в вертикальному напрямку. В систему (2.21) необхідно лише підставити параметри накладної вібромашини і еквівалентні жорсткості торсіонів.

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ПЕРЕВІРКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ КОЛИВАНЬ КУЗОВА ТА КРИШОК ЛЮКІВ ПІВВАГОНА

3.1 Мета випробувань

Метою випробувань є вимір прискорень, що отримують кузови та кришки розвантажувальних люків залізничних піввагонів при їх очищенні вібраційним пристроєм для перевірки запропонованих математичних моделей (розділ 2).

3.2 Місце і умови проведення випробувань

Випробування проводились на території вантажного двора станції Харків-Червонозаводський співробітниками кафедри "Будівельні, колійні та вантажно-розвантажувальні машини" (БКВРМ) Харківської державної академії залізничного транспорту (ХарДАЗТ), відкритого акціонерного товариства "Харківський тракторний завод" (ВАТ "ХТЗ") і механізованої дистанції вантажно-розвантажувальних робіт станції Харків-Червонозаводський в ясний сонячний день при температурі повітря мінус 7 °С на відкритій підвищеній колії, оснащений електрокозловим краном вантажопідйомністю 6 т.

3.3 Використана апаратура

При вимірюваннях була використана така апаратура:

- одноканальний вимірювач шуму і вібрації ВШВ-003-М2;
- попередній підсилювач сигналу ВПМ-101;
- вібрдатчик ДН-3-М1;

- мікрофонний капсюль для вимірювання рівня звукового тиску M101.

Загальні види комплектів апаратури для вимірювання віброприскорень і рівня звукового тиску наведені на рисунках 3.1 і 3.2.

Вимірювач шуму і вібрації ВШВ-003-М2 призначений для вимірювання і частотного аналізу параметрів шуму і вібрації при проведенні науково-дослідних робіт, розробці і контролі якості продукції в лабораторних і польових умовах.

По метрологічним параметрам і технічним характеристикам пристрій відповідає 1 класу точності згідно ГОСТ 17187-81 "Шумомеры. Общие технические требования и методы испытаний"; 10 класу згідно ГОСТ 16826-71 "Приборы виброизмерительные. Основные параметры.". По стійкості до кліматичних умов пристрій відповідає 4 групі згідно ГОСТ 22261-82 "Средства измерений электрических величин. Общие технические условия."

Робочі умови використання комплектів:

- температура повітря від мінус 10 до плюс 50 °С;
- відносна вологість 90 % при температурі повітря плюс 30 °С;
- атмосферний тиск від 84 до 106,7 кПа.

Робочі діапазони комплекта для вимірювання рівня звукового тиску.

- рівень звукового тиску від 25 до 140 дБ;
- частота від 10 до 20000 Гц.

Робочі діапазони комплекта для вимірювання віброприскорень:

- прискорення від 0.005 до 1000 м/с²; -
- частота від 10 до 4000 Гц.

Сертифікація прибору була проведена Харківським інститутом метрології у березні 1998 р. Термін наступної сертифікації - березень 1999 р.

Тарировка апаратури була проведена в лабораторії приборів дослідно-експериментального цеху ВАТ "ХТЗ" на вібростенді RTF-

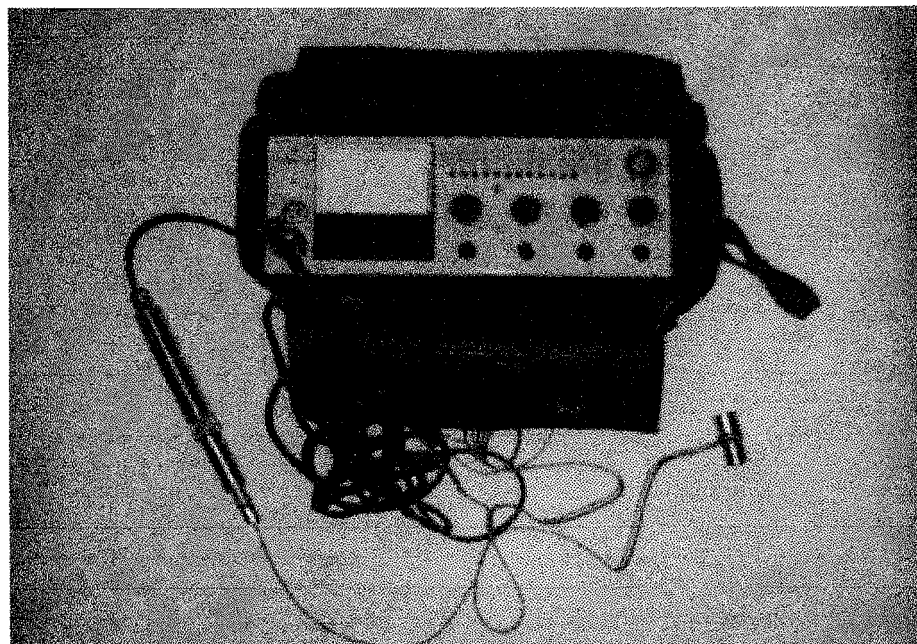


Рисунок 3Д - Загальний вид комплекта апаратури для вимірювання прискорень

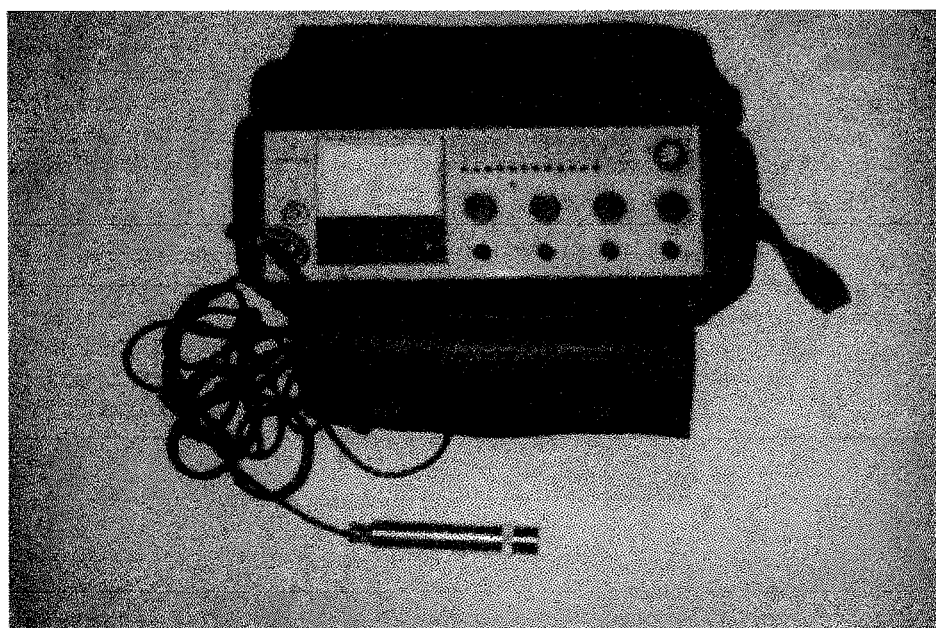


Рисунок 3.2 - Загальний вид комплекта апаратури для вимірювання рівня звукового тиску

11032 (Німеччина) для вимірювання віброприскорень і на джерелі еталонного шуму для вимірювання рівня звукового тиску.

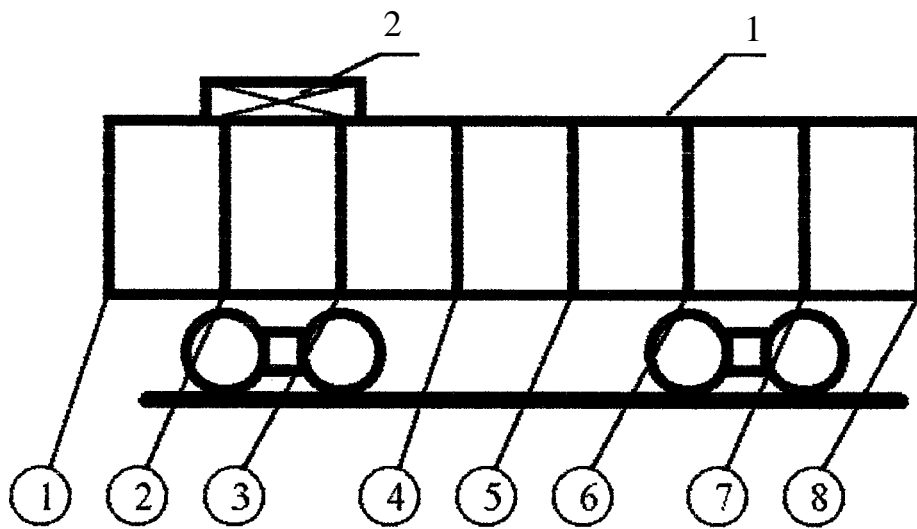
3.4 Порядок проведення вимірювань

Об'єкт досліджень - чотиривісні цільно металеві піввагони широкої колії тарою 22 т. При вимірюваннях віброприскорень дослідні точки були розташовані на кузові і кришках люків піввагона. Схеми розташування вібродатчиків для вимірювання віброприскорень наведені на рисунках 3.3 і 3.4. Рівень звукового тиску вимірювався на відстані 5 м від вібромашини.

Вимірювання проводились в такому порядку:

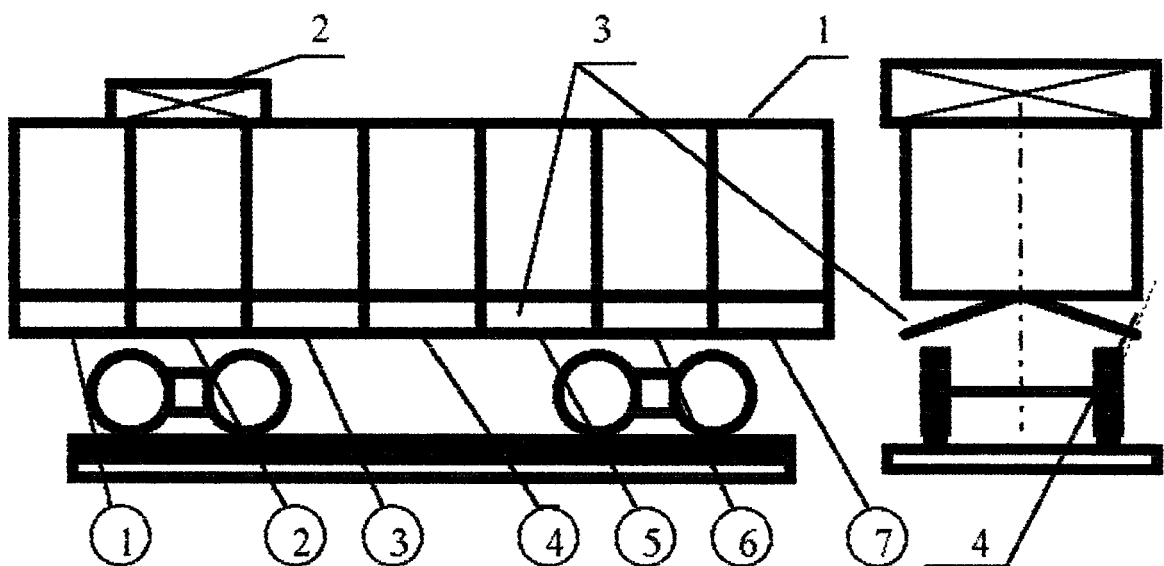
- піввагони подавалися до місця випробувань повністю порожніми, з відкритими кришками розвантажувальних люків;
- за допомогою крана вібромашина встановлювалась на піввагон (рисунки 3.3 і 3.4) і вмикався робочий режим;
- вібродатчик за допомогою вмонтованого в нього постійного магніта встановлювався на потрібне місце згідно рисунків 3.3 і 3.4. Час вимірювання прискорення в одній точці - 30 с;
- після вимірювання віброприскорень вібродатчик було замінено на мікрофонний капсюль і на відстані 5 м від вібромашини було вимірено рівень звукового тиску.

По результатах випробувань був складений акт (додаток Д). В таблицях 3.1 і 3.2 наведені експериментальні дані віброприскорень кузова і розвантажувальних люків піввагона.



1 - піввагон; 2 - накладна вібротомашина.

Рисунок 33 - Схема розміщення датчиків при вимірюваннях віброприскорень кузова піввагона



1 - піввагон; 2 - накладна вібротомашина; 3 - кришка люка;
4 - лінія напрямку реєстрації прискорень вібродатчиком.

Рисунок 3.4 - Схема розміщення датчиків при вимірюваннях віброприскорень кришок люків піввагона

Таблиця 3.1 - Прискорення кузовів піввагонів

№ точки	Прискорення, М/С ²				
	№ досліда				
	1	2	3	4	5
1	14.1	15.3	15.8	16.1	17.2
2	11.8	12.7	12.9	13.5	14.4
3	9.4	10.1	10.3	10.4	11.0
4	6.6	7.0	7.3	7.3	7.8
5	3.8	4.2	4.3	4.3	4.6
6	1.3	1.3	1.4	1.4	1.6
7	-1.1	-1.2	-1.2	-1.2	-1.4
8	-3.8	-4.1	-4.1	-4.1	-4.5

Таблиця 3.2 - Абсолютні прискорення кришок розвантажувальних люків піввагонів

№ точки	Прискорення, м/с ²				
	№ досліда				
	1	2	3	4	5
1	12.1	13.1	13.2	13.8	14.8
2	10.6	10.6	11.1	11.3	11.8
3	6.9	7.2	7.3	7.8	8.8
4	4.7	4.9	5.0	5.0	5.1
5	2.2	2.6	2.3	2.4	2.4
6	0.1	0.1	0	-0.1	0
7	-2.2	-2.4	-2.7	-2.5	-2.7

3.5 Математична обробка результатів експерименту

Віброприскорення вимірювались на п'яти піввагонах. Датчики встановлювались згідно рисунків 3.3 і 3.4.

Перевірка гіпотези про нормальний закон розподілення випадкових даних по критерію відповідності Пірсона [53, 93] при вірогідній імовірності 0.95 показала, що підстав для відхилення запропонованої гіпотези немає крім точок 6 і 7 при вимірюваннях кузова піввагона і точки 6 при вимірюваннях абсолютних прискорень кришок люків. Але через те, що значення прискорень в означених точках близькі до нуля і суттєво не

впливають на характер коливального процесу в цілому, то необхідності в проведенні додаткових досліджень параметрів вібрації і їх математичну обробку в цих точках немає.

Знайдемо необхідну кількість дослідів при заданій надійності $P=0.95$ і кількості ступенів свободи $k=4$ [93] за допомогою розподілення Стюдента

$$t_{P;k} \cdot a_{\text{пл}} \cdot \sqrt{\frac{1}{n}} \leq \Delta \leq t_{P;k} \cdot a_{\text{пл}} \cdot \sqrt{\frac{1}{n}} \quad (3.1)$$

де $t_{P;k}$ - значення розподілення Стюдента при заданих надійності P і кількості ступенів свободи k , $t_{P;k}=2.776$ [93];

$a_{\text{пл}}$ - емпіричний стандарт середньої квадратичної помилки;

Δ - вірогідний інтервал, $\Delta=0.08$ [93];

a - середнє арифметичне для серії вимірювань прискорень.

Середнє арифметичне прискорення серії дослідів

$$\bar{a} = \frac{\sum_{i=1}^n a_i}{n} \quad (3.2)$$

де a_i - значення прискорення в i -тій точці;

n - кількість дослідів, $n=5$.

Емпіричний стандарт

$$a_{\text{пл}} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (a_i - \bar{a})^2}, \quad (3.3)$$

де n - кількість дослідів, $n=5$;

a_i - значення прискорення в i -тій точці;

а - середнє арифметичне прискорень серії.

Якщо отримана необхідна кількість дослідів n не перевищує кількості вже проведених ДОСЛІДІВ По, то в проведенні додаткової серії дослідів необхідності немає. Розрахунки необхідної кількості дослідів наведені в таблицях 3.3 і 3.4.

Таблиця 3.3 - Необхідна кількість дослідів при вимірюваннях прискорень
кузова піввагона

№ точки	а, м/с ²	<5 ⁻¹ , М/С ²	n
1	15.7	1.134	3
2	13.06	0.966	3
3	10.24	0.577	2
4	7.20	0.442	2
5	4.24	0.288	3
8	-4.12	0.249	2

Таблиця 3.4 - Необхідна кількість дослідів при вимірюваннях абсолютних
прискорень кришок люків піввагона

№ точки	а, м/с ²	м/с ²	n
1	13.40	0.992	3
2	11.08	0.507	1
3	7.60	0.745	5
4	4.94	0.152	1
5	2.38	0.148	2
7	-2.50	0.212	4

Так, як необхідна кількість дослідів не перевищує кількості дослідів вже проведеної серії, то потреби в проведенні додаткових вимірювань немає.

Вірогідна оцінка істиного значення прискорення

$$Aa = \pm a - Vn \cdot 100\%, \quad (3.4)$$

де $t(P;K)$ - значення розподілення Стьюдента, $i/P;k)=2.776$;

a_{n_i} - емпіричний стандарт середньої квадратичної помилки;

a - середнє арифметичне для серії вимірювань прискорень.

Розрахунки вірогідного інтервали наведені в таблицях 3.5 і 3.6.

Таблиця 3.5 - Вірогідна оцінка істиного значення прискорень
кузова піввагона

№ точки	$\sigma_{n-1} > m/\sigma^2$	$a, m/c^2$	$\pm Aa, \%$
1	1.134	15.70	9.0
2	0.966	13.06	9.2
3	0.577	10.24	7.0
4	0.442	7.20	7.6
5	0.288	4.24	8.4
8	0.249	-4.12	7.5

Таблиця 3.6 - Вірогідна оцінка істиного значення абсолютних прискорень
кришок люків піввагона

№ точки	m/c^2	$a, m/c^2$	$\pm Aa, \%$
1	0.992	13.40	9.2
2	0.507	11.08	5.7
3	0.745	7.60	12.2
4	0.152	4.94	3.8
5	0.148	2.38	7.7
7	0.212	-2.50	10.5

Отже, з імовірністю $P=0.95$ можна зтверджувати, що помилка експерименту при вимірюваннях прискорень кузова піввагона не перевищує $\pm 9.2 \%$, а при вимірюваннях абсолютних прискорень кришок люків не перевищує $+12.2 \%$, що, враховуючи різний стан елементів піввагонів, їх дефекти та розбіжність у конструкціях, є достатнім.

3.6 Обчислення прискорень кузова і кришок люків піввагона

Для перевірки адекватності розробленої математичної моделі (МЗ, п.2.3.3) визначимо прискорення кузова і кришок люків піввагона в тих точках, в яких вони були визначені експериментально. Вихідні дані до розрахунку наведені в таблиці 3.7.

Таблиця 3.7 - Вихідні дані для розрахунку прискорень кузова і кришок люків піввагона

Параметр	Значення
1 Маса обресорених частин піввагона, вібромашини і надресорних балок t , кг	13320
2 Маса кришки люка $t_{л}$, кг	170
3 Момент інерції системи "Кузов-Вібромашина-Надресорні балки" ("К-В-НБ") J , кгм ²	156110
4 Момент інерції кришки люка $J_{л}$, кг-м ²	106
5 Амплітуда змушуючої сили $H_{зм}$ кН	90
6 Кругова частота змушуючої сили p , с ⁻²	150.7
7 Довжина кришки люка $B_{л}$, м	1.37
8 Плече торсіона $L_{т}$, м	0.44
9 Відстань від центра мас системи "К-В-НБ" до візка, над яким встановлено вібромашину B_{15} м	3.0
10 Відстань від центра мас системи "К-В-НБ" до візка, над яким не встановлено вібромашину B_{2} , м	-5.6
11 Відстань від центра мас системи "К-В-НБ" до центра мас вібромашини $B_{н}$, м	2.3
12 Еквівалентна жорсткість торсіона відповідної кришки люка, Н/м:	
C_x	12455
c_2	12455
C_3	8013
c_4	8013
C_5	8013
C_6	12455
C_7	12455

Продовження таблиці 3.7

Параметр	Значення
13 Відстань від центра мас системи "К-В-НБВ" до центра мас відповідної кришки люка, м:	
«і	4.1
«2	2.3
S ₃	0.5
S ₄	-1.3
S ₅	-3.1
S ₆	-4.9
s?	-6.7

Після підстановки вихідних даних в систему (2.21) були отримані значення прискорень кузова і кришок люків піввагона, наведені в таблиці 3.8.

Таблиця 3.8 - Результати розрахунку прискорень
кузова і кришок люків піввагона

№ точки	Прискорення, м/с*	
	кузов	кришка люка
1	14.1	11.8
2	11.5	9.4
3	9.0	6.6
4	6.4	4.2
5	3.9	2.1
6	1.3	0.04
7	-1.2	-2.3
8	-3.8	

3.7 Порівняння теоретичних і експериментальних даних прискорень кузова піввагона

Для порівняння теоретичних і експериментальних даних прискорень кузова піввагона зручно використати метод найменших квадратів [71], за допомогою якого можна за експериментальними даними побудувати графік розподілу прискорень по довжині кузова піввагона і порівняти його з

теоретичним (рисунок 3.5). В таблиці 3.9 наведені теоретичні і оброблені по методу найменших квадратів експериментальні дані прискорень кузова піввагона у відповідних точках (рисунок 3.3) і відносне розходження між ними.

Таблиця 3.9 - Порівняння теоретичних і експериментальних даних прискорень кузова піввагона

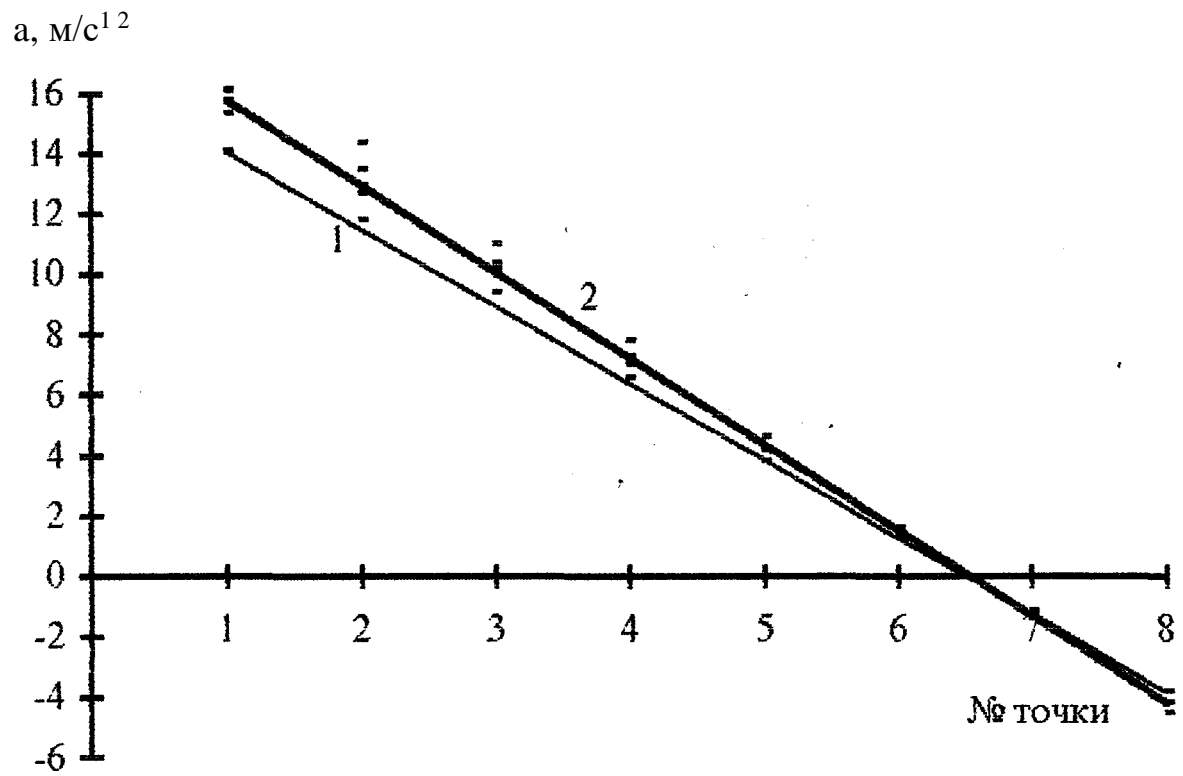
№ точки	Прискорення, м/с ²		Відносне розходження, 0/©
	розрахунок	експеримент	
1	14.1	15.8	12.1
2	11.5	13.0	13.0
3	9.0	10.1	12.2
4	6.4	7.3	14.1
5	3.9	4.4	12.8
8	-3.8	-4.2	9.5

3.8 Порівняння теоретичних і експериментальних даних прискорень кришок люків

Для порівняння теоретичних і експериментальних даних прискорень кришок люків піввагона зручно побудувати діаграму по теоретичним і експериментальним даним прискорень (рисунок 3.6), що наведені в таблиці 3.10.

Таблиця 3.10 - Порівняння теоретичних і експериментальних даних прискорень кришок люків піввагона

№ точки	Прискорення, м/с ²		Відносне розходження, %
	розрахунок	експеримент	
1	11.8	13.40	13.6
2	9.4	11.08	17.9
3	6.6	7.60	15.2
4	4.2	4.94	17.6
5	2.1	2.38	13.3
7	-2.3	-2.50	8.0



1 — розрахунковий графік; 2 — експериментальний графік.

Рисунок 3.5 — Графіки розподілення прискорень по довжині кузова піввагона

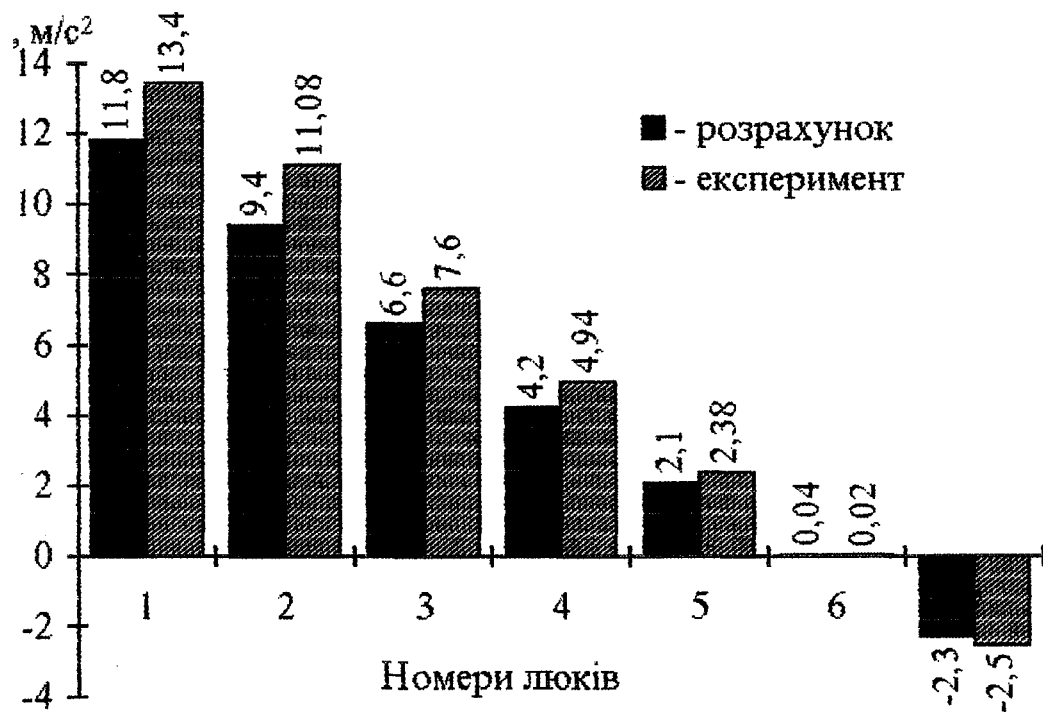


Рисунок 3.6 — Діаграма розподілення абсолютних прискорень по кришкам люків

3.9 Висновки

1 Відомо, що чисельні значення коефіцієнта тертя вантажу по сталі є дуже змінною величиною, яка залежить від різних факторів: вологості вантажу, стану поверхні кришки люка, розмірів часток тощо. Тому значення цього коефіцієнту може бути різним в різних точках кузова ПВ і відрізнятись від загальноприйнятого в межах від 20 до 40 %. Тому маємо підстави вважати, що проведений експеримент має достатній рівень точності, що дозволяє використати його для перевірки розробленої математичної моделі коливального процесу кузова, вібромашини і надресорних балок із врахуванням коливань кришок люків.

2 Експериментальні і теоретичні дані прискорень кузова і кришок люків піввагона дали задовільну збіжність. Розбіжність між ними виникла через зроблені в математичній моделі припущення; щодо розбіжностей прискорень кришок люків, то тут розбіжність виникла також і через складність врахування стану самих кришок люків та їх торсіонів, восей тощо.

3 Результатам експерименту найкращим чином відповідає математична модель, що враховує торсіони кришок розвантажувальних люків.

4 В цілому є підстави зтверджувати про адекватність розробленої математичної моделі (МЗ) практиці і можливість її використання при проектуванні вібраційних очищувальних пристроїв.

РОЗДІЛ 4

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙНОГО ОЧИЩУВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ

Вибір основних параметрів нового очищувального пристрою зводиться до знаходження потрібних значень частоти та амплітуди змушуючої сили вібробудника. Блок-схема алгоритму розрахунку наведена на рисунку 4.1.

Алгоритм знаходження потрібних значень цих параметрів має такі етапи:

- задаються чисельні значення вихідних даних, що описують конструкції піввагона і вібраційного пристрою (таблиця 2.3);

- задаються значення амплітуди і частоти змушуючої сили вібробудника;

- вихідні дані підставляються в вираз (2.21) і виконується його розв'язання, наприклад, за методом Гауса;

- у вигляді (2.23) отримуються значення прискорень кузова і кришок люків піввагона. Для подальших розрахунків беруться їх амплітудні значення;

- згідно виразу (2.16) обчислюються абсолютні прискорення точок кузова ПВ, що розташовані на повздовжніх восях симетрії відповідних кришок люків (рисунок 4.2);

- знаходиться максимальний коефіцієнт тертя вантажу, який ще зможе зійти з кришки люка (2.26). Через те, що найбільші значення відносних прискорень кришок люків будуть на їх краю, то в розрахунку беруться саме ці значення;

- отримане значення максимального коефіцієнту тертя вантажу, який ще зможе зійти з кришки люка, перевіряється із відомим коефіцієнтом тертя даного вантажу. Якщо розрахункове значення коефіцієнту тертя значно



Рисунок 4.1 - Блок-схема алгоритма розрахунку основних параметрів вібраційного очищувального пристрою

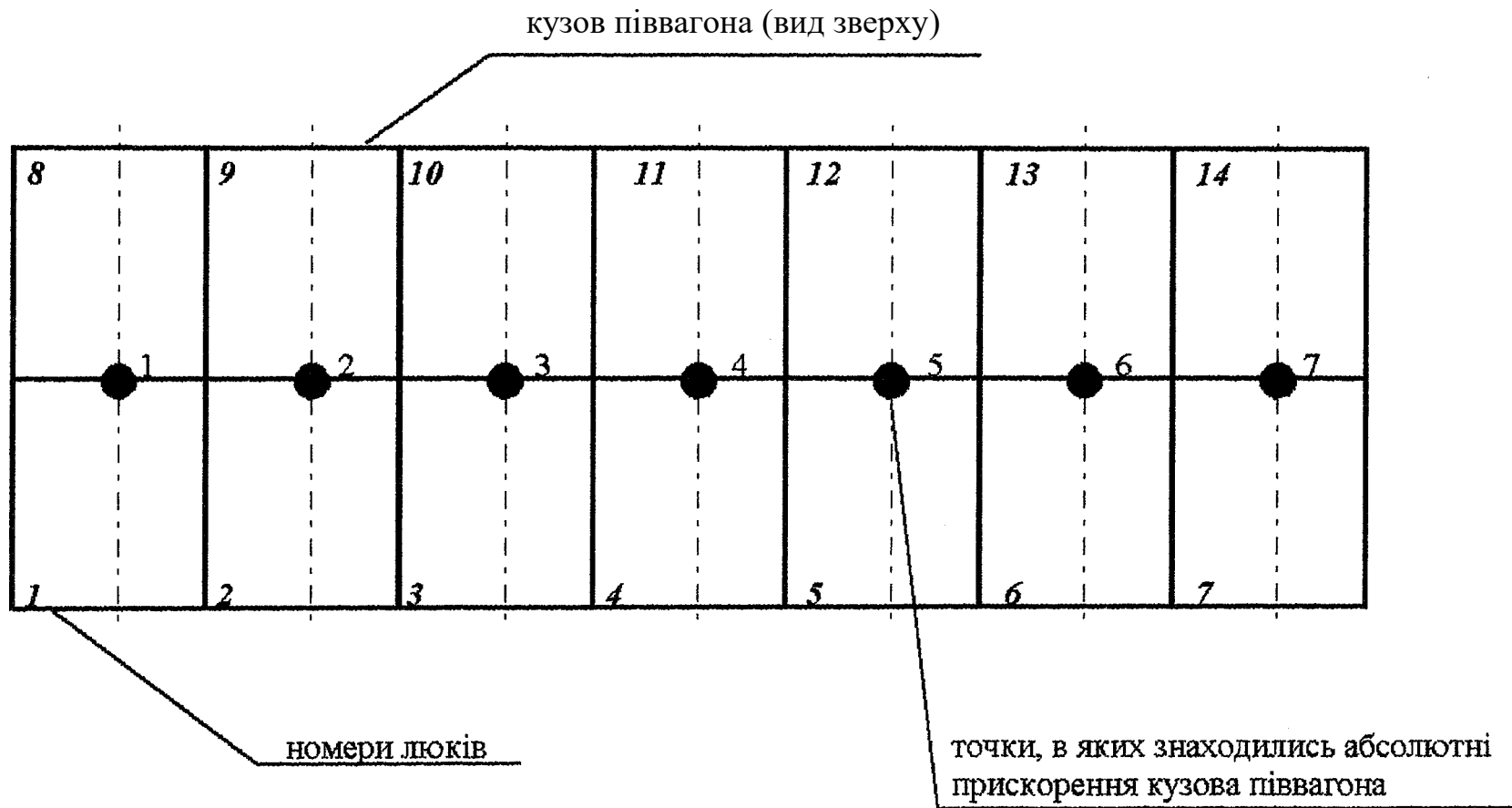


Рисунок 4.2 - Схема розміщення точок, в яких знаходились абсолютні прискорення кузова піввагона

відрізняється від потрібного, то задаються новим значенням амплітуди змушуючої сили. Розрахунок проводиться знову;

-якщо розрахункове значення коефіцієнту тертя виявиться достатнім, то проводиться перевірка міцності піввагона за методикою, що базується на використанні програмного комплексу "МИРАЖ" (додаток Ж);

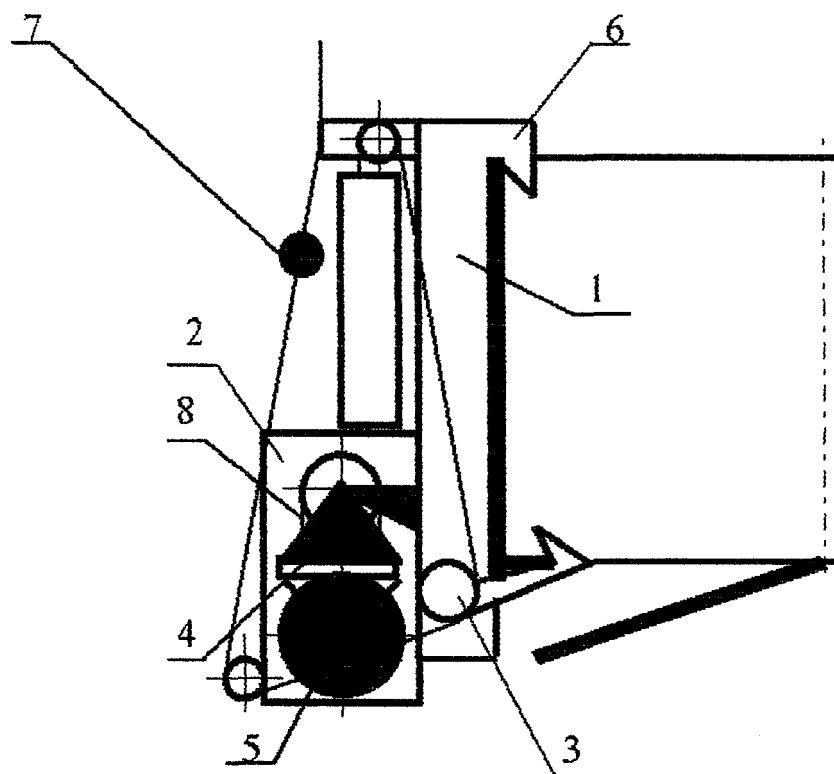
-якщо міцність кузова ПВ не була забезпечена, то задаються новим значенням амплітуди змушуючої сили, або приймається рішення про неможливість використання віброзбудника з даними параметрами для очищення ПВ від даного вантажу.

РОЗДІЛ 5
ВТІЛЕННЯ ТЕОРЕТИЧНИХ ПРИНЦИПІВ У КОНСТРУКЦІЇ
НАВІСНОГО ВІБРАЦІЙНОГО ОЧИЩУВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ
БОКОВОЇ ДІЇ

В Харківській державній академії залізничного транспорту спробували поєднати здобутки навісного вібраційного ОП і віброкліщів (розділ 1). Була розроблена конструкція НВОПБД з автоматичним затиском на ПВ системи ХарДАЗТ (рисунок 5.1). Для визначення основних параметрів віброзбудника пристрою, до яких належать частота та амплітуда змушуючої сили, було використано положення та висновки, що наведені в розділах 2, 3 і 4.

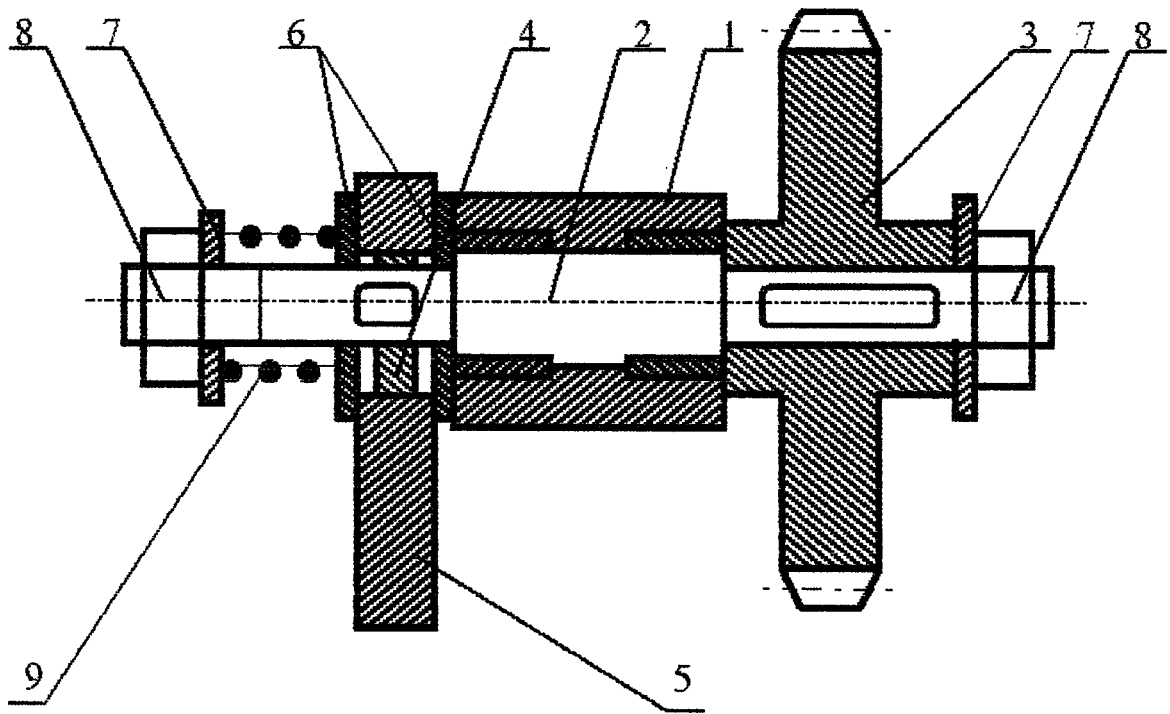
Пристрій складається з рами 1, на якій встановлені віброзбудник 2, фрикційно-ексцентриковий механізм (ЕФМ) 3 і маятникова підвіска 4, до якої прикріплено електродвигун 5 приводу віброзбудника. Для навіски пристрою на ПВ на рамі 1 встановлено оголовок 6, який має можливість підстройки в залежності від висоти борту піввагона.

Фрикційно-ексцентриковий механізм (рисунок 5.2) складається з корпусу 1, в якому на підшипниках ковзання встановлено вал 2. На одному з кінців валу 2 за допомогою шпонки встановлено зірочку 3 приводу фрикційно-ексцентрикового механізму. На іншому кінці валу 2 за допомогою шпонки закріплено ексцентрик 4, на якому встановлено гак 5, який має можливість обертатися навколо вісі ексцентрика 4. З боків гак 5 затиснуто двома фрикційними шайбами 6. Привод фрикційно-ексцентрикового механізму виконується ланцюгом, що перекинуто через зірочку 3. Верхній кінець ланцюга закріплено на краю траверси 7 (рисунок 5.1), а на нижньому кінці ланцюга закріплено допоміжний вантаж. Кінематична схема фрикційно-ексцентрикового механізму наведена на (рисунок 5.3).



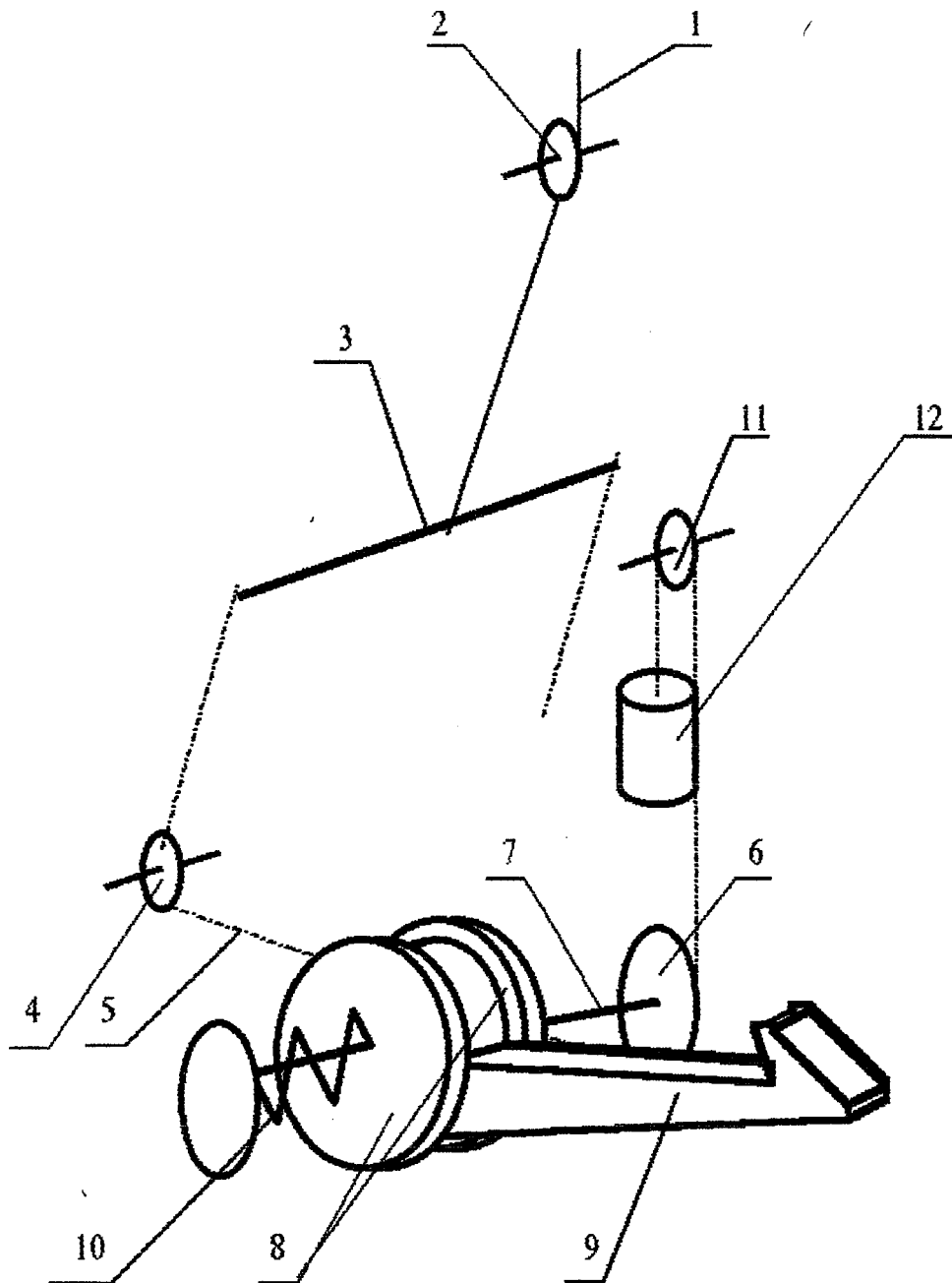
1 - рама; 2 - вібробудник; 3 - фрикційно-ексцентриковий механізм;
 4 - маятникова підвіска; 5 - електродвигун; 6 - оголовок; 7 - траверса;
 8 - ланцюгова передача.

Рисунок 5.1 - Схема вібраційного очищувального пристрою бокової дії системи ХарДА.3Т



1 - корпус; 2 - вал; 3 - зірочка; 4 - ексцентрик; 5 - гак;
 6 - фрикційні шайби; 7 - шайби; 8 - гайки; 9 - пружина.

Рисунок 5.2 - Схема ексцентрово-фрикційного механізму



- 1 - канат; 2 - ролик оголовка; 3 - траверса; 4 - ролик обводний;
 5 - ланцюг; 6 - зірочка привода механізму затиску; 7 - вал;
 8 - шайба фрикційна; 9 - гак; 10 - пружина;
 11 - зірочка; 12 - допоміжний вантаж.

Рисунок 5.3 - Кінематична схема механізму затиску пристрою на
 , піввагоні

Маятникова підвіска (рисунки 5.4, 5.5) складається з кронштейнів 1, до яких за допомогою осі підвішуються косинки 2. До косинок 2 приварена плита 3, безпосередньо до якої прикріплено електродвигун 4 приводу віброзбудника 5. Привод віброзбудника 5 виконується за допомогою ланцюгової або клиноремінної передачі 6.

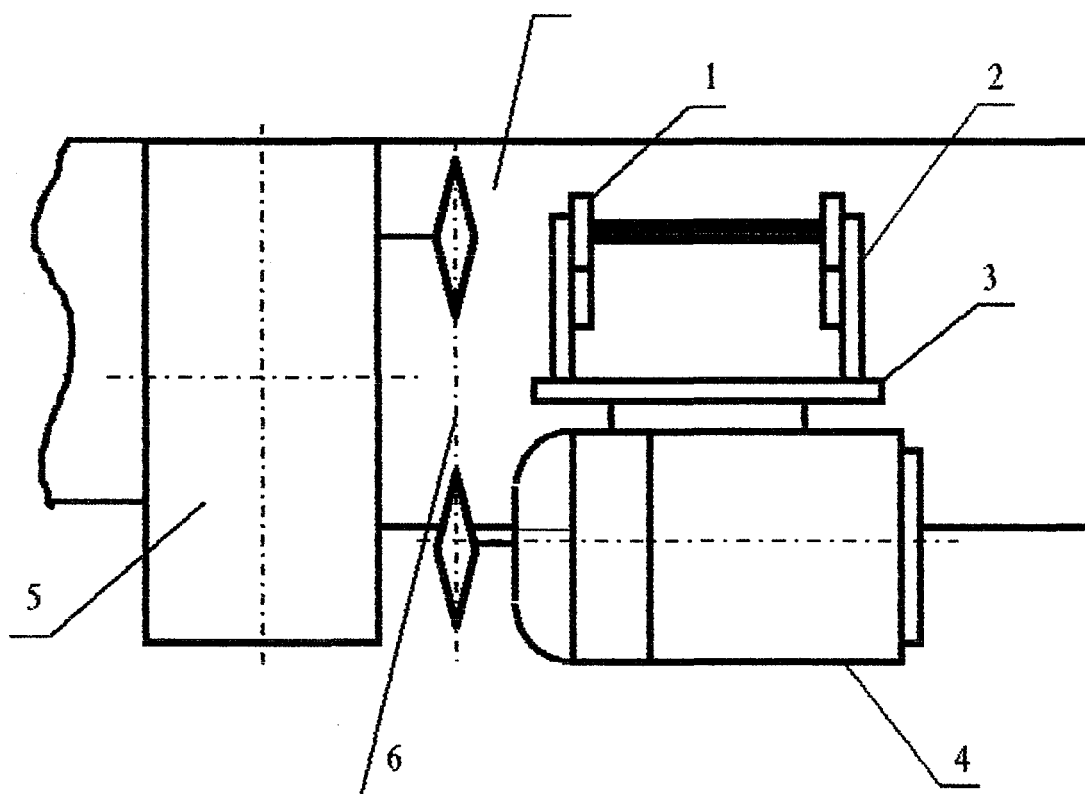
Для очищення ПВ пристрій навішується на кран, навантажувач або іншу вантажопідйомну машину за траверсу 7 (рисунок 5.1). При підйомі гака машини-носія починають пересуватися ввєрх ланцюги приводу ЕФМ, за рахунок чого допоміжні вантажі піднімуться ввєрх, а ЕФМ переведеться у відкрите положення. Коли ЕФМ буде повністю відкрито, то рух ланцюгів приводу ЕФМ припинеться і почнеться підйом пристрою, при чому в піднятому стані ОП буде нахилений на кут близько 10° оголовком ввєрєд, що полегшить навіску пристрою на вагон.

Пересуванням машини-носія пристрій наводиться на один з бортів ПВ. При опусканні гака вантажопідйомної машини пристрій з початку чіпляється оголовком за верхню обв'язку борта вагона. Далі під дією власної ваги ОП обернеться навколо лінії контакту оголовка з бортом ПВ і притиснеться до нижньої обв'язки вагона. При подальшому опусканні гака машини-носія за допомогою власної ваги допоміжних вантажів почнеться рух ланцюгів приводу ЕФМ, при цьому почне обертатися вал ЕФМ з ексцентриком. При обертанні валу гак ЕФМ почне обертатися навколо осі валу вгору, ввійде в контакт з нижньою обв'язкою ПВ і його обертання припинеться, а при подальшому повороті валу фрикційні шайби будуть ковзати по гаку ЕФМ і ексцентрик затягне гак за нижню обв'язку вагона. Перевагою такого способу затиску ОП на піввагоні є те, що в приводі механізму затиску відсутні такі складні елементи, як електродвигуни або гідроциліндри, які під шкідливим впливом вібрації часто виходять із ладу. Також, гак ЕФМ за допомогою допоміжних вантажів постійно підтискається



1-кронштейн; 2 - косинка; 3 - плита; 4 - електродвигун;
5 - вібробудник; 6 - ланцюгова передача; 7 - рама пристрою.

Рисунок 5.4 - Схема маятникової підвіски



1-кронштейн; 2 - косинка; 3 - плита; 4 - електродвигун;
5 - вібробудник; 6 - ланцюгова передача; 7 - рама пристрою.

Рисунок 5.5 - Кинематична схема маятникової підвіски

до нижньої обв'язки ПВ, що забезпечує жорсткість зв'язку між очищувальним пристроєм та вагоном.

Після затиску ОП на вагоні оператор маїпини-носія вмикає електродвигун приводу віброзбудника і починається очищення.

При очищенні ПВ електродвигун приводу віброзбудника за рахунок реактивного моменту, що виникає через натягнення приводної гілки ланцюга, відхиляється відносно вертикальної осі на деякий кут. Через те, що електродвигун має достатньо велику масу (близько 240 кг), при очищенні ПВ він практично не буде коливатися, що захистить його від шкідливого впливу вібрації.

Після повного очищення піввагона від залишків вантажів машиніст крану вмикає електродвигун приводу віброзбудника. Зняття пристрою з вагона виконується у зворотному порядку порядку.

До переваг наведеного вище ОП порівняно з ОП бокової дії, що існують на теперішній час, можна віднести:

- автоматичний затиск пристрою на вагоні;
- відсутність в механізмі затиску таких складних та коштовних вузлів, як електродвигуни або гідроциліндри, що обумовлює його більшу надійність при меншій вартості;
- захист електродвигуна приводу віброзбудника від шкідливого впливу вібрації, що також позитивно відобразиться на надійності пристрою в цілому;
- можливість навішування на ПВ за допомогою навантажувачів.

Для вдосконалення конструкції запропонованого ОП можна передбачити два шляхи:

- вдосконалення механізму затиску. Це може бути здійснено шляхом модернізації вже існуючого, або розробкою більш досконалого затисного механізму. В будь-якому випадку це може бути здійснено із збереженням принципу, що лежить в основі затисного механізму запропонованого

пристрою: використання для приводу механізму затиску власної ваги пристрою та допоміжних вантажів;

розробка конструкції механізму для автоматичної або полуавтоматичної підстройки ОП під піввагони з різною висотою борта.

Але й запропонована конструкція НВОПБД вже зараз може бути використана для очищення піввогонів від залишків сипучих вантажів.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ

У теперішній час ні один із відомих способів розвантаження залізничних піввагонів не дозволяє повністю вивільнювати їх від сипучих вантажів, що погребує застосування спеціальної очищувальної техніки, додаткових витрат часу, коштів тощо. Але ні один із відомих типів очищувальних пристроїв не задовольняє усім вимогам, яким повинні відповідати ці машини. Серед типів очисних пристроїв, що існують на теперішній час, найбільш ефективними та перспективними є вібраційні, серед яких найкращі техніко-економічні показники виявляються у пристроїв бокової дії. Із очищувальних пристроїв бокової дії сучасним вимогам, що пред'явлені машинам для очищення піввагонів від залишків сипучих вантажів, найкращим чином відповідають навісні пристрої, ефективність яких при умові забезпечення їх автоматичного затиску на піввагоні у порівнянні із накладними вібромашинами вища майже у 5 разів. Але існуюча на теперішній час методика визначення на стадії проектування основних параметрів віброочисних пристроїв є не досить точною. Отже, виникає необхідність у розробці нової, більш точної, методики визначення на стадії проектування основних параметрів віброочисних пристроїв.

На базі проведених у дисертаційній роботі теоретичних і експериментальних досліджень можна зробити такі висновки:

1 Серед типів очисних пристроїв, що існують на теперішній час, найбільш ефективними та перспективними є вібраційні, серед яких найкращі техніко-економічні показники виявляються у пристроїв бокової дії. Із очищувальних пристроїв бокової дії сучасним вимогам, що пред'явлені найкращим чином відповідають навісні пристрої, ефективність яких (при

умові забезпечення їх автоматичного затиску на піввагоні) у порівнянні із накладними вібромашинами вища майже у 5 разів.

2 Розроблено математичні моделі, що описують коливальний процес системи "Кузов-Вібромашина" із врахуванням ковзання кузова по надресорним балкам візків, коливальних рухів розвантажувальних люків, кришки яких мають торсіони, будь-якого розташування вібропрнстрою на піввагоні. Доведена доцільність врахування коливальних рухів розвантажувальних люків, кришки яких мають торсіони, і будь-якого розташування вібропрнстрою на піввагоні при проектуванні віброочищувальних пристроїв.

3 Теоретично доведено, що при бокових коливаннях ВПЛИВ ТОРСІОНІЕ у 1.7-2.4 рази нижче, ніж при найбільш поширених вертикальних коливаннях.

4 Проведені на натурному зразку піввагона експериментальні дослідження підтвердили адекватність розроблених математичних моделей: максимальні розходження між теоретичними і експериментальними даними прискорень склали для кузова піввагона близько 14 %, для кришок піввагона близько 18 %.

5 На основі розроблених математичних моделей запропонована методика, що дозволяє на стадії проектування за допомогою програмного комплексу "МИРАЖ" знаходити основні параметри вібраційних очищувальних пристроїв із врахуванням міцності кузова піввагона. Запропоновані теоретичні принципи дозволяють виконувати раціональне проектування нових вібрацій [очищувальних пристроїв та тих, що модернізуються, що дозволить на 20-30 % підвищити продуктивність праці при очищенні піввагонів від залишків вантажів.

6 На базі теоретичних і експериментальних досліджень розроблена нова конструкція навісного очищувального пристрою бокової дії із

автоматичним затиском на піввагоні. Економічна ефективність нового очищувального пристрою у 5 разів вища за ефективність найбільш поширених накладних вібромашин і складе за 5 років 132.2 тис.грн за рахунок зниження капітальних витрат на придбання нової машини у 2.8 рази, зменшення собівартості очищення одного піввагона новою вібромашиною у 2 рази.

7 Виходячи із результатів досліджень і розробленої на їх базі методики до конструкцій навісних очищувальних пристроїв бокової дії можна сформулювати такі вимоги та рекомендації:

- з точки зору міцності кузова піввагона маса навісного пристрою не повинна перевищувати 1 т, що, крім того, дозволить навішувати їх не тільки на вантажопідйомні крани, але й на універсальні навантажувачі та інші аналогічні машини; необхідно прагнути, щоб основна частина маси пристрою була зконцентрована на рівні підлоги вагона; бажано використовувати віброзбудник із змінною амплітудою змушуючої сили, тобто основне очищення проводити при меншій амплітуді змушуючої сили, а доочищення - при максимальній;

- частота змушуючої сили віброзбудника повинна складати близько 15 Гц; при цій частоті виявляється достатньою амплітуда змушуючої сили від 35 до 40 кН; лінія дії змушуючої сили повинна проходити не вище підлоги піввагона;

- у зв'язку із тим, що піввагони з різним часом і місцем побудови мають різну висоту борта повинна бути можливість підстройки очисного пристрою в залежності від висоти борта піввагона, що обробляється;

- для повного очищення піввагона від зали **ntift** ів вантажів необхідно робити дві постановки пристрою над візками; для особливо важких вантажів допускається робити третю постановку посередені піввагона.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1 А.с. 1117238 СССР, МКИВ 60S 3/04. Устройство для очистки полувагонов от остатков сыпучих грузов /А.И.Гребцов (СССР). -№3600718/27-11; Заявлено 03.06.83; Оpubл. 07.10.84, Бюл. №37.

2 А.с. 115671. СССР. Устройство для зачистки полувагонов, разгружаемых с помощью вагоноопрокидывателя /М.Е.Глушко, А.Е.Авербух, И.Ф.Парфеньев, Н.О.Погорелов. -Заявл. 10.03.58.

3 А.с. 156467 СССР Вибратор для разгрузки полувагонов /С.А.Другаль, В.В.Зубарев, В.И.Иванов. -Заявл. 29.03.62, №771484/27-11; Оpubл. 1963, Бюл.№15.

4 А.с. 348466. СССР. Устройство для выгрузки сыпучих грузов из транспортных средств /Ф.М.Лейнер, Г.С.Станиславский, А.С.Шишкин. - Заявл. 1969, Оpubл. 1972.

5 А.с. 766955 СССР. Вибрационное устройство для разгрузки железнодорожных полувагонов /С.А.Другаль, В.В.Маликов, С.А.Сенаторов; ВНИИЖТ.: Заявлено 1975; Оpubл. 1980, Бюл.№36.

6 А.с. 766966 СССР. Вибратор для разгрузки вагонов /В.Н.Рамодин, Л.И.Лях, Б.Н.Стрекалов и др. -Заявл. 14.09.77, №2540945/27-11; Оpubл. 1980, Бюл. №36.

7 А.с. 839955 СССР. Устройство для разгрузки сыпучих материалов из ж.-д. полувагонов /В.Т.Середа, А.Н.Котенко, А.С.Москаленко и др.; Упр. Южн.ж.д.: -Заявл. 28.09.79; Оpubл. 1981.

8 А.с. 914357 СССР, МКИ В 60S 3/04. Устройство для очистки полувагонов от остатков сыпучих грузов /В.Н.Стогов, А.И.Гребцов, И.П.Собкалов; Южн. ж.д. - №2942096/27-11; Заявл. 14.04.80; Оpubл. 23.03.82, Бюл.№11.

9 А.с. СССР. Устройство для очистки ж.-д. полувагонов от сыпучих материалов /А.Ю. Гольдштейн, М.М.Нахатакян, С.В.Дидич; Гос.весес.дорож.НИИ. -Заявл.25.12.79; Оpubл, в Б.И., 1983, №7.

10 А.с.552263. СССР, МКИ В 65G 67/24. Навесное устройство для разгрузки и очистки полувагонов от остатков сыпучих грузов /В.Н.Стогов, И.П.Кривцов, В.А.Мироненко, П.Г.Паров, Н.А.Гастелло. №1965589/11; Заявлено 05.10.73; Оpubл. 30.03.77, Бюл.№Г2.

11 А.с.652070. СССР, МКИ В 65G 67/24. Устройство для очистки полувагонов от остатков сыпучих грузов /Н.М.Геллер, Я.Н.Геллер, В.А.Мироненко (СССР). -№3752048/27-11; Заявлено 07.06.84; Оpubл. 30.11.85, Бюл.№44.

12 Абрамович И.И., Котельников Г.А. Козловые краны общего назначения. М.: Машиностроение, 1983.

13 Агафоров В.А. Повысить эффективность погрузочно-разгрузочных работ в народном хозяйстве //Промышленный транспорт. -1982.-№4.-с.2-6.

14 Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х томах. Т.2. - Издание 5-е, перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1978.

15 Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х томах. Т.1. — Издание 5-е, перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1978.

16 Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х томах. Т.2. - Издание 5-е, перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1978.

17 Асауленко И.А., Лесной Б.И. Гидромеханическая очистка подвижного состава//Промышленный транспорт. -1979. -№7. -с.21.

18 Беляев Н.М. Сопротивление материалов. М., Наука, 1976.

19 Борохович А.И., Борохович Б.А. Теоретическая оценка основных параметров вентилятора для сдува остатков угля из вагона //Науч.тр. /Магнитогорск, горно-металлург. ин-т. -1970. -Вып.85. - с.32-37.

20 Буше Н.А. Трение и усталость в машинах (транспортная техника): Учебник для вузов. — М.: Транспорт, 1987.

- 21 Вагоны: Учебник для вузов железнодорожного транспорта /Под ред. Л.А.Шадура. — 3-е изд. перераб. и доп. — М.; Транспорт, 1980.
- 22 Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины. Изд.3-е, перераб. и доп. - М., Машиностроение, 1974.
- 23 Вершинский С.В. и др. Расчет вагонов на прочность. Изд.2-е. Под ред. Л.А.Шадура. М., Машиностроение, 1971.
- 24 Вибрационные устройства для очистки полувагонов / Мироненко В.А. Романович Е.В. //Нові матеріали та технології в металургії та машинобудуванні. -Запоріжжя, 1998, №1. - С.9-14.
- 25 Вибрационные устройства для очистки полувагонов /Мироненко В.А., Романович Е.В. //Залізничний транспорт України. - 1998. №4-5. - С.34-35.
- 26 Визначення економічної ефективності заходів науково-технічного прогресу. Методичні вказівки до курсової роботи з предмету "Економіка виробництва" для студентів спеціальності БШМ всіх форм навчання. Харків-ХарДАЗТ, 1995.
- 27 Винарский М.С., Лурье М.В. Планирование эксперимента в технологических исследованиях. -Киев, Техніка, 1975.
- 28 Геллер Н.М., Мироненко В.А., Собкалов И.П. Средства механизации погрузочно-разгрузочных работ на прирельсовых складах. -Киев: Техніка, 1985.
- 29 Глушко М.Е, Елиокумсон Б.И. Механизация очистки полувагонов // Промышленный транспорт. -1975. -№9. -с.15.
- 30 ГОСТ 22235-76. Вагоны грузовые магистральных дорог колеи 1520 мм. Общие требования по обеспечению сохранности при производстве погрузочно-разгрузочных и маневровых работ.-Введ.01.01.1978 до 01.08.1990.-М.,: Изд-во стандартов, 1977.

31 ГОСТ 25.101-83. Методы схематизации случайных процессов нагружения и элементов машин и конструкций и статистического представления результатов. - М., Издательство стандартов, 1983.

32 ГОСТ 8.207-76. Прямые измерения с многократными наблюдениями. Методы обработки результатов наблюдений. Основные положения. -М.: Изд-во стандартов, 1976.

33 Грачев Ю.П. Математические методы планирования экспериментов. -М.: Пищевая промышленность, 1979.

34 Гребцов А.И. Разработка способа очистки полувагонов от остатков сыпучих грузов навесными воздуходувными устройствами: Дисс... канд.техн.наук: 05.22.08. -Харьков, 1990.

35 Дарков А.В. Шпиро Г.С. Сопротивление материалов: Учебник для технических вузов. - 5-е изд., перераб. и доп. - М.: Высшая школа, 1989.

36 Дарков А.В., Шапошников Н.Н. Строительная механика: Учеб., для строит, спец, вузов. - 8-е изд., перераб. и доп. -М.: Высшая школа, 1986.

37 Динамика вагона. Учебник по специальности "Железнодорожный транспорт", под ред. С.В.Вершинского. Издание 3-е, перераб. и доп. — М., Транспорт, 1991.

38 Дослідно-експлуатаційні випробування експериментального зразка віброкліщів /Мироненко В.О., Романович Є.В. //Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті. -ХарДАЗТ, 1998, №4. -С.83-84.

39 Дробышев Г.Г. Исследование газодинамического способа механизированной очистки железнодорожных вагонов открытого типа от остатков грузов: Дисс... канд.техн.наук. -Новосибирск, 1968.

40 Дробышев Г.Г. Исследования по выбору рациональной сферы использования средств механизированной очистки вагонов //Сб.науч.тр. /Новосиб. ин-т инж. ж.-д. трансп. -1979. -Вып. 199/12. -с.68-76.

41 Другаль С.А. Вибрационная очистка полувагонов от остатков груза. М., Трансжелдориздат, 1960.

42 Другаль С.А. Исследование вибрационного способа очистки полувагонов от остатков навалочных грузов: Дисс... канд.техн.наук. -М., 1959.

43 Другаль С.А. Исследование и разработка вибрационных погрузочно-разгрузочных машин и нормирование их параметров по условиям взаимодействия с железнодорожными вагонами: Дисс... докт.техн.наук. - Свердловск, 1980.

44 Ермолов Р.С. Электроизмерительные устройства для диагностики машин и механизмов. — Л., Энергия, 1973.

45 Еще раз об очистке вагонов с помощью электроимпульсной установки /Г.М.Бичуцкий, Э.П.Северикова, П.Я.Кузнецов и др.-1982.-№2.-с.8-9.

46 Зенков Р.Л. Механика насыпных грузов. Изд. 2-е, испр. и перераб. - М.: Машиностроение, 1964.

47 Иванов М.Н. Детали машин: Учебник для студентов высш. техн, учеб, заведений. 5-е изд., перераб. и доп. - М.: Высшая школа, 1991.

48 Иконников Е.А. Легкий щеточно-скребковый механизм для очистки полувагонов //Механизация разгрузки железнодорожного подвижного состава: Реф. сб. /ЦНИИТЭИТяжмаш. -1979. -Вып. 6-79-21.-20 с.

49 Испытания 4-осного полувагона от силового воздействия виброклещей: Отчет о НИР /ХИИТ, Харьков, 1990.

50 Испытания виброклещей для очистки полувагонов от остатков груза на допустимость воздействия на вагоны: Отчет о НИР (заключит.) /Уральское отделение ВНИИЖТ. -Свердловск, 1989.

51 Исследование эффективности применения установок с турбореактивными двигателями в железорудной промышленности: Отчет о НИР /ЦНИИ информ, и техн.-экономии, исслед. черной металлургии; Руководитель и отв. исп. П.В.Очеретин. -№ГР 79003959;Инв.№ Б 832198. -М., 1980.

52 Ищенко В.Ф., Пузырьков П.И. Выбор щеточного механизма для очистных машин //Речной транспорт. -1972.- №5. -с.32.

53 Кассандрова О.Н., Лебедев В.В. Обработка результатов наблюдений. М.- Наука, 1970.

54 Киселев В.А. Строительная механика. Общий курс: Учеб, для вузов. -4-е изд., перераб. и доп. -М.: Стройиздат, 1986.

55 Когаев В.П. и др. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник - М.: Машиностроение, 1985.

56 Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. - М., Машиностроение, 1977.

57 Комплексная механизация погрузочно-разгрузочных работ на транспорте /Под ред. А.М.Обермейстера; Ин-т комплекс, граней, пробл. при Госплане СССР. -М.: Транспорт, 1976.

58 Коротков В.П. Пособие машинисту козлового крана. -М.: Транспорт, 1986.

59 Котельников Р.Б. Анализ результатов наблюдений. М.: Энергоатом изд ат, 1986.

60 Котенко А.Н. Исследование эффективности и выбор параметров вибраторов для разгрузки и очистки железнодорожных вагонов с сыпучими грузами: Дисс... канд.техн.наук. - Харьков, 1979.

61 Кривцов И.П., Гребцов А.И. Аэродинамическая очистка полувагонов //Промышленный транспорт. -1981. -№7. -с.9-10.

62 Кривцов И.П., Мироненко В.А, Паров П.Г. Виброустройства для очистки полувагонов от остатков груза // Промышленный транспорт. -1979. -№1. -с.14-16.

63 Лазарян В.А. Динамика транспортных средств: избр. труды. — К., Паукова Думка, 1985.

64 Майстровой А. Электроиндукция вместо динамита //Техника и наука. -1986.-№8. -с.20-21.

65 Малис А.Я. Пневматический транспорт для сыпучих материалов. - М.: Агро пром издат, 1985.

66 Математическая модель колебаний кузова полувагона при боковой виброочистке /Мироненко В.А., Романович Е.В. //Залізничний транспорт України. - 1999. №2. - С.23-24.

67 Машина для очистки железнодорожных полувагонов от остатков сыпучих грузов: Информ.л. Челяб.ЦНТИ №84-361 / П.Г.Милостивый. - Челябинск, 1984.

68 Методика (основные положения) определения экономической эффективности использования в народном хозяйстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений. -М.: Экономика, 1977.

69 Методика испытаний вибрационных погрузочно-разгрузочных машин на допустимость воздействия на вагоны парка МПС: Утв. Гл.упр. вагонного хоз-ва 12.01.87 /МПС СССР. - Свердловск, 1985.

70 Методические рекомендации по комплексной оценке эффективности мероприятий, направленных на ускорение научно-технического прогресса. М.-АН СССР, 1988.

71 Методичні вказівки і завдання до контрольної роботи з теми "Диференціальне числення функцій однієї і кількох змінних. Харків- ХарДАЗТ, 1998.

72 Механизация выгрузки сыпучих грузов на промышленном транспорте: Обзор. Отечественный опыт /Харламов В.Н., Штылев Р.И., Крысанов В.И.;ЦИНИС Госстроя СССР.-М., 1973.

73 Механизация и автоматизация погрузочно-разгрузочных работ /В.И. Леонов, В.И.Панов, Е.Г.Угодии, Д.С.Плюхин, И.Г.Козловский //Грузовая и коммерческая работа: ЦНИИТЭИ МПС.-1986.-вып.1.-с.1-26.

74 Механизация трудоемких работ в черной металлургии: Тематический отраслевой сборник №2. -М.: Металлургия, 1973.

75 Министерство путей сообщения СССР. Типовой технологический процесс работы механизированной дистанции погрузочно-разгрузочных работ.-М.: Транспорт, 1984.

76 Мироненко В.А. Романович Е.В. Исследование динамики частицы груза в процессе виброочистки полувагона //Межвуз. сб. науч. гр. /ХарГАЖТ, 1997. - Вып.30. - С.9-14.

77 Мироненко В.А., Романович Е.В. Математическая модель колебаний кузова полувагона при боковой виброочистке. //Концепція підвищення ефективності вантажних перевезень на залізничному транспорті. /Міжвуз. зб. наук, праць, присвячений 90-річчю проф., д.т.н. Долаберідзе О.М., Харків - 1998, С.114-118.

78 Моделирование и планирование экспериментов. Методическое руководство по проведению экспериментальных исследований при выполнении НИРС. Красноярск.- КПИ, 1981.

79 МПС СССР. Методические указания по определению экономической эффективности новой техники, изобретений и рационализаторских предложений на ж.д. транспорте. -М.: Транспорт, 1980.

80 Наземное применение авиационных двигателей в народном хозяйстве: Материалы межотрасл. науч.-техн. конф.-й, совещ., семинаров и выставк;ВИМИ. -М., 1981. -ч.1,ч.2.

81 Николай Е.Л. Теоретическая механика. ч.2. - М., ГИТТЛ, 1957.

82 Нормы для расчетов на прочность и проектирования механической части новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) /Министерство путей сообщения СССР. - М.: МПС, 1971.

83 Оборудование для комплексной механизации выгрузки навалочных грузов из железнодорожных вагонов: Чертежи и описания к ним /Сост. В.Н.Харламов. -М.: НИИИнформтяжмаш, 1971.

84 Основы прикладной теории колебаний и удара/Я.Г.Пановко. — 4-е изд., перераб. и доп. - Л.: Политехника, 1990.

85 ОСТ 24.050.37-84. Методы испытаний вагонов на прочность и ходовые качества.

86 Падня В.А. Погрузочно-разгрузочные машины: Справочник. - 4-е изд., перераб. и доп. -М.: Транспорт, 1981.

87 Паров П.Г. Исследование и создание устройства с боковой вибрацией для разгрузки и очистки полувагонов от остатков сыпучих грузов: Дисс... канд. тех. наук. - Харьков, 1975.

88 Плюхин Д.С., Иконников Е.А. Способы очистки вагонов от остатков сыпучих грузов за рубежом //Грузовая и коммерческая работа: Экспресс-информация /ЦНИИТЭИ МПС. -1983. -Вып.2 (196). -с.15-29.

89 Повышение эффективности механизации и автоматизации погрузочно-разгрузочных, транспортных и складских работ: Материалы семинара /Науч. ред. В.А.Абгафоров, Д.С.Плюхин; МДНТП им. Ф.Э. Дзержинске го. - М., 1984.

90 Погрузочно-разгрузочные работы с насыпными грузами: Справочник /Под ред. Д.С.Плюхина. - М.: Транспорт, 1989.

91 Применение манипуляторов при погрузочно-разгрузочных работах /Н.С.Поманский, С.А.Чуприков, Е.А.Иконников, Г.А.Холоджан; ЦНИИТЭИ-Тяжмаш.-М., 1984.-40 с,- (Подъемно-транспортное оборудование. Обзорная информация; вып.4).

92 Программный комплекс "Мираж": Руководство пользователя /Киевский научно-исследовательский институт автоматизированных систем в строительстве. - Изд. перераб. - К., НИИАСС, 1994/

93 Разработка технических требований на средства механизации по удалению остатков сыпучих грузов из железнодорожных вагонов: Отчет о научно-исследовательской работе /Всесоюзный научно-исследовательский институт промышленного транспорта; № ГР 81011622; Инв. № 0282.8.004030.-М., 1981.

94 Рамодин В.Н., Другаль С.А. Механизация вспомогательных операций. М., Транспорт, 1964.

95 Рожков А. Есть ли выход из тупика? //Гудок. -1987. -14 апр.

96 РТМ 24.050.44-81. Показатели надежности грузовых магистральных вагонов универсального назначения. Издание официальное.

97 Румшинский Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента. М.- Наука, 1971.

98 Самсонов В.М. Исследование работы и выбор оптимальных параметров щеточных машин для очистки полувагонов от остатков груза: Дисс...канд.техн.наук.-Л., 1971.-181 с.

99 Седов Л.И. Методы подобия и размерности в механике. Издание 4-е, перераб. и доп. — М., Гостехиздат, 1957.

100 Сендеров Г.К., Лосев П.Р., Другаль С.А. Сохранность вагонов при погрузочно-разгрузочных и маневровых работах. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1984.

101 Скиба И.Ф. Вагоны: Учебник для техникумов железнодорожного транспорта. — Издание 5-е, перераб. и доп. — М.: Транспорт, 1979.

102 Сметанин А.И. Подготовка вагонов под погрузку //Железнодорожный транспорт. -1976.-№6.-с.73.

103 Смехов А.А. Математические модели процессов грузовой работы. -М.: Транспорт, 1982.

104 Собкалов И.П., Котенко А.Н. Автоматизация и механизация погрузочно-разгрузочных работ (опыт Южной железной дороги). - М.: Транспорт, 1986.

105 Собкалов И.П., Котенко А.Н. Новые технологии обработки вагонов. - Харьков: Прапор, 1987.

106 Современные технологии работы грузовых станций /Под ред. А.Д.Малова.: Сб.науч.тр. ВНИИЖТа. -М.: Транспорт, 1984.

107 Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины. -М.: Машиностроение, 1983.

108 Справочник по динамике сооружений. /Под ред. Б.Г.Коренева, И.М.Рабиновича. - М., Стройиздат, 1972.

- 109 Справочник по транспортирующим и погрузочно-разгрузочным машинам /Ф.Г.Зуев, Н.А.Лотков, А.И.Полухин, А.В.Танлевский. -М.: Колос, 1983.
- 110 Стогов В.Н., Паров П.Г. Боковой вибратор для зачистки полувагонов от остатков грузов //Промышленный транспорт. -1974. -№6. -с.16.
- 111 Стогов В.Н., Плюхин Д.С., Ефимов Г.П. Погрузочно-разгрузочные машины. 3-е изд., перераб. и доп. -М.: Транспорт, 1977.
- 112 Строительные и путевые машины /Под ред. А.Ф.Игнатъева. -М.: Транспорт, 1967.
- 113 Технические средства диагностирования. Справочник. Под ред. В.В.Клюева. — М., Машиностроение, 1989.
- 114 Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. — М., Наука, 1967.
- 115 Установка гидравлической мойки железнодорожных полувагонов: Информ.л. Челяб. ЦНТИ №312-84 /П.Г.Милостивый. -Челябинск, 1984.
- 116 Устройство для очистки кузовов полувагонов от остатков сыпучих грузов: А.с.381591 СССР /Д.С.Плюхин, Э.Н.Морозов, В.И.Завьялов; ВНИИЖТ. - Оpubл. 1973, Бюл.№22.
- 117 Цільова комплексна програма розвитку транспортного комплексу України. Транспорт /Міністерство транспорту України. -К., 1993.
- 118 Цытович Н.А. Механика грунтов. -М.: Высшая школа, 1979.
- 119 Чеплашкин Н.А. Перспективы развития и пути внедрения комплексной механизации очистки полувагонов после их разгрузки //Технический прогресс и комплексная механизация и автоматизация на промышленном транспорте: Тезисы докладов и сообщений.-Гомель, 1978.— Ч.1.-С.113-116.
- 120 Шаранович П.А. Комплексная механизация выгрузки твердого топлива на электростанциях. -Л.: Энергия, 1978.

- 121 Шевченко Л. Кто-то теряет, но никто не находит //Гудок. -1986. -27 мая.
- 122 Щапов В.И. Исследование динамики и аэродинамики груженого вагона с целью совершенствования условий перевозок сыпучих грузов: Дисс... канд.техн.наук. -Новосибирск, 1972.
- 123 Яблонский А.А. Курс теоретической механики. 4.2. Динамика: Учеб, для тех. вузов. -6-е изд., испр. -М.: Высшая школа, 1984.
- 124 Яблонский А.А., Никифорова В.М. Курс теоретической механики. 4.1. Статика. Кинематика: Учеб, для тех. вузов. -6-е изд., испр. -М.: Высшая школа, 1984.
- 125 Яблонский А.А., Норейко С.С. Курс теории колебаний. М., Высшая школа, 1975.

ДОДАТКИ

Додаток А

П Р О Т О К О Л

технического совета Харьковского хозяйственного расчета дирекции по организации погрузо-разгрузочных работ Южной железной дороги.

Присутствовали главный инженер хозяйственного расчета дирекции по организации погрузо-разгрузочных работ Южной железной дороги С.Е. Козлов, главный инженер Харьковской механизированной дистанции погрузо-разгрузочных работ И.В. Феоктистов, старший электромеханик дистанции Е.И. Долгов, начальник Червонозаводского участка АИ Крутиев, К.Т.Н., доцент кафедры строительных, путевых и погрузо-разгрузочных машин Харьковской государственной академии железнодорожного транспорта В.А. Ироненко, ассистент кафедры строительных, путевых и погрузо-разгрузочных машин Харьковской государственной академии железнодорожного транспорта Е.В. Романович»

Слушали: доклад Романовича Евгения Валентиновича о навесном вибрационном устройстве бокового действия для очистки полувагонов от остатков сыпучих грузов»

Выступили;: МIRONENKO. В.А.», Крутиев АИ», Феоктистов И.В.», Козлов С.Е.

тановили: 1. Признать конструкцию навесного вибрационного устройства для очистки полувагонов работоспособной и позволяющей повысить эффективность очистки по сравнению с накладными виброочистными машинами в 5 раз, что позволит получить экономический эффект за 5 лет эксплуатации устройства 132 тыс. грн.
2. Принять техническую документацию для изготовления и внедрения навесного вибрационного устройства бокового действия для очистки полувагонов.

Главный инженер Хозяйственного расчета дирекции по организации погрузо-разгрузочных работ на Южной железной дороге



С.Е. Козлов.

З офіційним підписом

*Великий керівник спеціалізованої
всесоюзної фірми Д 64.820.04*

Додаток Б
 АНАЛІЗ ЕКОНОМІЧНОГО ЕФЕКТУ ВІД ВПРОВАДЖЕННЯ
 НОВОГО ВІБРООЧИЩУВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ
 БОКОВОЇ ДІЇ

В даному розрахунку всі ціни, годинні ставки тощо взято за станом на 1 грудня 1998 р.

Б.1 Розрахунок собівартості і проекта ціни нової машини

Витрати на сировину

$$z_M = (H + H^3) C_M - (H^3 + H^3) C, \quad (\text{Б.1 Л})$$

де $H^{\text{®}}$ — норма витрат металу на зварювальні конструкції,

$H^3_{\text{®}} = 500$ кг;

H^{MO} — норма витрат металу на деталі механічної обробки (ДМО), $C^{\text{MB}} = 310$ кг;

$C_{\text{я}}$ — ціна 1 т металу, $C_{\text{я}} = 1000$ грн.;

$H^3_{\text{B}^{\text{®}}}$ — норма відходів на зварні конструкції, $H_{\text{B}^{\text{®}}} = 75$ кг [118];

$H_{\text{B}^{\text{MO}}}$ — норма відходів на ДМО, $H_{\text{B}^{\text{MO}}} = 77.5$ кг [118];

$C_{\text{в}}$ — ціна 1 т відходів, $C_{\text{в}} = 700$ грн.

Основна зарплата основних працівників

де $t_{зв}$ — трудомісткість зварювальних робіт, $t_{зв}=42.5$ нормо-год.

[118];

$C_{зв}$ — часова тарифна ставка зварювальників, $C_{зв}=0.773$ грн.;

$t_{дмо}$ — трудомісткість МЕХАНІЧНОЇ обробки, $t_{дмо}=58.1$ нормо-год.

[118];

$C_{дав}$ — часова тарифна ставка станочників, $C_{дав}=0.765$ грн.

Додаткова зарплата основних працівників

$$Зд=0.3 \cdot Z_{осн.} \quad (Б. 1.3)$$

Нарахування на зарплату основних працівників

$$Нз=0.51 \cdot Z_{осн.} \quad (Б. 1.4)$$

Цехові накладні витрати

$$Нц=0.05 \cdot Z_{осн.} \quad (Б. 1.5)$$

Загальнозаводські накладні витрати

$$Нзав=0.4 \cdot Z_{осн.} \quad (Б. 1.6)$$

Витрати на покупні вироби, до складу яких входять електродвигун потужністю 15 кВт, ланцюг приводний, канат вантажопідйомний тощо, склали 1700 грн.

Виробнича собівартість зборки

$$S^{*O.U-CSBHP+BN), \quad (Б.1.7)$$

де $S_{ВНР}$ — виробнича собівартість машини, до якої входять усі вищезначені витрати за винятком покупних виробів;

$Z_{п}$ — витрати на покупні вироби, $Z_{н} = 1700$ грн.

Позавиробничі витрати

$$Z_{ив} = 0.2 \cdot S_{ВНР} \quad (Б. 1.8)$$

Повна собівартість машини

$$S = S_{ВНР} + Z_{п} + Z_{н} + Z_{ив} \quad (Б. 1.9)$$

Прибуток від реалізації машини

$$\frac{NP \cdot S}{100} \quad (Б.1.10)$$

де NP — норма рентабельності, $NP = 25\%$ [118].

Проект вільної ціни нової машини без врахування податку на добавлену вартість (ПДВ)

$$Ц_0 = 8 + П. \quad (Б.1.11)$$

Податок на добавлену вартість

$$ПДВ = 0.2 \cdot Ц_0. \quad (Б. 1.12)$$

Проект повної вільної ціни нової машини

$$Ц = Ц_0 + ПДВ.$$

(Б.1.13)

Розрахунок собівартості і проекту вільної ціни нового віброочищувального пристрою наведений в таблиці Б.1.

Таблиця Б.1 — Розрахунок собівартості і проекту вільної ціни нового віброочищувального пристрою

Витрати	Сума, грн.
1 .Матеріали	703.60
2.Основна зарплата основних працівників	77.30
3.Додаткова зарплата	23.20
4.Нарахування на зарплату	39.42
5 .Накладні витрати:	
— цехові	3.86
— загальнозаводські	30.92
Усього витрат	878.30
6.Покупні вироби	1700.00
7.Собівартість зборки	309.40
8.Позавиробничі витрати	577.54
Разом: собівартість машини	3465.24
9 „Прибуток	866.31
Усього: ціна машини без ПДВ	4331.55
Ю.Податок на добавлену вартість	866.31
Усього: проект вільної ціни машини	5197.86

Капітальні вложения розраховуються дня нової та старої ("Урал-ЦНИИ) машин

$$K = Ц_0 a_n = Ц + Z_{ip}$$

(Б.1.14)

де $C_{\text{бал}}$ — балансова ціна машини;

C — ціна машини, для нової $C_1=5197.86$ грн., для старої $C_2=15000$ грн.;

$Z_{\text{пр}}$ — витрати на транспортування машини від продавця до місця роботи, $Z_{\text{пр}}=400$ грн.

Отже, для нової машини

$$K_1 = C_{\text{бал}1} + Z_{\text{пр}} = 5197.86 + 400 = 5597.86 \text{ грн.}$$

Для старої машини

$$K_2 = C_{\text{бал}2} + Z_{\text{пр}} = 15000 + 400 = 15400 \text{ грн.}$$

Б.2 Розрахунок продуктивності машин

Годинна продуктивність машини

$$V_{\text{г}} = \frac{I}{t_{\text{ваг}}}, \quad (Б2.1)$$

де $t_{\text{ваг}}$ — час очищення піввагона з врахуванням часу на встановлення машини на вагоні, для нової машини $t_{\text{ваг}1}=4.5$ хвил., для старої машини $t_{\text{ваг}2}=6$ хвил.

Годинна продуктивність нової машини

$$V_{\text{г}1} = \frac{I}{4.5} = 133 \text{ ваг.}$$

Годинна продуктивність старої машини

$$B_2 = \frac{10}{6} = 10 \text{ ваг.}$$

Змінна продуктивність машини

$$B_{зм} = B_2 \cdot t_{зм} \cdot K_v, \quad (\text{Б.2.2})$$

де $t_{зм}$ — тривалість робочої зміни, $t_{зм}=7$ годин;

K_v — коефіцієнт використання робочого часу, $K_v=0.65$ [118].

Змінна продуктивність нової машини

$$B_{змі} = 13.3 \cdot 7 \cdot 0.65 = 60.5 \text{ ваг.}$$

Змінна продуктивність старої машини

$$B_{змі2} = 10 \cdot 7 \cdot 0.65 = 45.5 \text{ ваг.}$$

Річна продуктивність машини

$$B_p = B_{змі} \cdot n_{зм} \cdot D, \quad (\text{Б.2.3})$$

де $n_{зм}$ — кількість робочих змін на добу, $n_{зм}=3$;

D — кількість робочих днів на рік, $D=255$.

Річна продуктивність нової машини

$$B_{рі} = 60.5 \cdot 3 \cdot 255 = 46282,5 \text{ вагонів.}$$

Річна продуктивність старої машини

$$B_p i = 45.5 \cdot 3 \cdot 255 = 348075 \text{ вагонів.}$$

Б.3 Розрахунок собівартості та проекту ціни машино-години роботи машин

Собівартість машино-години роботи машин

$$8\Gamma = (Z_a / T_p) \cdot 3\Gamma - 3_n \quad (\text{Б.3.1})$$

де Z_a — річні умовно-постійні витрати;

T_p — кількість годин роботи машини на рік;

3Γ — годинні витрати;

3_n — накладні витрати.

Річні умовно-постійні витрати

$$(\text{Цбал}'N_a) / 100, \quad (\text{Б.3.2})$$

де Цбал — балансова ціна машини, для нової машини $\text{Цбал}_1 = 5597.86$ грн., для старої $\text{Цбал}_2 = 15400$ грн.;

N_a — норма амортизаційних відрахувань, $N_a = 20\%$.

Кількість годин роботи машини на рік

$$T_p = i \cdot m' / K_v' \cdot P \cdot z_m' \cdot D, \quad (\text{Б.3.3})$$

де $i_{зм}$ — тривалість робочої зміни, $i_{зм}=7$ годин;

K_v — коефіцієнт використання робочого часу, $k_v=0.65$ [118];

$P_{зм}$ — кількість робочих змін на добу, $P_{зм}^3$;

D — кількість робочих днів на рік, $D=255$.

$$T_p=70.65 \cdot 3 \cdot 255=3481 \text{ година.}$$

Годинні витрати

$$Z_{г}=Z_{осн}+Z_{д}+N_{з}+Z_{е}+Z_{р}+Z_{н}, \quad (\text{Б } 3.4)$$

де $Z_{осн}$ — основна годинна зарплата машиніста крана, яка дорівнює ГОДИННІЙ тарифній ставці, $Z_{осн}=0-765$ грн.;

$Z_{д}$ — додаткова зарплата машиніста крана;

$N_{з}$ — нарахування на зарплату;

$Z_{е}$ — годинні витрати на електроенергію;

$Z_{р}$ — відрахування у ремонтний фонд;

$Z_{н}$ — накладні витрати.

Розрахунок фонду оплати праці виконується згідно формул (Б.13)

1 (Б.1.4). Витрати на електроенергію

$$Z_{е}=N \cdot C_{е}, \quad (\text{Б}3.5)$$

де N — сумарна потужність електродвигунів вібрмашини, для нової машини $N_i=15$ кВт, для старої машини $N_1=28$ кВт;

$C_{е}$ — вартість 1 кВт-години електроенергії, $C_{е}=0.15$ грн.

Відрахування у ремонтний фонд

$$З_p = 0.01 \cdot Z_a / T_p \quad (\text{Б.3.6})$$

Накладні витрати

$$Z_n = LC Z_{oen} + Z_d + Z_z + Z_e + Z_p \quad (\text{Б.3.7})$$

Приймаючи норму рентабельності 20 % від собівартості машино-години роботи пристрою і ПДВ 20 % від ціни машино-години, розрахунок проекту машино-години роботи машин виконаємо в таблиці Б.2.

Так, як собівартість машино-години роботи нової машини менша за собівартість старої, то визначення ціни машино-години роботи нової машини можна проводити за такими варіантами:

- ціну машино-години роботи нової машини залишити на рівні ціни машино-години старої машини, тим самим збільшивши прибуток;
- прибуток від використання нової машини залишити на рівні прибутку старої, тим самим зменшивши ціну машино-години роботи нової машини;
- зменшити ціну машино-години роботи і прибуток.

В даній роботі був використаний перший варіант.

Таблиця Б.2 — Планова калькуляція собівартості і проекту
ціни машино-години роботи вібромашин

Статті витрат	Суми витрат, грн.	
	віборомашина ХарДАЗТ	віборомашина "Урал-ЦНИИ"
1.Річні умовно-постійні витрати	0.32	0.88
2.Основна зарплата	0.765	

Продовження таблиці Б .2

Статті витрат	Суми витрат, грн.	
	віборомашина ХарДАЗТ	віборомашина "Урал-ЦНИИ"
3.Додаткова зарплата		0.23
4.Нарахування на зарплату		0.39
5.Витрати на електроенергію	2.25	4.2
6.Відрахування у ремонтний фонд	0.03	0.09
Експлуатаційні витрати	3.99	6.56
7.Накладні витрати	1.99	3.28
Собівартість 1 машино-години	5.98	9.84
Собівартість очищення 1 піввагона	0.45	0.90
8.Прибуток	5.83	1.97
Ціна машино-години (без ПДВ)	11.81	
Ціна обробки 1 вагона (без ПДВ)	1.18	
9.Податок на добавлену вартість	2.36	
Проект ціни машино-години	14.17	
Проект ціни обробки 1 вагона	1.42	

Б.4 Розрахунок економічного ефекту від впровадження машин і вибір найкращого варіанта

Економічний ефект [118, 119]

$$E = P - Z, \quad (\text{Б.4.1})$$

де P — вартісна оцінка результатів використання машини;

Z — вартісна оцінка витрат від використання машини.

Вартісна оцінка результатів за термін використання машини

$$P = \sum_{t=1}^{t_{\text{к}}} P_t \cdot \alpha_t, \quad (\text{Б.4.2})$$

де t_{en} — термін служби машини, $t_{en}=5$ років;

P_t — вартісна оцінка результатів за t -й рік;

a — коефіцієнт приведення різнострокових витрат до розрахункового року.

Вартісна оцінка результатів за окремий рік

$$P_i = V_p \cdot \text{Цод}, \quad (\text{Б. 4.3})$$

де V_p — річна продуктивність машини;

Цод — ціна обробки 1 піввагона без ПДВ.

Вартісна оцінка витрат

$$Z = \sum_{t=1}^n Z_t a_t, \quad (\text{Б.4.4})$$

де Z_t — вартісна оцінка витрат за t -й рік.

Вартісна оцінка витрат за окремий рік

$$Z_t = K + V_p \cdot \text{Со}_{jr} \cdot \text{Л}, \quad (\text{Б.4.5})$$

де K — капітальні вложения на придбання вібромашини;

Со_{jr} — собівартість очищення 1 піввагона;

Л — ліквідаційне сальдо, для нової машини $\text{Л}_i=630$ грн., для старої машини $\text{Л}_i=3500$ грн.

Розрахунок економічного ефекту наведений у таблицях Б.3 і Б.4

Таблиця Б.3 — Розрахунок економічного ефекту від впровадження
вібромашини системи ХарДАЗТ

Показник	Розрахунковий рік				
	1999	2000	2001	2002	2003
1. Вартісна оцінка результатів без коефіцієнта приведення, тис.грн.	54.6	54.6	54.6	54.6	54.6
2. Коефіцієнт приведення	1	0.9091	0.8264	0.7513	0.583
3. Вартісна оцінка результатів, тис.грн.	54.6	49.6	45.1	41.0	31.8
4. Капітальні вкладення, тис.грн.	5.6	-	-	-	-
5. Річні витрати, тис.грн.	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8
бЛіквідаційне сальдо, тис.грн.	-	-	-	-	0.63
7. Вартісна оцінка витрат без коефіцієнта приведення, тис.грн.	26.4	20.8	20.8	20.8	20.2
8. Вартісна оцінка витрат, тис.грн.	26.4	18.9	17.2	15.6	11.8
9. Економічний ефект за роками, тис.грн.	28.2	30.7	27.9	25.4	20.0
10. Економічний ефект за роками з наростаючим підсумком, тис.грн.	28.2	58.9	86.8	112.2	132.2

Таблиця Б.4 — Розрахунок економічного ефекту від впровадження
вібромашини системи "Урал-ЦНИИ"

Показник	Розрахунковий рік				
	1999	2000	2001	2002	2003
1. Вартісна оцінка результатів без коефіцієнта приведення, тис.-трн.	41.1	41.1	41.1	41.1	41.1
2. Коефіцієнт приведення	1	0.9091	0.8264	0.7513	0.583
3. Вартісна оцінка результатів, тис.грн.	41.1	37.3	33.9	30.9	23.9
4. Капітальні вкладення, тис.грн.	15.4	-	-	-	-
5. Річні витрати, тис.грн.	31.3	31.3	31.3	31.3	31.3
бЛіквідаційне сальдо	-	-	-	-	3.5

Продовження таблиці Б.4

Показник	Розрахунковий рік				
	1999	2000	2001	2002	2003
7. Вартісна оцінка витрат без коефіцієнта приведення, тис-грн.	46.7	31.3	31.3	31.3	27.8
8. Вартісна оцінка витрат, тис.грн.	46.7	28.5	25.9	23.5	16.2
9. Економічний ефект за роками, тис.грн.	-5.6	8.8	8.0	7.4	7.7
10. Економічний ефект за роками з наростаючим підсумком, тис.грн.	-5.6	3.2	11.2	18.6	26.3

В таблиці Б.5 Наведені основні техніко-економічні показники нової і старої вібромашин.

Таблиця Б.5 — Основні техніко-економічні показники вібромашин ХарДАЗТ і "Урал-ЦНИИ"

Показник	Значення	
	вібромашина ХарДАЗТ	вібромашина "Урал-ЦНИИ"
1 .Ціна вібромашини, тис .грн.	5.2	15.0
2.Балансова ціна, тис.грн.	5.6	15.4
3.Продуктивність, вагонів:		
— за годину	13.3	10
— за зміну	60.5	45.5
— за рік	46283	34808
4.Відносні капітальні вкладення, грн./вагон	0.12	0.44
5.Собівартість обсягу робіт за рік, тис.грн.	20.8	31.3
6.Вартість виконання обсягу робіт за рік, тис.грн.	54.6	41.1
7.Собівартість очищення 1 піввагона, грн.	0.45	0.90
8.Вартість обробки 1 піввагона (без ПДВ), грн.	1.18	1.18
9. Вартість обробки 1 піввагона, грн.	1.42	1.42

Продовження таблиці Б.5

Показник	Значення	
	вібромашина ХарДАЗТ	вібромашина "Урал-ЦНИИ"
10. Експлуатаційні витрати на 1 машино-годину, грн.	3.99	6.56
11. Собівартість 1 машино-години, грн.	5.98	9.84
12. Вартість 1 машино-години (без ПДВ), грн.	11.81	11.81
13. Вартість 1 машино-години, грн.	14.17	14.17
14. Економічний ефект у сфері експлуатації за розрахунковий період, тис. грн.	132.2	26.3
1 б. Прибуток від експлуатації за рік, тис. грн.	33.8	9.7
Іб. Період повернення капітальних витрат, років	0.5	1.8

Б.5 Висновки

Економічний ефект у сфері використання від впровадження нової вібромашини у 5 разів вищий, ніж у старої і складе за 5 років 132.2 тис.грн. Капітальні витрати на придбання нової машини у 2.8 разів нижче, ніж на придбання старої. Собівартість очищення 1 піввагона новою вібромашиною у 2 рази нижче, що при не змінній вартості очищення 1 піввагона дозволить за рік отримати прибуток у розмірі 33.8 тис.грн., що у 3.5 рази більше, ніж у старої вібромашини.

Отже, впровадження віброочищувальної машини системи ХарДАЗТ замість вібромашини "Урал-ЦНИИ" є економічно вигідним.

Додаток В
РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКІВ ПРИСКОРЕНЬ

Таблиця ВЛ - Результати розрахунку прискорень кузова піввагона
при поступальному переміщенні

Інтервал	Час t, с	Прискорення І i , м/с ²	
		М-1	М-2
1	0	0	
	0.002	0.48	
	0.004	0.94	
	0.006	1.37	
1-2	0.007	1.57	
2	0.008	1.75	1.75
	0.01	2.05	2.07
	0.012	2.28	2.32
	0.014	2.43	2.48
	0.0167	2.51	2.56
	0.018	2.49	2.54
	0.020	2.39	2.44
	0.022	2.21	2.24
	0.024	1.96	1.97
0.026	1.64	1.63	
2-3	0.0263	1.57	
3	0.028	1.24	
	0.03	0.79	
	0.0333	0	

Таблиця В.2 - Результати розрахунку прискорень кузова піввагона при
обертальному переміщенні

Інтервал	Час t, с	Прискорення ϕ , м/с ²	
		М-1	М-2
i	0	С	
	0.002	0.124	
	0.004	0.243	
	0.006	0.353	
	0.008	0.452	
1-2	0.0097	0.523	
2	0.010	0.532	0.534
	0.012	0.594	0.597
	0.014	0.635	0.639
	0.0167	0.655	0.660
	0.018	0.650	0.655
	0.020	0.624	0.628
	0.022	0.576	0.579
2-3	0.0238	0.517	
3	0.026	0.421	
	0.028	0.319	
	0.030	0.205	
	0.032	0.084	
	0.0333	0	

Затверджую:

Здiйсни́к головно́го iнженера
АТ "Харківський тракторний
завод"

УЕ-;Му 1998 р

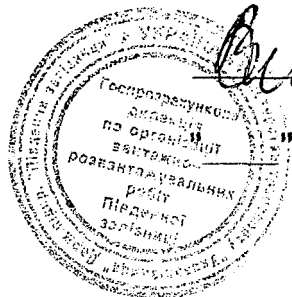
Затверджую:

Начальник дирекції вантажно-
розвантажувальних робіт

Південної залізниці

В.Г.Феокистов

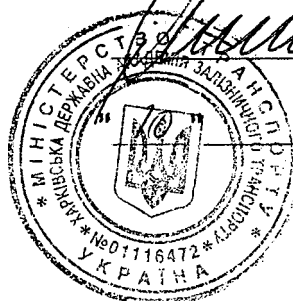
1998 р.



Затверджую:

Проректор з наукової роботи
Харківської державної академії
залізничного транспорту

1998 р.



АКТ

вимірювання прискорень кузовів та кришок розвантажувальних люків залізничних піввагонів і рівня звукового тиску при роботі накладної вібраційної очищувальної машини системи "Урал-ЦНИИ"

Цей акт складено в тому, що 24 листопада 1998 р. на території вантажного двора станції Харків-Червонозаводський співробітниками кафедри будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин Харківської державної академії залізничного транспорту і акціонерного товариства "Харківський тракторний завод" в присутності працівників Харківської механізованої дистанції вантажно-розвантажувальних робіт станції Харків-Червонозаводський були проведені вимірювання прискорень кузовів і кришок розвантажувальних люків залізничних піввагонів і рівня звукового тиску при роботі накладної віброочищувальної машини "Урал-ЦНИИ".

Метою вимірювань є оцінка прискорень, що отримують елементи залізничних піввагонів при їх очищенні накладною віброрашиною системи "Урал-ЦНИИ" і порівняння одержаних даних з результатами попередніх розрахунків.

Для вимірювань була використана така апаратура:

- одноканальний вимірювач шума і вібрації ВШВ-003-М2
- попередній підсилювач сигналу ВПМ-101;
- вібродатчик ДН-3-М1 №2028;
- мікрофонний капсюль для вимірювання рівня звукового тиску М101 №1409.

Загальний вид комплектів апаратури для вимірювання віброприскорень і рівня звукового тиску наведені на рисунках 1 і 2.

Апаратура була відтарирована в лабораторії приборів дослідно-експериментального цеху АТ "ХТЗ" на вібростенді RTF-11032 (Німеччина) для вимірювання прискорень і на джерелі еталонного шуму для вимірювання рівня звукового тиску.

Технічна характеристика комплектів апаратури припускає їх використання в польових умовах в діапазоні температур від мінус 10 до плюс 50 °С при відносній вологості повітря 80 %.

Вимірювання проводились в ясний сонячний день при температурі повітря мінус 7 °С на відкритій підвищеній колії.

Об'єкт досліджень — чотириохвісний цільнометалевий піввагон колії 1520 мм. При вимірюваннях віброприскорень дослідні точки були розташовані на кузові і кришках розвантажувальних люків піввагона. Схеми встановлення датчиків для вимірювання віброприскорень наведені на рисунках 3 і 4. Рівень звукового тиску знаходився на відстані 5 м від віброрашини.

Вимірювання проводились в такому порядку:

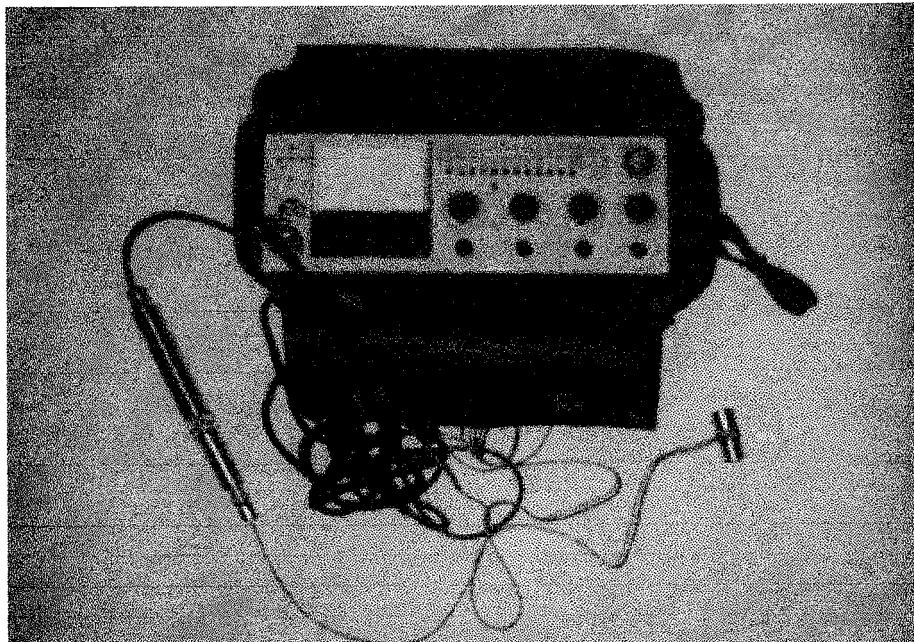


Рисунок 1 - Загальний вид комплекта апаратури для вимірювання прискорень

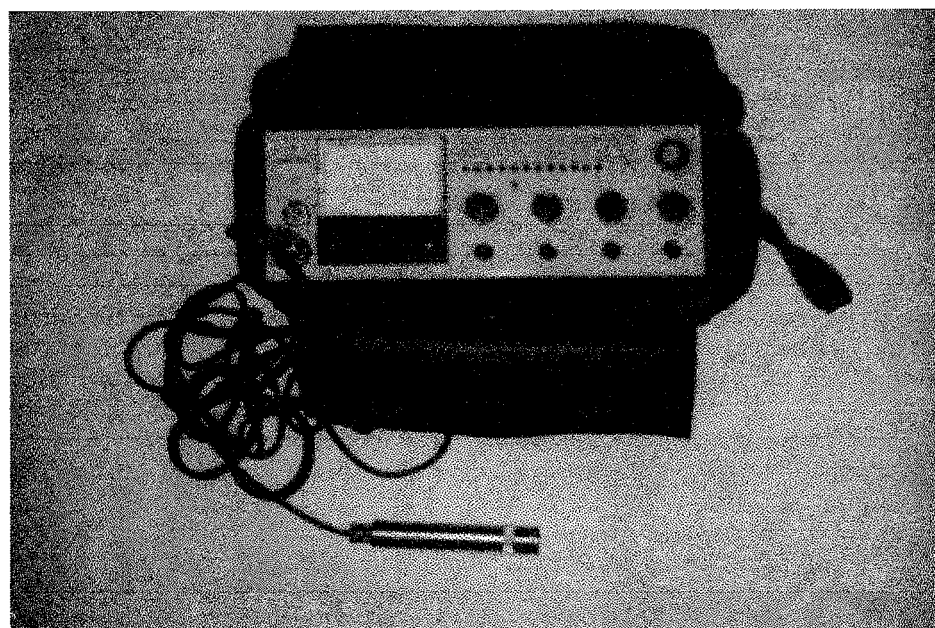
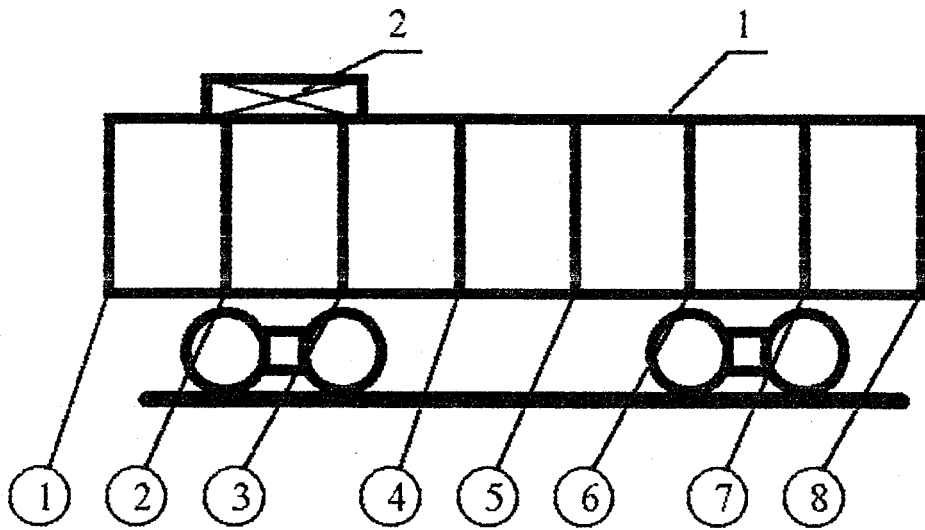
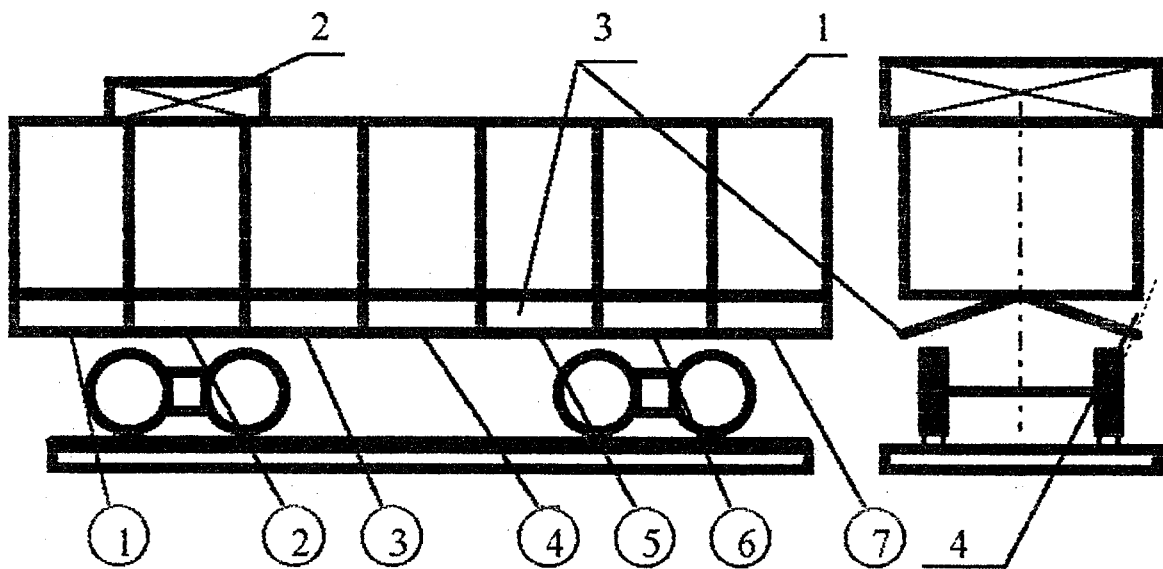


Рисунок 2 - Загальний вид комплекта апаратури для вимірювання рівня звукового тиску



1 — піввагон; 2 — накладна вібростанція.

Рисунок 3 — Схема розміщення п'єзодатчиків при вимірюваннях віброприскорень кузова піввагона



1 — піввагон; 2 — накладна вібростанція; 3 — кришка люка;
4 — лінія напрямку реєстрації прискорень вібростанцією.

Рисунок 4 — Схема розміщення п'єзодатчиків при вимірюваннях віброприскорень кришок люків піввагона

— піввагони подавались до місця вимірювання повністю очищеними, з відкритими кришками розвантажувальних люків;

— за допомогою козлового крана вантажопідйомністю 6 т вібромашина встановлювалась на піввагон між стійками 2 і 3 (рисунки 3 і 4) і вмикався робочий режим;

— датчик за допомогою вмонтованого в нього постійного магніта встановлювався на потрібне місце згідно з рисунками 3 і 4. Час вимірювання віброприскорень в одній точці 30 с;

— після вимірювання віброприскорень вібродатчик було замінено на мікрофонний капсюль і на відстані 5 м від вібромашини було вимірено рівень звукового тиску.

Результати вимірювань віброприскорень кузова і кришок розвантажувальних люків наведені в таблицях 1 і 2 відповідно.

Рівень звукового тиску при обробці вібромашиною "Урал-ЦНИИ" всіх піввагонів склав від 105 до 107 дБ.

Висновки:

— максимальні прискорення кузова піввагона були зареєстровані в стійці №1 (рисунок 3) і склали 17.2 м/с^2 ;

— максимальні абсолютні прискорення кришки люка склали 14.8 м/с^2 і були зареєстровані на кришці люка №1 (рисунок 4);

— амплітуда коливань в процесі роботи вібромашини стабільна, без різких змін;

— розбіг результатів розрахунку з даними вимірювання:

а) при порівнянні прискорень кузова піввагона склав від 1.7 до 13.8 % (в середньому 9.7 %);

б) при порівнянні абсолютних прискорень кришок люків піввагона склав від 8.7 до 17.9 % (в середньому 19.5%);

— максимальний зареєстрований рівень звукового тиску склав 107 дБ.

Таблиця 1 — Прискорення кузовів піввагонів

№ точки	Прискорення, м/с ²					Розрахунок	Середня помилка, %
	Номер вагона						
	645-1091	643-79788	643-06875	640-44905	641-18677		
1	14.1	15.3	15.8	16.1	17.2	14.1	11.3
2	11.8	12.7	12.9	13.5	14.4	11.5	13.6
3	9.4	10.1	10.3	10.4	11.0	9.0	13.8
4	6.6	7.0	7.3	7.3	7.8	6.4	12.5
5	3.8	4.2	4.3	4.3	4.6	3.9	8.7
6	1.3	1.3	1.4	1.4	1.6	1.3	7.7
7	-1.1	-1.2	-1.2	-1.2	-1.4	-1.2	1.7
8	-3.8	-4.1	-4.1	-4.1	-4.5	-3.8	8.4

Таблиця 2 — Абсолютні прискорення кришок розвантажувальних люків піввагонів

№ точки	Прискорення, м/с ²					Розрахунок	Середня помилка, %
	Номер вагона						
	645-1091	643-79788	643-06875	640-44905	641-18677		
I	12.1	13.1	13.2	13.8	14.8	11.8	13.6
2	10.6	10.6	11.1	11.3	11.8	9.4	17.9
3	6.9	7.2	7.3	7.8	8.8	6.6	15.2
4	4.7	4.9	5.0	5.0	5.1	4.2	17.6
5	2.2	2.6	0.	2.4	2.4	2.1	13.3
6	0.1	0.1	0	-0.1	0	0.04	50.0
7	-2.2	-2.4	-2.7	-2.5	-2.7	-1.9	8.7

Акт підписали:

від АТ "Харківський тракторний
завод"

інженер лабораторії приборів
дослідно-експериментального
цеху

 В.А.Снопков

старший інженер-технолог
відділу головного металурга

 В.А.Борзенков

від Харківської механізованої
дистанції вантажно-
розвантажувальних робіт

начальник ділянки


 А.І.Крутійов

від Харківської державної
академії залізничного
транспорту

завідувач кафедри БКВРМ,
д.т.н., професор

 Є.С.Венцель

к.т.н., доцент кафедри
будівельних, колійних та
вантажно-розвантажувальних
машин

 В.О.Мироненко

аспірант кафедри будівельних,
колійних та вантажно-
розвантажувальних машин

 Є.В.Романович

Додаток Ж

ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ ПІВВАГОНА ВІД ДІЇ ВІБРАЦІЙНОГО
БОКОВОГО ОЧИСНОГО ПРИСТРОЮ

Ж.1 Підстави для випробувань

При очищенні піввагонів від залишків вантажу вібрація наряду з корисною роботою по переміщенню вантажу виконує ще й негативну, навантажуючи конструкцію ПВ. Тому, після одержання параметрів вібрації, необхідних для зачищення, виникає потреба в проведенні оцінки силової дії вібраційного очисного пристрою бокової дії (ВОПБД) на піввагон і впливу вібронавантажень на показники міцності та імовірності безвідмовної роботи ПВ.

Підставами для проведення випробувань є:

а) норми для розрахунків і проектування нових і модернізованих вагонів залізниць колії 1520. мм (несамоходних) [82];

б) ГОСТ 22235-76 "Вагоны грузовые магистральных железных дорог колеи 1520 мм. Общие требования по обеспечению сохранности при производстве погрузочно-разгрузочных и маневровых работ" [30].

У випробуваннях був використаний програмний комплекс "МИРАЖ", розроблений Київським науково-дослідним інститутом автоматизованих систем в будівництві (НДІАСБ), в основі розрахунків на якому було використано метод кінцевих елементів.

Ж.2 Основні положення методу кінцевих елементів

Метод кінцевих елементів (МКЕ) полягає в тому, що задана система поділяється на окремі елементи кінцевих розмірів, об'єднаних в задану систему на основі умов рівноваги і рівняння деформацій і переміщень в

вузлах. Умови сполучення елементів в вузлах виконуються на основі допоміжних припущень на стадії вивчення кінцевих елементів (КЕ).

Таким чином, в МКЕ неперервна система умовно замінюється системою з кінцевою кількістю ступенів свободи, в котрій увага зосереджена на аналізі сил і переміщень вузлових точок системи, що дозволяє проводити розрахунки не тільки стрижневих систем, але й пластинок, оболонок, масивних тіл. Розрахунок таких систем зводиться до рішення алгебраїчних рівнянь замість диференціальних.

Розрахунок може бути проведений по методу сил, коли за невідомі приймаються сили взаємодії між кінцевими елементами в місцях їх сполучення, або по методу переміщень, коли за невідомі приймаються переміщення вузлів елементів, що сполучуються. Може бути використаний і суміш ний метод. В програмному комплексі "МИРАЖ" реалізовано метод переміщень через те, що в багатьох випадках він виявляється зручнішим за метод сил.

В стрижневих системах, коли за невідомі приймаються переміщення вузлів, розрахунок виконується на основній схемі методу переміщень. В цьому випадку МКЕ являє собою метод переміщень в особливій матричній формі, без побудови в основній системі вихідних "одичних" епюр, зручній для сприймання ПЕОМ.

Якщо попереднє вивчення кінцевих елементів про зв'язок між зусиллями, деформаціями і переміщеннями в вузлах буде точним, то метод буде точним. В інших випадках, що звичайно бувають, метод буде приблизний. При цьому, чим більш повно в розрахунок будуть відображені умови сполучення елементів між собою, тим більш точним буде метод. В складних випадках точність методу, як правило, підвищується з підвищенням кількості кінцевих елементів, але в таких випадках росте кількість невідомих, знаходження яких потребує більшого машинного часу для отримання рівнянь з необхідною точністю.

Ж.3 Основи динамічного розрахунку по методу кінцевих елементів

Задача динамічного розрахунку по методу кінцевих елементів формулюється у вигляді рівняння

$$\mathbf{B} \frac{d^2 \mathbf{u}}{dt^2} + \mathbf{c} \frac{d \mathbf{u}}{dt} + \mathbf{a} \mathbf{f} = \mathbf{f}(\mathbf{V}; \mathbf{v}), \quad (\text{Ж.1})$$

де \mathbf{u} - точне рішення;

$\mathbf{b}(\mathbf{u}; \mathbf{v})$, $\mathbf{c}(\mathbf{u}; \mathbf{v})$ - можливі роботи інерційних та демпфуючих сил;

$\mathbf{a}(\mathbf{u}; \mathbf{v})$, $\mathbf{f}(\mathbf{t}; \mathbf{v})$ - можливі роботи внутрішніх та зовнішніх сил.

Рішення цього рівняння знайдемо у вигляді

$$\mathbf{u} = \sum_{i=1}^N \mathbf{u}_i(t) \mathbf{U}_i. \quad (\text{Ж.2})$$

де N - кількість ступенів свободи системи;

$\mathbf{U}_j(t)$ - скалярні функції;

\mathbf{U}_j^* - базисні функції відповідної статичної задачі.

Підставимо в (Ж.3) \mathbf{U}_h замість \mathbf{U} і \mathbf{u} замість \mathbf{v} і отримаємо систему звичайних диференціальних рівнянь

$$\mathbf{M} \frac{d^2 \mathbf{x}}{dt^2} + \mathbf{K} \mathbf{x} = \mathbf{P}(t) \quad (\text{Ж.3})$$

де \mathbf{M} - матриці мас і демпфування;

$\mathbf{x}(t)$ - вектор з елементом $X_i(t) = U_i(t)$;

\mathbf{K} - матриця жорсткості;

$\mathbf{P}(t)$ - вектор навантажень.

Цей метод відомий як полудискретна апроксимація. Рівняння (Ж.3) розв'язуємо методом розкладу по формам власних коливань. Для гармонічного навантаження знаходимо сумарні за всіма формами коливань інерційні сили, що відповідають синусній і косинусній складовим.

Ж.4 Порядок роботи з програмним комплексом "МИРАЖ"

ПК "МИРАЖ" призначений для чисельного дослідження на ПЕОМ міцності і стійкості конструкцій, а також для автоматизованого виконання цілого ряду процесів конструювання. ПК "МИРАЖ" забезпечує дослідження широкого класу конструкцій: стрижневих, пластинкових і оболонкових систем, мембран, масивні тіла, комбіновані системи. Розрахунок виконується на статичні і динамічні навантаження.

Статичне навантаження моделює силову дію від зосереджених і розподілених сил або моментів, температурного нагрівання і переміщення окремих областей конструкції.

Динамічні навантаження моделюють дії землетрусів, вітру, вібрації, удару.

Основними етапами розв'язання задач є:

- призначення вузлових точок, в яких знаходяться вузлові переміщення й проходить розподілення системи, що досліджується, на кінцеві елементи;
- побудова матриці жорсткості;
- формування системи канонічних рівнянь, що відображають кінематичну сумісність розрахункової схеми;
- розв'язання системи рівнянь і знаходження вузлових переміщень;
- знаходження компонентів напружено-деформованого стану системи, що досліджується, по знайденим значенням вузлових переміщень.

Універсальність і легка адаптація до проблеми дозволяють застосовувати ПК "МИРАЖ" для автоматизації проектування різноманітних інженерних об'єктів: будівництва, мостобудівництва, машинобудування, спеціалізованих споруд.

Із наведених вище етапів роботи з ПК "МИРАЖ" при розв'язанні задачі робота оператора зводиться до формування розрахункової схеми, відомості про яку заносяться в файл початкових даних (таблиця Ж.1).

Таблиця Ж.1 - Структурна схема файла початкових даних

Складова частина	Характеристика інформації, що міститься у складовій частині
1 Титульний аркуш	Назва проекту, організації-виконавця, відомості про виконавців проекту
2 Заголовок	Шифр задачі, ознака системи, керування друком, подрібнення елементів, тип системи координат, наявність динамічних навантажень
3 Шарніри	Номер стрижня, номер його вузла і номер ступіня свободи, в напрямку якого знімається зв'язок
4 Жорсткості	Жорсткостні характеристики кожного типу жорсткості
5 Координати	Координати кожного вузла схеми
6 Зв'язки	Номери вузлів і номери ступінів свободи, по яким накладається зв'язок
7 Типи навантажень	Номери вузлів або елементів, напрямок, тип і номер навантаження
8 Величина навантажень	Величини, що характеризують кожен тип навантаження
9 Розрахункові сполучення	Характеристики кожного завантаження, які необхідні для виконання розрахункових сполучень зусиль
10 Динамічні діяння	Інформація для розрахунку на різноманітні види динамічних діянь

Після формування файла початкових даних виконується автоматичне розв'язання задачі. Результати розрахунку заносяться в окремі файли (файли

переміщень, зусиль, напружень тощо). В результатах напружень нас цікавили еквівалентні напруження в деяких елементах.

- .5 Математична модель до знаходження напружень в елементах піввагона при його очищенні віброкліщами

Параметри елементів розрахункової схеми добирались виходячи з їх відповідності конструктивним параметрам дійсного чотирьохвісного піввагона вантажопідйомністю 69 т і тарою 22,5 т на візках ЦНИИ-ХЗ-0 (рисунок Ж.1).

Вважалося, що віброкліщі встановлювалися посередині ПВ між двома допоміжними стійками так як при випробуваннях віброкліщів в Харківському інституті інженерів залізничного транспорту в 1989 р. [49] саме при такій схемі навіски пристрою було зареєстровано максимальні напруження в елементах ПВ. Отже, при такій схемі навіски ОП система "Кузов-Віброкліщі" буде виконувати поступальні переміщення в горизонтальній площині перпендикулярно осі залізничної колії. Було зроблено такі припущення:

- відповідно до висновків розділу 2, в коливальну систему були включені кузов ПВ, віброкліщі і надресорні балки;
- візки були віднесені до елементів залізничної колії, що була прийнята абсолютно жорсткою і недеформованою;
- вантаж в кузові ПВ відсутній.
- торцеві двері ПВ вважались закритими і враховувались як торцеві стіни ПВ.

Розрахункова схема була прийнята згідно стрижневій апроксимації, наведеній в [21]. Листи бокової обшивки приймались як складові частини вертикальних стійок, що їх обмежують. Жорсткість гофрів не враховувалась.

При виборі оптимальної кількості кінцевих елементів враховувалися такі фактори, як обсяг оперативної пам'яті ПЕОМ і достатня точність експерименту. Враховуючи це, розрахункова система була поділена на кінцеві елементи в таких співвідношеннях (рисунок Ж.2):

- кінцеві, шкворневі і проміжні балки були поділені на 6 кінцевих елементів;
- хребтова балка поділялася на 21 кінцевий елемент;
- кінцеві стійки - на 8 КЕ;
- шкворневі і проміжні стійки - на 10 КЕ;
- верхня обв'язка кожного з бортів поділялася на 70 КЕ;
- верхня обв'язка торцевих стін - на 20 КЕ;
- нижня обв'язка кожного з бортів вагона - на 84 КЕ.

Усього виявилось 584 вузли і 609 кінцевих елементів, що моделюють кузов ПВ. Для моделювання бокової жорсткості ресорних комплектів візків вагона в місцях перетинання шкворневих балок з хребтовою в горизонтальній площині перпендикулярно продольній осі вагона були введені елементи кінцевої жорсткості. Для моделювання віброкліщів, що встановлені на ПВ, обидва борти по середині були шарнірно з'єднані кінцевим елементом, що моделював горизонтальну балку віброкліщів, маса яких прикладалася в шарнірах цього КЕ. Змушуюча сила віброзбудника прикладалася в вузлах 4 і 5 і була спрямована в горизонтальній площині перпендикулярно продольній осі вагона. Інерційні маси системи були зконцентровані в вузлах. Початкові дані до розрахунку наведені в таблиці Ж.2.

Таблиця Ж.2 - Початкові данні до розрахунку ПВ на міцність при його очищенні віброкліщами системи ХПТ

Параметр	Значення
1 Маса обресорених частин кузова піввагону, кг	10500
2 Маса надресорних балок візків, кг	900

Продовження таблиці Ж.2

Параметр	Значення
3 Маса в ібор кліщів, кг	3000
4 Частота змушуючої сили, Гц	15
5 Амплітуда змушуючої сили, кН	45
6 Сумарна бокова жорсткість ресорного комплекта піввагона, кН/м	16800

Ж.5.1 Результати розрахунку

В результаті розрахунку міцності піввагона при його очищенні віброкліщами були отримані еквівалентні напруження в стійках ПВ при частоті змушуючої сили $\rho=15$ Гц.

Для перевірки адекватності одержаних результатів використаємо результати випробувань віброкліщів на допустимість вібронавантаження на чотиривісний піввагон [49].

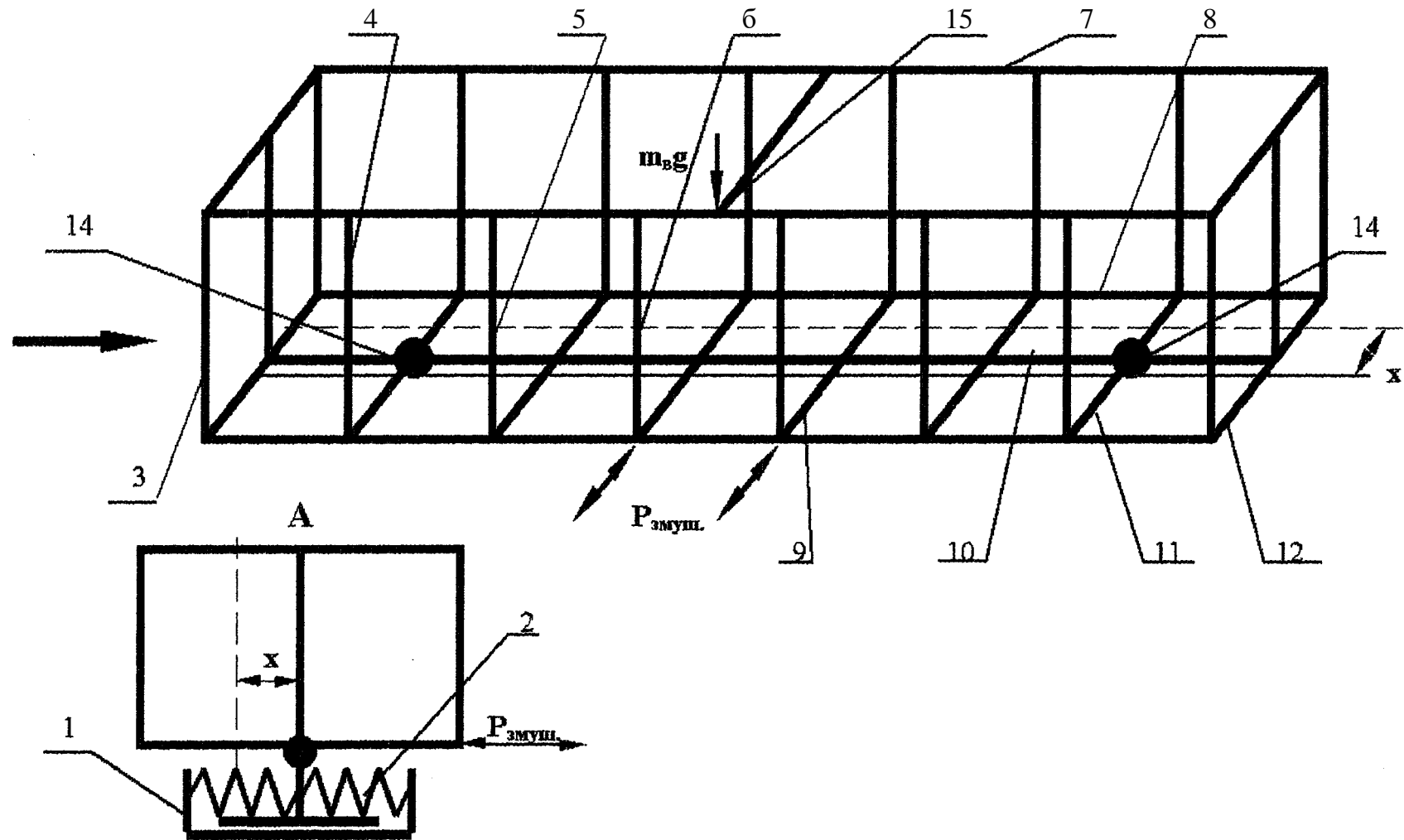
Віброкліщі для розвантаження ПВ системи ХПТу проходили випробування в жовтні 1990 р. у відповідності до нормативних документів, що наведені в [108].

У зв'язку із змінами, які були внесені в процесі доробки в конструкції віброкліщів, виникла необхідність повторних випробувань для оцінки напружено-деформованого стану конструкції ПВ.

В результаті аналізу даних попередніх випробувань були виявлені конструктивні елементи з максимальними напруженнями, в яких і були встановлені датчики. Схема установки віброкліщів та тензодатчиків на ПВ наведена на рисунку Ж.3.

При випробуваннях був використаний комплект апаратури для вимірювання напружень від динамічної дії навантаження (рисунок Ж.4), який складався з:

- 10-канального тензопідсилювача "Топаз";
- 8-канального швидкодіючого самописця НЗ38;



1 - основа; 2 - елемент кінцевої жорсткості; 3 - стойка кінцева; 4 - стойка шкворнева; 5 - стойка проміжна №1; 6 - стойка проміжна №2; 7 - верхня обв'язка; 8 - нижня обв'язка; 9 - балка проміжна; 10 - балка хребтова; 11 - балка шкворнева; 12 - балка кінцева; 14 - місця встановлення елементів кінцевої жорсткості; 15 - місце прикладання маси віброкліщів

Рисунок Ж. 2 - Розрахункова схема для перевірки міцності кузова піввагона при очищенні його віброкліщами

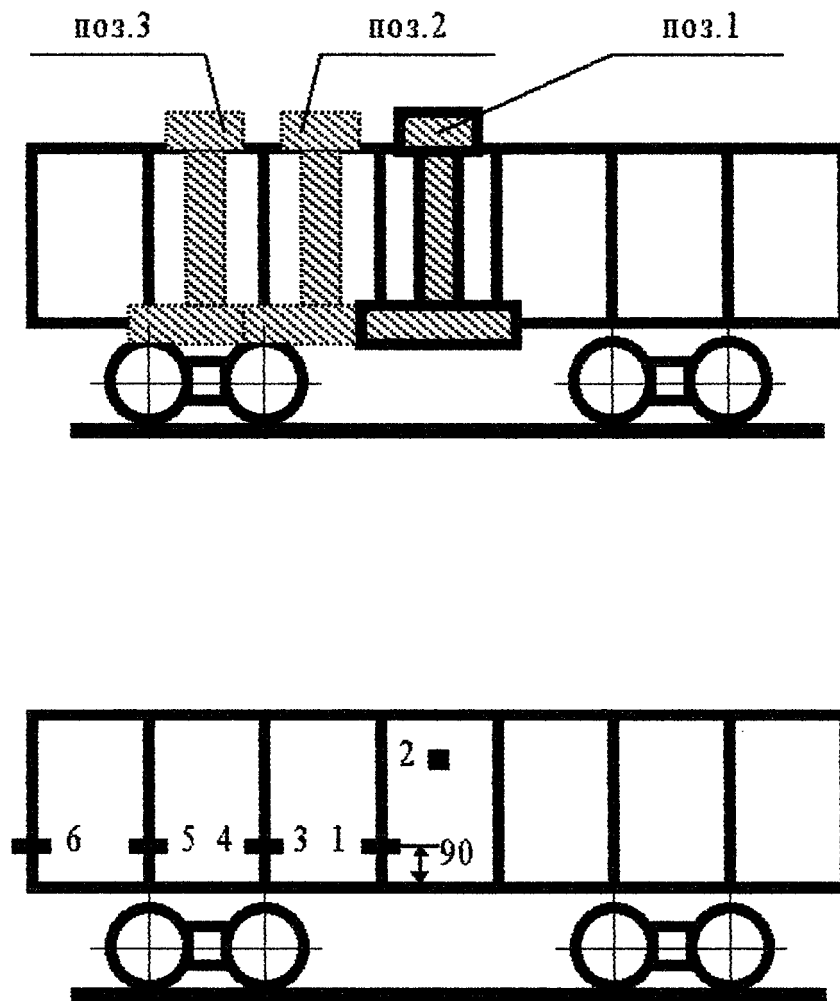


Рисунок Ж.3 - Схеми розміщення віброкліщів та тензодатчиків на піввагоні

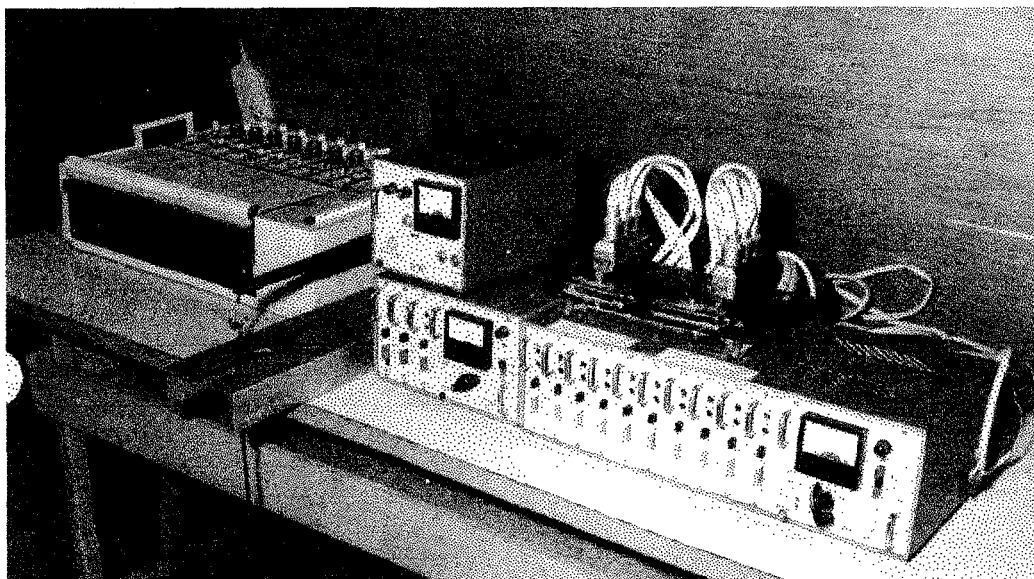


Рисунок Ж.4 - Загальний вигляд комплексу апаратури для перевірки міцності піввагона при його віброочищенні

- блока комутації.

Як первинні датчики були використані дровові тензорезистори, що мали базу 20 мм та електричний опір 200 Ом. Прилади були відтарировані в лабораторії на балці однакового опору, ціна ділення на стрічці самописця при постійній реєстрації 0.02 складала в 1 см 27.0 МПа.

Випробування були проведені мостовипробувальною групою Харківського інституту інженерів залізничного транспорту в такому порядку:

- піввагон був поданий до місця випробувань повністю порожній;
- були розклеєні тензорезистори. Дві години потому була проведена комутація датчиків по каналах і перевірка їх роботи;
- після цього ще через дві години віброкліщі по черзі встановлювались в позиції 1, 2 і 3 (рисунок Ж.3) і вмикався робочий режим;
- в кожному положенні віброкліщів реєструвались напруження в відмічених точках. Час роботи віброкліщів — 30 с.

На рисунках Ж.5-Ж.7 наведені осцилограми напружень в кінцевій, шкворневій і двох проміжних стійках відповідно. Результати досліджень на математичній моделі і натурному зразку наведені в таблиці Ж.3.

Таблиця Ж.3 - Результати випробувань віброкліщів на допустимість вібронавантаження на піввагон

Елемент	Напруження, МПа		Відносна помилка £,%
	розрахунок	натурні випробув.	
Стійка кінцева	6.5	5.4	20.4
Стійка шкворнева	22.0	27.0	22.7
Стійка проміжна №1	34.0	42.0	23.5
Стійка проміжна №2	61.0	70.2	15.1

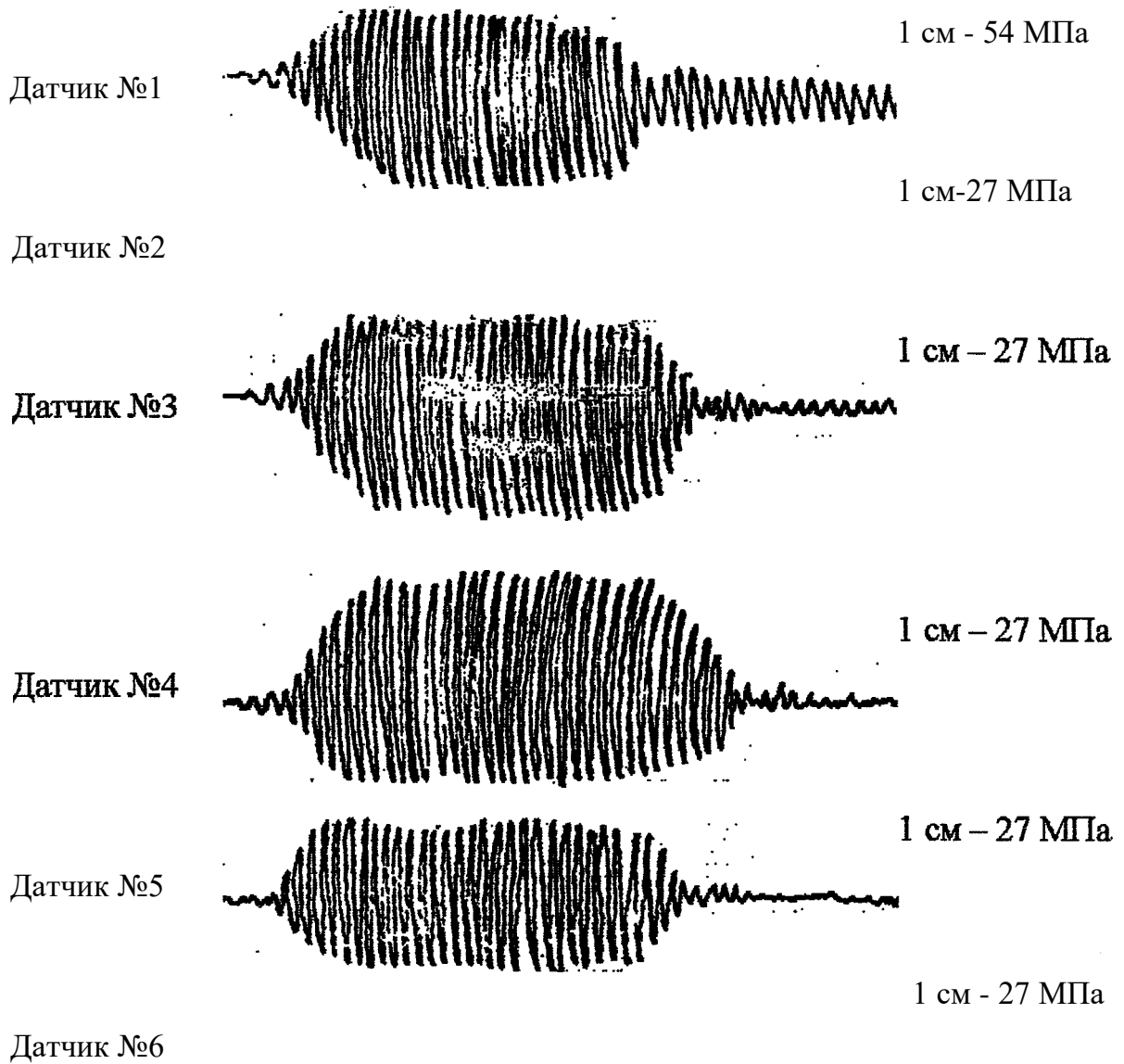


Рисунок Ж. 5 - Осцилограми напружень в елементах піввагона при знаходженні віброкліщів в позиції 1

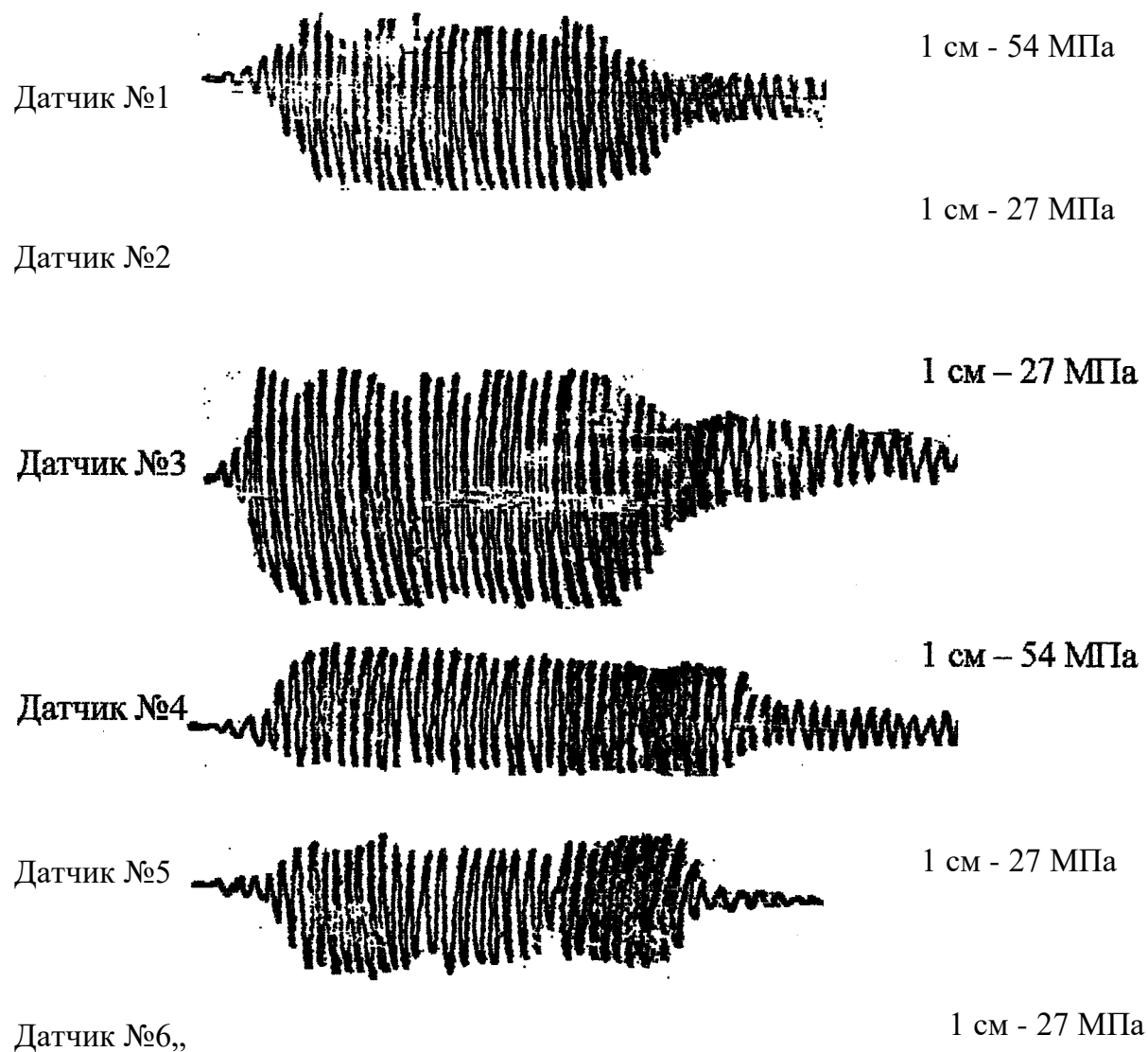


Рисунок Ж.6 - Осцилограми напружень в елементах піввагона при знаходженні віброкліщів в позиції 2

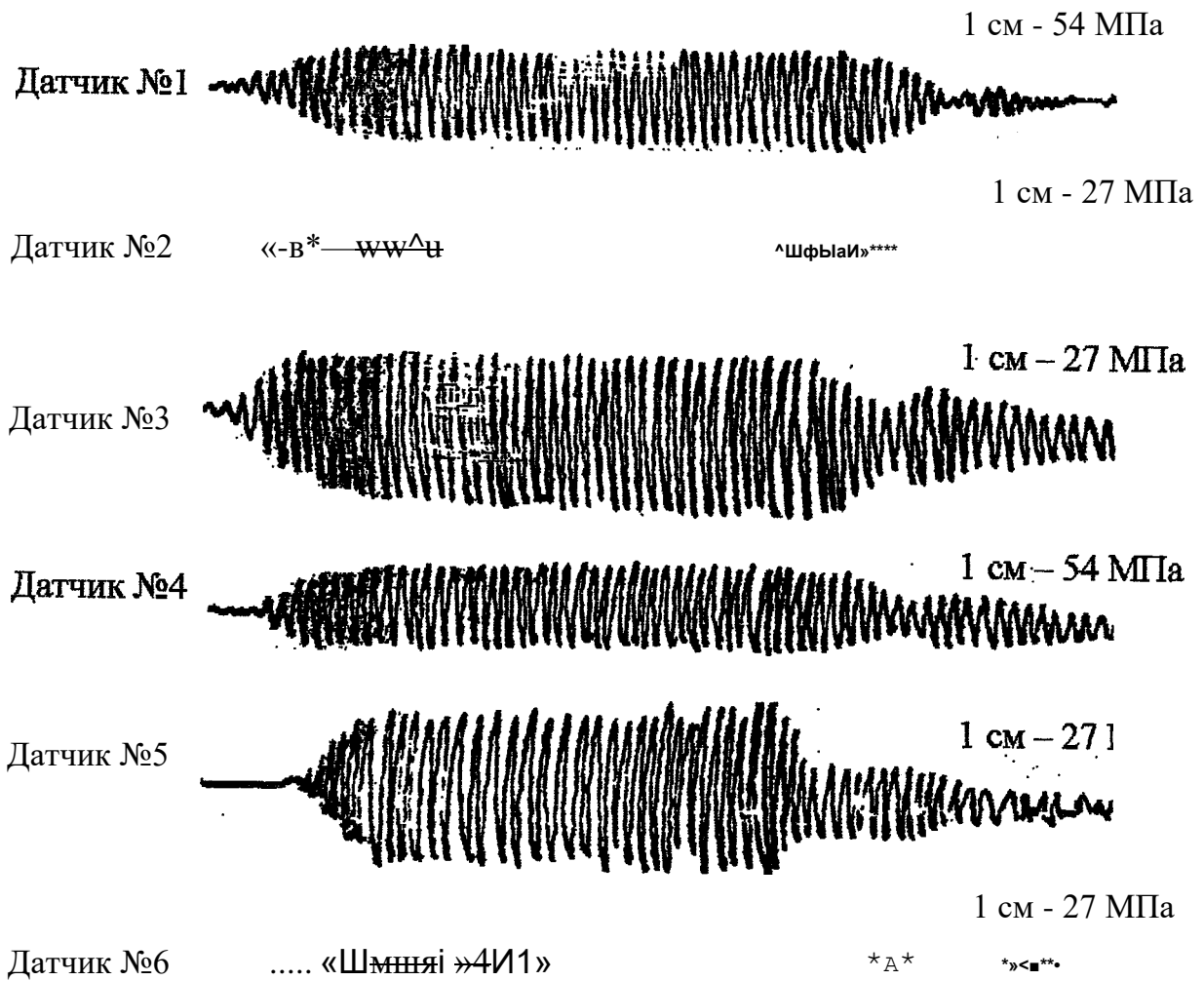


Рисунок Ж.7 - Осцилограми напружень в елементах піввагона при знаходженні віброкліщів в позиції 3

Ж.5.2 Адекватність результатів

Отримані в наслідок розрахунку похибки можуть бути пояснені наявністю таких факторів:

- не враховувалась жорсткість обшивки бортів вагона та наявність в них ребер жорсткості. Проведені розрахунки показали, що при включенні цих елементів до розрахункової схеми напруження зменшуються від 12.7 % в кінцевій стійці до 3.5 % в проміжній стійці №2;

- не врахована наявність гумових прокладок між привалочними елементами віброкліщів і бортами ПВ, які також могли зменшити рівень вібронпружень;

- не враховано явище обстукування віброкліщами кузова вагону в наслідок недостатньої жорсткості Г-подібних важелів, що могло сприяти підвищенню рівня вібронавантаження наПВ;

Окрім цього, при розрахунку на ПК "МИРАЖ" статично не визначених систем на динамічне навантаження система диференціальних рівнянь, що описує коливальний процес, зводиться до системи лінійних алгебраїчних рівнянь виду

$$AX=B, \tag{Ж.4}$$

де А - симетрична позитивно визначена матриця;

х - матриця переміщень, що знаходиться;

В - матриця завантажень.

Це означає, що до нелінійних процесів застосовується лінійна апроксимація, що також впливає на точність розрахунку, особливо при незначних значеннях напружень.

Але враховуючи те, що нас цікавили поперед усього максимальні значення напружень в елементах кузова ПВ і враховуючи достатню точність

розрахунку при максимальних напруженнях - 15 % можна стверджувати про адекватність запропонованої математичної моделі процесу очищення ПВ від залишків сипучих вантажів проведеним раніше натурним випробуванням і рекомендувати запропоновану математичну модель для попередньої оцінки впливу вібраційних очисних пристроїв бокової дії, що розробляються чи модернізуються, на міцність ПВ.

Ж.6 Визначення напружень в елементах піввагона при його очищенні навісним пристроєм бокової дії системи ХарДАЗТ

Математична модель до знаходження напружень в елементах піввагона при його очищенні навісним пристроєм бокової дії (НПБД) системи ХарДАЗТ практично повністю збігається з математичною моделлю, що наведена в п.Ж.4. Різниця між ними полягає в тому, що в останній відсутній кінцевий елемент, що шарнірно з'єднує обидва борти піввагона. Це пов'язано з тим, що навісний очищувальний пристрій навішується лише на один борт вагона. Окрім цього, інерційні маси пристрою були зконцентровані в вузлах 4 і 5, а також в середині верхньої обв'язки ПВ. В таблиці Ж.4 наведені вихідні данні до розрахунку напружень в елементах

Таблиця Ж.4 - Вихідні данні до знаходження напружень в елементах піввагона при його очищенні навісним очищувальним пристроєм системи ХарДАЗТ

Параметр	Значення
1 Маса обресорених частин кузова піввагону, кг	10500
2 Маса надресорних балок візків, кг	900
3 Маса очисного пристрою, кг	1000
4 Частота змушуючої сили, Гц	15
5 Амплітуда змушуючої сили, кН	від 30 до 50
6 Сумарна бокова жорсткість ресорного комплекта піввагона, кН/м	16800

Ж.6.1 Результати розрахунку

В результаті розрахунку міцності піввагона при його очищенні НПБД були отримані еквівалентні напруження в стійках ПВ при частоті змушуючої сили $p=15$ Гц для амплітуди змушуючої сили $H=30, 35, 40, 45$ і 50 кН (таблиця Ж.5).

Таблиця Ж.5 - Результати випробувань навісного очищувального пристрою бокової дії системи ХарДАЗТ на допустимість вібронавантаження на піввагон

Елемент	Напруження, МПа				
	Амплітуда змушуючої			сили, кН	
	30	35	40	45	50
Стійка кінцева	5.0	5.8	6.5	7.3	8.2
Стійка шкворнева	13.5	15.7	18.0	20.2	22.5
Стійка проміжна №1	22.0	25.0	28.0	31.6	35.5
Стійка проміжна №2	29.5	33.0	38.0	43.0	48.0

Ж.7 Оцінка впливу вібронавантаження на міцність і довговічність піввагону при боковому очищенні

Оцінку впливу вібронавантаження на міцність і довговічність ПВ будемо проводити відповідно до методики, розробленої в 1985 році Уральським відділенням всесоюзного науково-дослідного інституту залізничного транспорту [69] і затвердженої Головним управлінням вагонного господарства Міністерства шляхів сполучення СРСР.

В основу розрахунків вагонів на міцність від стомленості [69] закладена лінійна гіпотеза складання пошкоджень від стомленості

$$S V^{-1} >$$

(Ж-5)

де γ - кількість рівнів амплітуд σ_i , що перевищують межу витривалості матеріалу вагону;

σ_{ai} - амплітуди напружень, що перевищують межу витривалості матеріалу;

σ_{aN} - межа витривалості натурної деталі при режимі, що встановився, і базовій кількості циклів;

P_i - КІЛЬКІСТЬ ЦИКЛІВ повторення амплітуди напруження з рівнем σ_{ai} до зруйнування деталі;

N_j - кількість циклів до зруйнування по кривій стомленості при амплітуді напружень σ_j .

Але в роботах [23, 55, 56] показана необхідність коригування лінійної

$$E_{aa}^{\gamma} = \frac{C_{атаж}^{\gamma} \sigma_{ai}^{\gamma}}{N_i} \quad (Ж.6)$$

де σ_{max} - максимальне значення амплітуди напружень від динамічного навантаження;

ξ - коефіцієнт, що показує відношення кількості рівнів амплітуд напружень, що перевищили половину допускаємих, до загальної кількості рівнів амплітуд.

При цьому відзначається [30, 50], що в розрахунках приймають участь напруження, що перевищують половину значення межі витривалості матеріали кузова вагона. Для етапі 09Г2Д ця межа складає 190 МПа, отже, в розрахунках враховуються напруження більші або рівні 95 МПа. В нашому випадку максимальні напруження в елементах кузоваПВ складали:

а) для віброкліщів:

- при розрахунку на ЕОМ - 62 МПа;
- при натурних випробуваннях - 70,2 МПа.

б) для навісного ОП бокової дії системи ХарДАЗТ при розрахунку на ЕОМ - 48 МПа при амплітуді змушуючої сили 50 кН.

Отже, нема необхідності проводити розрахунки параметру додаткових відмов ПВ через обробку їх віброкліщами.

Ж.8 Висновки

1 Запропонований спосіб оцінки вібраційного впливу очисного пристрою на піввагон показує достатню збіжність із результатами натурних випробувань і може бути запропонованим до використання для попередньої оцінки вібраційних навантажень вібраційних очисних пристроїв, що розробляються чи модернізуються, на конструкцію ПВ.

2 Чогирьохвісний ПВ при його очищенні навісним ОП бокової дії має три інтервали скупчення резонансних частот в спектрі від 0 до 30 Гц: від 5.5 до 9.2 Гц, від 12.3 до 22.6 Гц і від 27.5 до 29 Гц. Частота змушуючої сили порядку 15-16 Гц, якав останній час прийнята в більшості ВОПБД, попадає в другий інтервал резонансних частот. Але значення напружень в елементах кузова ПВ не перевищують половини межі допускаємих напружень матеріали кузова ПВ, виходячи з чого ми можемо кизати про допустимість використання цієї частоти змушуючої сили при її амплітуді від 35 до 45 кН. Застосування амплітуди змушуючої сили більш ніж 45 кН є недоцільним так, як для повного очищення ПВ від залишків сипучих вантажів достатньо амплітуди від 35 до 45 кН.

3 При частоті змушуючої сили 15 Гц, її амплітуді 45кН і масі очисного пристрою бокової дії до 1 т максимальні напруження в елементах кузоваПВ не перевищують половини допускаємих для матеріала кузова ПВ; через це проводити допоміжні дослідження для знаходження параметра

додаткового потоку відмов ПВ від обробки їх ВОПБД нема необхідності, а, отже, очищення піввагонів очисними пристроями з конструктивними параметрами, що не перевищують наведені вище, допустима. При цьому необхідно забезпечити:

- проходження лінії дії змушуючої сили нарівні підлоги піввагона;
- надійність фіксації очисного пристрою на вагоні, не допускаючи обстукування кузову привалочними елементами. В разі невиконання цієї вимоги напруження в стійках вагона можуть зрости від 3 до 5 разів [50];
- для зниження рівня вібраційного навантаження на кузов ПВ центр мас очисного пристрою повинен бути розташований поблизу нижньої обв'язки вагона. Серед вібраційних ОП бокової дії цій вимозі найкращим чином відповідають навісні ОП. На підставі цього їх використання вважається більш переважним, ніж віброкліщів.