

Національний університет "Львівська політехніка"
Міністерства освіти і науки України

Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Міністерства освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ЗІНЬКО РОМАН ВОЛОДИМИРОВИЧ

УДК 629.36:629.3.023.1

ДИСЕРТАЦІЯ

НАУКОВІ ОСНОВИ ФОРМУВАННЯ ШАСІ СПЕЦІАЛЬНИХ АВТОМОБІЛІВ ТА
ТЕХНОЛОГІЧНИХ КОЛІСНИХ І ГУСЕНИЧНИХ МАШИН

Спеціальність 05.22.02 – Автомобілі та трактори
Галузь знань – 27 Транспорт

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ Р.В. Зінько

Науковий консультант Горбай Орест Зенонович, доктор технічних наук, професор

Харків – 2021

АНОТАЦІЯ

Зінько Р.В. Наукові основи формування шасі спеціальних автомобілів та технологічних колісних і гусеничних машин. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.22.02 – Автомобілі і трактори (274 Автомобільний транспорт). – Національний університет «Львівська політехніка» Міністерства освіти і науки України, – Харківський національний автомобільно-дорожній університет Міністерства освіти і науки України, Харків, 2021.

Дисертація присв'ячена вирішенню проблеми формування шасі спеціальних автомобілів та технологічних колісних і гусеничних машин на основі тріади взаємовпливів: умов експлуатації, технологічного процесу, в якому задіяні такі машини, і їх конструкції. Напрямком дослідження визначена необхідність розробки нових науково обґрунтованих методик та підходів до шасі спеціальних автомобілів та технологічних колісних та гусеничних машин.

У дисертації теоретично узагальнено і показано розвиток наукових основ актуальної науково-технічної проблеми підвищення ефективності проектування шасі спеціальних автомобілів та технологічних колісних і гусеничних машин на основі визначення закономірностей, розробки математичних моделей і методів формування шасі спеціальних автомобілів та технологічних колісних і гусеничних машин. Методичною основою дисертаційної роботи є послідовне застосування системного підходу, аналітичних та експериментальних методів досліджень, сучасних науково-технічних засобів на усіх етапах проектування. Концепція дисертаційного дослідження полягає у тому, що формування шасі спеціальних автомобілів та технологічних колісних і гусеничних машин слід проводити, враховуючи взаємовпливи: умови експлуатації, технологічний процес, в якому задіяні такі машини і обмеження вимог ДСТУ та Правил ЄЕК ООН.

На основі проведених досліджень збільшено прогнозованість (предиктивність) ефективності проектування схем шасі спеціальних автомобілів та

технологічних колісних і гусеничних машин (САТКГМ) з технологічним обладнанням, застосовуючи морфологічне середовище аналізу і синтезу САТКГМ, *яке відрізняється від відомих тим, що запропонована узагальнена структура середовища з відповідними множинами зберігання інформації і зв'язками між ними, а в формульному записі показано зміну структури того чи іншого методу створення нових технічних систем і величину передачі інформації;*

Для впорядкування інформації про функціональний клас спеціальних автомобілів і технологічних колісних і гусеничних машин (САТКГМ) використовується генетико-морфологічна класифікація, яка дає можливість використовувати принципово нові підходи до постановки і вирішення задач направлено пошуку і синтезу оптимальних конструкцій САТКГМ на рівні їх структурно-функціональних класів. В основі такого синтезу є два процеси – спадковість і змінюваність. Спадковість зберігає, так званий генотип САТКГМ, його загальну структуру, а змінюваність визначає диференціацію структури, її варіанти на рівні Виду. Вибравши відповідні критерії, можна проводити направлений пошук і відбір необхідних конструкцій САТКГМ. Автоматизація і візуалізація результатів генетико-морфологічного підходу дає можливість розв'язувати широке коло як системних так пошуково-іноваційних технічних задач вже на початковому етапі створення нових технічних об'єктів.

Тобто генетико-морфологічний підхід дає можливість прогнозування варіантів конструкцій СКТГМ вже на етапі проектування, що є основою принципу предиктивності.

Запропоновано використовувати метод почленної диз'юнкції на стадії синтезу якісних характеристик САТКГМ, що дало можливість враховувати широкий набір властивостей при проектуванні конструктивних схем шасі. На базі використання методу почленної диз'юнкції, секційності та модульності конструкцій розроблено теоретичні засади диверсифікації сфер використання спеціальних шасі.

Розроблено практичні підходи формування колісних схем та масо-

габаритних характеристик сімейств 2-, 3-, та 4-вісних великотонажних САТКГМ для будівельної, комунальної та інших сфер використання з дотриманням вимог законодавчої нормативної бази України у сфері КТЗ загального призначення.

Машина, як технічна система має структуру (будову), яка задає особливості її функціонування в певному технологічному процесі, залежному від структури САТКГМ з одного боку і від зовнішнього довкілля з іншого боку. Структуру САТКГМ доцільно відобразити за допомогою графів структур конструктивних схем САТКГМ. Під графом структури конструктивних схем САТКГМ розуміють такий, який виділяє зв'язки елементів САТКГМ з урахуванням її будови і зовнішніх впливів.

Створення і запис системи рівнянь, що описують функціонування САТКГМ, з урахуванням можливості ієрархічного впорядкування абсолютних змінних можна здійснити, використавши графи структури рівневих зв'язків координат математичної моделі. Під графом структури зв'язків узагальнених координат математичних моделей розуміємо такий граф, який показує перелік узагальнених координат у математичних моделях і зв'язки між ними.

Застосування графів конструкції САТКГМ дозволяє зробити висновок, що, на відміну від конструкції зовсім неподібних за конструкцією машин, їх графи конструкції майже однакові. Це дає можливість для дослідження експлуатаційних властивостей таких машин використовувати однакові за структурою математичні моделі.

На основі узагальнення конструкцій різнорідних машин за допомогою графів конструктивних схем було виявлено подібність конструкцій таких машин, що дозволило запропонувати конструкцію узагальненої технологічної машини для якої з урахуванням структури зв'язків узагальнених координат рівняння Лагранжа II-го роду була записана уніфікована математична модель роботи, яку зручно пристосовувати для конкретних завдань моделювання функціонування САТКГМ.

Зазвичай технологічні процеси, в яких задіяні автомобілі, а також умови експлуатації автомобілів можуть змінюватися в широких межах. Це вимагає зміни

елементів конструкції автомобіля. Зміна важливих елементів конструкції автомобіля підвищує матеріало-, енерго- і трудозатрати на модернізацію (приспосовування до нових умов). Тому актуальним використання принципів модульності та секційності. Використавши принципи секційності та модульності конструкцій, з урахуванням графів конструктивних схем машин, розроблено теоретичні засади диверсифікації сфер використання спеціальних шасі (на прикладі ТУР ВХ181-ВХ371) на інші потенційні сфери використання, зокрема машин для ремонту і будівництва доріг, пожежної техніки, машин ремонту і експлуатації водопостачання і каналізації, енергомереж.

Метод модуль-елементів (ММЕ) в каркасних конструкціях КТЗ і САТКГМ у практичній проектній розробці на прикладі автоцистерн-напівпричепів дозволив отримати рішення задачі про стійкість складної просторової пластинчато-стержневої (оболонкової) конструкції, в якій можлива реалізація як форм місцевої втрати стійкості (окремих пластин і ребер жорсткості), так і форм втрати стійкості на рівні перекриттів, відсіків і конструкції в цілому. Запропонована ідея формування матриць стійкості призматичного, площинного, рамного і округлого модуль-елементів, задання гідропружності рамних конструкцій САТКГМ дало можливість також зменшити великі об'єми початкової інформації для складних або нетипових конструкцій і, відповідно, кількість ітерацій розв'язку систем лінійних рівнянь алгебри в методах скінчених елементів. Трудомісткість при цьому можна зменшити в 10-15 разів.

Розроблено математичну модель з комп'ютерним моделюванням динамічних навантажень на раму та висувні опори при роботі вантажо-підіймального обладнання – кранів, з реалізацією на прикладі бойової ремонтно-евакуаційної машини БРЕМ "Атлет" (як найбільш складного варіанту з додатковим опором підйому вантажу – защемленням ґрунтом, що спричинює, як показали дослідження, зростання додаткових пікових навантажень до 19%). Це дозволяє і суттєво відкоректувати граничні умови розрахунку методом МСЕ рам/основ САТКГМ, що суттєво (у 1,5-1,8 рази) відрізняються від загальноприйнятої

методики розрахунку на рівноміцність рам КТЗ загального призначення (N2, N3), та уникнути характерних для кранів на САТКГМ тріщин рам після певного терміну експлуатації.

Аналогічно для комунальних і дорожньо-будівельних САТКГМ опрацьовано математичну модель та комп'ютерне моделювання динаміки навантажень технологічного обладнання – рам шасі при заборі ґрунту ковшом УТМ. Пікові навантаження під час забору ґрунту, як показали дослідження, зростають у 2,2-2,7 рази, що вирішальним чином змінює і початкові граничні умови конструктивного синтезу рам шасі цих машин у порівнянні з рамами шасі вантажних автомобілів.

Опрацьовано теоретичні засади і проведені дослідження впливу динаміки роботи навісного обладнання в процесі руху автомобіля (на прикладі автобетонозмішувача-міксера) на шасі/раму САТКГМ, що дозволило констатувати відповідне збільшення пікових (з умов динаміки руху) навантажень на раму та опрацьовано конструктивні пропозиції щодо конструкції забудови навісного обладнання з обертовим барабаном, що заповнений напіврідкобетонною сумішшю, та забезпечують зменшення відповідних пікових навантажень на раму на 10% (поздовжніх піків прискорення – біля 8%).

Враховуючи практику використання САТКГМ у виді автопоїзда, з причепом чи напівпричепом, опрацьовано математичні моделі та проведено комп'ютерні і натурні дослідження впливу зазорів у механізмі зчипки на динаміку навантажень і амплітуду поздовжніх коливань автопоїзда, отримано практичні рекомендації, що підтверджені експериментально, щодо зменшення відповідних пікових навантажень біля 15-18%.

При дослідженні динаміки руху дволанкового автовоза було встановлено, що характер переміщення вантажів, як на верхній, так і на нижній вантажній платформі автовоза при переїзді порогових перешкод відповідає затухаючим синусоїдам. Максимальна амплітуда коливань становить 0,016м для автомобіля, який розміщений на нижній вантажній платформі на задньому звісі напівпричепа, і є меншою, ніж хід підвіски середньостатистичного легкового автомобіля.

Найменше зміщення від положення рівноваги отримує автомобіль, що знаходиться на нижній вантажній платформі перед віссю напівпричепа, і яке становить 0,007м. Використовуючи розроблені методики щодо компоновки САТКГМ – раціональне розміщення візка напівпричепа, коливання вдалося зменшити на 6-8%.

Запропоновані в дисертаційному дослідженні основні наукові положення, розробки і рекомендації отримали впровадження у ПАТ “ДЗАК” (м.Дрогобич), ТзОВ Банке електромоторів Юей (м.Львів), ДП "Автоскладальний завод №1" АТ "АК "Богдан Моторс" (м.Луцьк), ТДВ "Стрий Авто" (м.Стрий) і застосовуються у навчальному процесі та НДР в НУ “Львівська політехніка”.

Ключові слова: компоновання, масо-габаритні характеристики, метод почленної диз'юнкції; шасі спеціальних автомобілів та технологічних машин, графи конструктивних схем машин, універсальна технологічна машина.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Черевко Ю.М., Зінько Р.В., Вікович І.А. Методика чисельного моделювання функціонування транспортних машин з накопичувально пружньо-демпфуючими елементами. *Автошляховик України*. 2007. №3. С. 22-23.
2. Зінько Р.В., Маковейчук О.М., Круць Т.І. Дослідження роботи зчпного пристрою дволанкового автопотяга при русі по поверхні складного профілю. *Науковий вісник: Збірник науково-технічних праць*. 2007. Вип. 17.8. С. 96-102.
3. Лозовий І.С., Зінько Р.В. Результати досліджень вібронавантаженості спеціальних транспортувальних засобів. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2008. Вип. 18.9. С. 121-125.
4. Черевко Ю.М., Королевич Л.М., Зінько Р.В. Експериментальне дослідження характеристик автомобіля з пружно-демпфуючою системою. *Вісник Донецької академії автомобільного транспорту*. 2008. №4. С. 56-64.
5. Черевко Ю.М., Зінько Р.В., Лозовий І.С. Використання графів структури зв'язків для аналізу механічних систем з пружно зчленованими елементами.

Автошляховик України. 2009. №4. С. 12-15.

6. Лаврівський М.З., Зінько Р.В., Лозовий І.С. Формування спеціалізованого контейнера для пожежного автомобіля модульної компоновки. *Науковий вісник: Цивільний захист та пожежна безпека*. 2009. № 2. С. 141-147.

7. Зінько Р.В. Розробка методів побудови замкненого комплексу енергоощадливих машин для сільського господарства. *Вісник Львівського національного аграрного університету. (агроінженерні дослідження)*. 2009. №13. С. 376-379.

8. Бойко О.Д., Зінько Р.В., Лозовий І.С. Методика експериментального дослідження автомобіля з спеціальними шинами. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2010. Вип.20.1. С. 107-112.

9. Бойко О.Д., Зінько Р.В., Лозовий І.С. Математична модель руху колісного транспортного засобу з багатосекційними камерами шин. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2010. Вип. 20.5. С. 311-316.

10. Кузьо І.В., Зінько Р.В., Лозовий І.С. Застосування графів при дослідженні функціонування транспортних засобів з пружно зчленованими елементами. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2010. Вип. 20.12. С. 111-116.

11. Зінько Р.В., Лозовий І.С. Моделювання роботи трансмісії гусеничної машини. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2010. Вип. 20.13. С. 302-307.

12. Кузьо І.В., Зінько Р.В. Методи створення комплексу енергоощадливих машин. *Український міжвідомчий науково-технічний збірник «Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні»*. 2010. №44. С. 86-90.

13. Кузьо І.В., Житенко О.В., Зінько Р.В., Лозовий І.С. Математична модель динаміки руху шарнірно зчленованого дволанкового автовоза. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2011. Вип. 21.3. С. 333-340.

14. Зінько Р.В. Методика використання графів при дослідженні роботи машини з гусеничним рушієм. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2011. Вип.21.13. С. 117-122.

15. Зінько Р.В., Сулоєва Є.В. Мобільні роботи в системі пожежної охорони.

Науковий вісник НЛТУ України. 2011. Вип. 21.17. С. 132-138.

16. Зінько Р.В., Сулоєва Є.В. Економічна ефективність пожежної охорони при використанні мобільних роботів. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2011. Вип. 22.10. С. 320-329.

17. Кузьо І.В., Житенко О.В., Зінько Р.В. Дослідження динаміки руху дволанкового автовоза. *Вісник Національного університету «Львівська політехніка» Серія: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів*. 2011, № 701. С. 51-54.

18. Зінько Р.В. Формування множини критеріїв роботи машин. *Український міжвідомчий науково-технічний збірник «Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні»*. 2011. №45. С. 55-62.

19. Шаров Б.Г., Маковейчук О.М., Зінько Р.В. Мобільний охоронний робот із системою технічного зору. *Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів*. 2011. №19. С. 285-290.

20. Зінько Р.В. Використання графів при дослідженні роботи розчленованих транспортних засобів. *Наукові нотатки*. 2012. Вип. 37. С. 109-119.

21. Кузьо І.В., Зінько Р.В. Моделювання руху розчленованих транспортних засобів. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2012. №2. С. 42-49.

22. Кузьо І.В., Зінько Р.В. Аналіз напрямків дослідження зчипних пристроїв розчленованих транспортних засобів. *Вісник СевНТУ. Серія «Машиноприладобудування та транспорт»*. 2012. Вип. 134. С. 238-241.

23. Кузьо І.В., Зінько Р.В. Використання морфологічного середовища для синтезу конструкцій машин. *Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут»*. Серія: машинобудування. 2014. Вип. 72. С. 90-96.

24. Зінько Р.В. Моделювання функціонування дволанкового автопотяга в умовах сільського господарства. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2015. Вип. 25.4. С.151-157.

25. Зінько Р.В., Ванкевич П.І., Іваник Є.Г. Методологічні аспекти побудови

моделей роботи різнотипної військової техніки на основі подібності графів їх конструкцій. *Озброєння та військова техніка*. 2017. № 1. С. 82-89.

26. Горбай О.З., Зінько Р.В., Керницький І.С. Просторові секційні модулі колісних транспортних засобів. *Вісник Національного університету «Львівська політехніка» Серія: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів*. 2017. № 866. С. 18-25.

27. Зінько Р.В. Моделювання роботи різнорідних машин на основі подібності графів їх конструкцій. *Вісник Полтавської державної аграрної академії*. 2017. С. 242-245.

28. Крайник Ю.Л., Зінько Р.В., Глобчак М.В., Скварок Ю.Ю. Методичні основи оптимізації розміщення колісного візка цистерни-напівпричепа. *Наукові нотатки*. 2018. Вип. 62. С. 144-147.

29. Зінько Р.В., Крайник Л.В., Горбай О.З., Поляков А.П. Роботизовані мобільні платформи для вибухонебезпечних предметів. *Вісник машинобудування та транспорту*. 2018. №1. С. 52-62.

30. Зінько Р.В., Казан П.І., Черевко Ю.М., Білик О.С. Оцінка ефективності дій мобільних бойових роботів методами теорії масового обслуговування. *Військово-технічний збірник*. 2020. Вип. 22. С. 37-43 с.

31. Горбай О. З., Зінько Р. В., Крайник Л. В., Поляков А. П. Дослідження напружень в рамі сміттевоза з заднім завантаженням компактора. *Вісник машинобудування та транспорту*. 2020. №1. С. 50-55.

32. Зінько Р.В. Морфологічне середовище для дослідження технічних систем: монографія. Львів: *Вид-во Львівської політехніки*, 2014. 386 с.

33. Вікович І. А., Черевко Ю.М., Зінько Р.В. Зниження динамічних навантажень у вантажних колісних машинах із пружно-демпфувальним зчленуванням: монографія. Львів: *Галицька Видавнича Спілка*, 2018. 166 с.

34. Зінько Р.В., Крайник Л.В., Горбай О.З. Основи конструктивного синтезу та динаміка спеціальних автомобілів і технологічних машин: монографія. Львів: *Вид-во Львівської політехніки*, 2019. 256 с.

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

35. Лозовий І.С., Зінько Р.В. Моделювання динаміки руху універсального гусеничного самохідного агрегату // 8-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: *Проблеми енергоощадності при проектуванні, виготовленні та експлуатації машинобудівних конструкцій*, 23-25 травня 2007 р. Львів: Кінпатрі, 2007. С. 26.

36. Черевко Ю.М., Черевко М.І., Зінько Р.В. Методика експериментального дослідження машин з накопичувально пружньо-демпфуючими елементами // I-а Всеукраїнська науково-практична конференція: *Перспективи розвитку озброєння і військової техніки в ЗС України*, 4-5 березня 2008. Львів: ЛІСВ. 2008. С. 99.

37. Черевко Ю.М., Зінько Р.В., Лозовий І.С. Використання графів для побудови математичної моделі систем з пружно зчленованими елементами // 9-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: *Проблеми енергоощадності при проектуванні, виготовленні та експлуатації машинобудівних конструкцій*, 20-22 травня 2009 р. Львів: Кінпатрі, 2009. С. 65-66.

38. Зінько Р. В. Застосування графів при моделюванні робочих процесів транспортних засобів // 67 *Науково-практична конференція науково-педагогічних працівників, аспірантів, студентів та структурних підрозділів університету*. Київ: НТУ, 2011. С. 433.

39. Зінько Р. В. Морфологічне середовище для моделювання технічних систем // 10-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: *Проблеми енергоощадності при проектуванні, виготовленні та експлуатації машинобудівних конструкцій*, 25-27 травня 2011р. 2011.С.193-194.

40. Зінько Р.В. Використання методу почленної диз'юнкції для синтезу машин // XIV Міжнародна науково-технічна конференція: *Вібрації в техніці та технологіях*, 21-25 вересня 2015 р. Дніпропетровськ: ДВНЗ «НГУ». 2015. С. 44.

41. Зінько Р.В. Моделювання роботи різнорідних машин на основі подібності графів їх конструкцій // XV Міжнародна науково-технічна конференція: *Вібрації в техніці та технологіях*, 20-21 жовтня 2016 р. Полтава: ПДАА, 2016. С. 156-159.

42. Зінько Р.В., Крайник Л.В., Горбай О.З. Динаміка роботи підйомно-транспортних машин з сипучими ґрунтами // III-я всеукраїнська науково-практична конференція: *Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні*, 22-23 лютого 2018 р. Львів: НУ «ЛП», 2017. С. 34-36.

43. Крайник Ю.Л. Зінько Р.В., Глобчак М.В., Скварок Ю.Ю. Методичні основи оптимізації розміщення колісного візка цистерни-напівпричепа // V Міжнародна науково-технічна конференція: *Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей*, 29 квітня-01 травня 2018 р. Луцьк: ЛНТУ. С. 12.

44. Черевко Ю.М., Зінько Р.В. Моделювання функціонування маніпулятора ремонтно-евакуаційної машини // XIX міжнародна науково-технічна конференція: *Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта*, 19-22 червня 2018 р. Київ: КПІ, 2018. С. 13-16.

45. Зінько Р.В., Горбай О.З., Крайник Ю.Л. Дослідження опорно-зчіпного пристрою цистерни-напівпричепа згідно Правил 13 ЕЖ ООН // Міжнародна науково-практична конференція: *Новітні технології розвитку автомобільного транспорту*, 16-19 жовтня. Харків: ХНАДУ, 2018. С. 272-273.

46. Горбай О.З., Зінько Р.В., Шевців М.Б. Дослідження зусиль на кріпильні елементи автоцистерни при різних режимах руху автопоїзда // Міжнародна науково-практична конференція: *Новітні технології розвитку автомобільного транспорту*, 16-19 жовтня. Харків: ХНАДУ, 2018. С. 266-267.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

47. Библюк Н.І., Зінько Р.В., Дадак Р.М., Маковейчук О.М. Залежність динамічних властивостей дволанкового автопотяга від пружної характеристики зчіпного пристрою. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2005, Вип.15.4. С. 90-95.

48. Библюк Н.І., Зінько Р.В., Дадак Р.М., Маковейчук О.М. Дослідження динамічних властивостей дволанкового автопотяга при подоланні одиначної перешкоди типу “сходінка”. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2006, Вип.16.1. С. 113-119.

49. Зінько Р.В., Лозовий І.С., Дзелендзяк О.Б., Бурніцький С.Р. Дослідження

динаміки руху автобетонозмішувача з врахуванням характеристик двигуна. *Вісник Тернопільського державного технічного університету*. 2010, №2. С. 159-163.

50. Зінько Р.В. Напрями підвищення ефективності роботи гусеничного рушія. *Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету*. 2012, №2. С. 99-104.

51. Зінько Р.В., Білик О.С., Ханас У.Я. Класифікація методів навчання з використанням механізму почленної диз'юнкції. *Педагогічний дискурс*. 2014. Вип. 17. С. 75-82.

52. Lejda Kazimierz, Roman Zinko. Economic appraisal of effectiveness of work of dismembered road trains. *Systemy i srodki transportu samochodowego. Seria: Transport*. 2011, Nr 2. P. 297-302.

53. Lejda Kazimierz, Zinko Roman, Lozovyy Igor, Jaworski Artur. The research of functioning of dismembered transport vehicles. *Systemy i srodki transportu samochodowego. Seria: Transport*. 2013, Nr 4. P. 105-116.

54. Cherevko Yuriy, Zinko Roman. Software for research of manipulator of repair-evacuation machine. *Systemy i srodki transportu samochodowego. Seria: Transport*. 2018, Nr 12. P. 7-14.

55. Krainyk Taras, Gorbaj Orest, Zinko Roman, Shchokin Myhajlo. Concept and construction of special wheeled chassis. *Systemy i srodki transportu samochodowego. Seria: Transport*. 2019, Nr 13. P. 9-15.

56. Burian Mykhailo, Horbay Orest, Zinko Roman, Bodnar Mykola. Composition of the model of vibration "passenger-bus" system with multichannel inputs from road unevennes. *Systemy i srodki transportu samochodowego. Seria: Transport*. 2019, Nr 13. P. 16-27.

57. Пристрій для кріплення кузова транспортного засобу: патент на корисну модель України № 472747. Вікович І.А., Черевко Ю.М., Черевко М.І., Зінько Р.В., Лозовий І.С. Заявл. 11.08.2008. – 3с.

58. Камера для автомобільної шини: патент на корисну модель України № 41910. Бойко О.Д., Зінько Р.В., Лозовий І.С. Заявл. 10.06.2009. – 2с.

ANNOTATION

Zinko R. V Scientific bases of forming of undercarriage of the special cars and technological wheeled and caterpillar machines. – Qualifying research paper, manuscript copyright.

Doctoral thesis in Engineering Science in specialty 05.22.02 – Automobiles and tractors (274 Motor Transport). – National University "Lviv Polytechnic" Ministry of Education and Science of Ukraine, – Kharkiv National Automobile and Highway University, Ministry of Education and Science of Ukraine. – Kharkiv, 2021.

The dissertation is devoted to the solution of the chassis forming problem of the special cars and technological wheeled and tracked vehicles on the basis of a triad of mutual influences: operating conditions, the technological process in which such cars are involved, and their structures. The need to develop new scientifically grounded methods and approaches to the chassis of special cars and technological wheeled and tracked vehicles is determined by the direction of the research.

The dissertation theoretically generalizes and shows the development of scientific bases of the actual scientific and technical problem of increasing the efficiency of special cars and technological wheeled and tracked vehicles chassis design based on determining patterns, developing mathematical models and chassis forming methods of special cars and technological wheeled and tracked vehicles. The methodical basis of the dissertation is the consistent application of a systematic approach, analytical and experimental research methods, modern scientific and technical means at all stages of design. The concept of the dissertation research is that the chassis formation of special cars and technological wheeled and tracked vehicles should be carried out taking into account the interactions: operating conditions, the technological process involving such machines, and limiting by the requirements of State Standards of Ukraine (DSTU) and UNECE Regulations.

On the basis of the conducted researches, it was increased the predictability of design efficiency of the SCTWTV chassis schemes with technological equipment,

applying morphological environment of the SCTWTV analysis and synthesis, which differs from existing because of the proposed generalized structure of the environment with corresponding information storage sets and connections between them, and the change in the structure of one or another method of new technical systems creating and the amount of information transfer is showed with the formulas.

To organize information about the functional class of special cars and technological wheeled and tracked vehicles (SCTWTV) genetic-morphological classification is used, which allows using fundamentally new approaches to setting and solving problems of directed search and synthesis of optimal SCTWTV structures at the level of their structural and functional classes. At the base of this synthesis, there are two processes: heredity and variability. Heredity preserves the so-called SCTWTV genotype, its general structure, and variability determines the differentiation of the structure, its variants at the level of the types. By selecting the appropriate criteria, you can conduct a targeted search and selection of the need SCTWTV structures. Automation and visualization of the genetic-morphological approach results allow to solve a wide range of both systems and search and innovation technical problems at the initial stage of creating new technical objects.

That is, the genetic-morphological approach allows to predict of the SCTWTV structure variants at the design stage, which is the basis of the predictability principle.

It is proposed to use the members' disjunction method at the stage of SCTWTV qualitative characteristics synthesis, which gave the possibility to take into account a wide range of properties when designing structural schemes of the chassis. Theoretical bases of application spheres diversification of special chassis are developed on the basis of a method of members disjunction, sectionality, and modularity of designs.

Practical approaches are developed to the wheel schemes formation and mass and dimensional characteristics formation of families of 2-, 3-, and 4-axle heavy-duty SCTWTV for building, municipal, and other areas of use in compliance with the requirements of the legislative framework of Ukraine in the field of general-purpose vehicles.

The machine, as a technical system has a structure, which sets its operation features in a certain technological process, depending on the structure of SCTWTV on the one hand and the external environment on the other hand. It is expedient to represent the structure of SCTWTV by means of structure graphs of SCTWTV design diagrams. As the structure graph of the SCTWTV design diagrams, it is meant such one that highlights the connections of the SCTWTV elements, taking into account its structure and external influences

It is possible to develop and write down a system of equations describing the SCTWTV functioning, taking into account the possibility of the hierarchical ordering of absolute variables using graphs of the coordinates level relations structure of the mathematical model. As the structure graph of the mathematical models' generalized coordinates connections, we understand such graph which shows the list of generalized coordinates in mathematical models and relations between them.

The use of the SCTWTV design graphs allows us to conclude that, in contrast to the design of completely dissimilar vehicles, their design graphs are almost identical. This gives the possibility to use the same structural mathematical models to research the operational properties of such vehicles.

On the basis of dissimilar vehicles designs generalization by means of design diagrams graphs the similarity of such machines was discovered, that allowed to offer a generalized technological vehicle design for which, taking into account relation structure of the 2nd order Lagrange equations generalized coordinates, the unified mathematical model was adopted, which is applicable for specific tasks of SCTWTV functioning simulation.

Usually, the technological processes in which cars are involved, as well as the operating conditions of cars can vary widely. This requires a change in the design elements of the car. Changing important design elements of the car increases the material, energy, and labor costs for modernization (adaptation to new conditions). Therefore, the use of the principles of modularity and sectionality is relevant. Using the principles of sectionality and modularity of structures, taking into account the graphs of

design schemes of machines, there were developed theoretical principles of diversification of application areas of special chassis (on the example of TUR BX181-BX371) to other potential application areas, including machines for road repair and construction, fire equipment operation of water supply and sewerage, power networks.

The method of module-elements (MME) in frame structures of wheeled vehicles and SCTWTV in practical design development on the example of tank semi-trailers allowed to obtain a solution of the problem concerning the stability of complex spatial plate-rod (shell) structure, in which implementation of forms of local stability loss (separate plates and stiffeners), as well as of forms of stability loss the level of overlaps, cells, and structures in general are possible. The proposed idea of forming of matrices of stability of the prismatic, planar, frame, and rounded module-elements, setting the hydroelectricity of SCTWTV frame structures made it possible to reduce large amounts of the initial information for complex or atypical structures and, accordingly, the number of iterations of linear algebra equations solutions in finite element methods. The complexity can be reduced by 10-15 times.

A mathematical model was developed with computer simulation of dynamic loads on the frame and sliding supports during the load-lifting equipment - cranes operation, with the implementation on the example of (combat repair and evacuation vehicle) CREV "Athlete" (as the most complex example with additional lifting resistance - grounding, which causes an increase in additional peak loads up to 19% according to researches). This allows to adjust the boundary conditions for calculation significantly by the FEM of frames/bases SCTWTV, which differ significantly (1.5-1.8 times) from the generally accepted calculating method on the equal strength of general-purpose vehicle frames (N_2 , N_3), and to avoid characteristic frames cracks of cranes on SCTWTV after a certain term of exploitation.

Similarly, a mathematical model and computer simulation of technological equipment load dynamics - chassis frames during soil gripping with a UTM bucket were developed, for municipal and road-building SCTWTV. According to the conducted researches, peak loads during soil gripping increase by 2.2-2.7 times, which decisively

changes the initial boundary conditions for the structural synthesis of the chassis frames of these vehicles in comparison with the chassis frames of trucks.

Theoretical principles were processed and researches of influence of hinged equipment dynamics of work during the movement of the vehicle (for example of the concrete-mixer truck) on the SCTWTV chassis/frame were carried out, which made it possible to state a corresponding peak increase (from the motion dynamics conditions) loads on the frame and hinged equipment with rotating drum (filled with a pivot concrete mixture) design suggestions were processed and provide a reduction in the corresponding peak loads on the frame by 10% (longitudinal peak acceleration - about 8%).

Taking into account the practice of SCTWTV using as a semi-trailer truck or trailer truck, mathematical models were developed and computer and road researches of the influence of gaps in the hitches on load dynamics and amplitude of longitudinal oscillations of the semi-trailer truck were carried out, practical recommendations were obtained concerning reducing of the peak loads at 15-18%.

While researching the dynamics of the two-unit car carrier trailer, it was found that the nature of loads displacements, both on the upper and lower cargo platform of the car carrier trailer when overcoming threshold obstacles corresponds to the damping sine wave. The maximum amplitude of oscillations is 0.016 m for a car that is placed on the lower cargo platform on the rear overhang of the semi-trailer and it is less than the suspension travel of the average car. The smallest displacement from the equilibrium position is obtained by a car located on the lower cargo platform in front of the semi-trailer axle, which is 0.007 m. Using the developed techniques for the arrangement of SATKGM, we obtain rational placement of the semi-trailer, and the oscillations were reduced by 6-8%.

The main scientific statements, developments, and recommendations suggested in the dissertation research were implemented in PJSC "DZAK" (Drohobych), LLC Bank of Electric Motors Yuey (Lviv), SE "Auto Assembly Plant №1" JSC "Bohdan Motors" (m .Lutsk), ALC "Stryj Auto" (Stryj) and are used in the educational process and

research work at Lviv Polytechnic National University.

Keywords: arrangement, mass and dimensional characteristics, method of members disjunction; chassis of special cars and technological vehicles, graphs of vehicles design schemes, universal technological vehicle.

PUBLICATION LIST OF CANDIDATE FOR A DEGREE:

List of publications in which the main scientific results of the dissertation are published:

1. Zinko R.V., Cherevko Yu.M., Vikovych I.A. Methods of numerical modeling of transport machines functioning with accumulative elastic-damping elements // *Motorway of Ukraine*. 2007. №3. P. 22-23.
2. Zinko R.V., Makoveichuk O.M., Kruts T.I. Research of a two-unit trailer truck hitch operation at movement on a difficult profile surface // *Scientific Bulletin: Collection of scientific and technical works*. 2007. Issue 17.8. P. 96-102.
3. Lozovyi I.S., Zinko R.V. Results of vibroloading of special transportation vehicles research // *Scientific Bulletin of UNFU of Ukraine*. 2008. Issue 18.9. P. 121-125.
4. Cherevko Yu.M., Korolevych L.M., Zinko R.V. Experimental research of a car characteristics with an elastic-damping system // *Bulletin of the Donetsk Academy of Road Transport*. 2008. №4. P. 56-64.
5. Cherevko Yu.M., Zinko R.V., Lozovyi I.S. The use of structure graphs of connections for the analysis of mechanical systems with elastically articulated elements // *Motorway of Ukraine*. 2009. №4. P. 12-15.
6. Lavrivskiy M.Z., Zinko R.V., Lozovy I.S. Formation of a specialized container for a fire truck of modular layout // *Scientific Bulletin: Civil Protection and Fire Safety*. 2009. № 2. S. 141–147.
7. Zinko R.V. Development of methods for building a closed complex of energy-saving machines for agriculture // *Bulletin of Lviv National Agrarian University. (agroengineering research)*. 2009. №13. P. 376-379.
8. Boiko O.D., Zinko R.V., Lozovyi I.S. Methods of experimental research of

a car with special tires // *Scientific Bulletin of UNFU of Ukraine*. 2010. Issue 20.1. P. 107-112.

9. Boiko O.D., Zinko R.V., Lozovyi I.S. Mathematical model of wheeled vehicle movement with multi-section tire chambers // *Scientific Bulletin of UNFU of Ukraine*. 2010. Issue 20.5. P. 311-316.

10. Kuzo I.V., Zinko R.V., Lozovyi I.S. Application of graphs in the research of the vehicles functioning with elastically articulated elements // *Scientific Bulletin of UNFU of Ukraine*. 2010. Issue 20.12. P. 111-116.

11. Zinko R.V., Lozovyi I.S. Modeling of tracked vehicle transmission operation // *Scientific Bulletin of UNFU of Ukraine*. 2010. Issue 20.13. P. 302-307.

12. Kuzo I.V., Zinko R.V. Methods of a complex of energy-saving machines creating // *Ukrainian interdepartmental scientific and technical collection "Automation of production processes in mechanical engineering and instrument making"*. 2010. №44. P. 86-90.

13. Kuzo I.V., Zhytenko O.V., Zinko R.V., Lozovyi I.S. Mathematical model of the motion dynamics of a hitched two-unit truck // *Scientific Bulletin of UNFU of Ukraine*. 2011. Issue 21.3. P. 333-340.

14. Zinko R.V. Methods of using graphs in the research of the tracked vehicle // *Scientific Bulletin of NLTU of Ukraine*. 2011. Issue 21.13. P. 117-122.

15. Zinko R.V., Suloieva Ye.V. Mobile robots in the system of fire protection // *Scientific Bulletin of UNFU of Ukraine*. 2011. Issue. 21.17. P. 132-138.

16. Zinko R.V., Suloieva Ye.V. Economic efficiency of fire protection when using mobile robots // *Scientific Bulletin of UNFU of Ukraine*. 2011. Issue 22.10. P. 320-329.

17. Kuzo I.V., Zhitenko O.V., Zinko R.V. Research of the dynamics of the movement of a two-unit car carrier truck // *Bulletin of Lviv Polytechnic National University Series: Dynamics, strength and design of machines and devices*. 2011, № 701. P. 51-54.

18. Zinko R.V. Formation of criteria set for the vehicles operation // *Ukrainian*

interdepartmental scientific and technical collection "Automation of production processes in mechanical engineering and instrument making". 2011. №45. P. 55-62.

19. Sharov B.G., Makoveichuk O.M., Zinko R.V. Mobile security robot with a system of technical vision // *Design, manufacture and operation of vehicles and trains*. 2011. №19. P. 285-290.

20. Zinko R.V. The use of graphs in the research of disjointed vehicles // *Scientific notes*. 2012. Issue 37. P. 109-119.

21. Kuzo I.V., Zinko R.V. Modeling of the disjoint vehicles motion // *M.: Vibrations in machinery and technologies*. 2012. №2. P. 42-49.

22. Kuzo I.V., Zinko R.V. Analysis of research directions of disjointed vehicles hitches // *Bulletin of SevNTU. Series "Mechanical engineering and transport"*. 2012. Issue 134. P. 238-241.

23. Kuzo I.V., Zinko R.V. The use of the morphological environment for the vehicle structures synthesis // *Bulletin of the National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute". Series: mechanical engineering*. 2014. Issue 72. P. 90-96.

24. Zinko R.V. Modeling of the functioning of a two-unit trailer truck in the agricultural conditions // *Scientific Bulletin of UNFU of Ukraine*. 2015 Issue 25.4. P.151-157.

25. Zinko R.V., Vankevych P.I., Ivanyk Ye.G. Methodological aspects of the models developing of different types of military equipment operation on the basis of similarity of graphs of their constructions // *Armament and military equipment*. 2017. № 1.P. 82-89.

26. Horbai O.Z., Zinko R.V., Kernytskyi I.S. Spatial sectional modules of wheeled vehicles // *Bulletin of Lviv Polytechnic National University Series: Dynamics, strength and design of machines and devices*. 2017. № 866. P. 18–25.

27. Zinko R.V. Modeling of different vehicles based on the similarity of graphs of their structures / *Bulletin of the Poltava State Agrarian Academy*. 2017. P. 242-245.

28. Krainyk Yu.L., Zinko R.V., Hlobchak M.V., Skvarok Yu.Yu. Methodical bases of optimization of a wheel cart placement of the tank - the semi-trailer // *Scientific*

notes. 2018. Issue 62. P. 144-147.

29. Zinko R.V., Krainyk L.V., Horbay O.Z., Poliakov A.P. Robotic mobile platforms for explosive objects // *Bulletin of Mechanical Engineering and Transport*. 2018. №1. P.52-62.

30. Zinko R.V., Kazan P.I., Cherevko Yu.M., Bilyk O.S. Estimation of mobile combat robots actions efficiency by methods of the theory of queuing // *Military-technical collection*. 2020. Issue 22. P. 37-43.

31. Zinko R.V., Krainyk L.V., Horbay O.Z., Poliakov A.P. Research of stresses in the frame of a garbage truck with rear loading of the compactor // *Bulletin of Mechanical Engineering and Transport*. 2020. №1. P. 50-55.

32. Zinko R.V. Morphological environment for the research of technical systems: a monograph. Lviv: *Lviv Polytechnic Publishing House*, 2014. 386 p.

33. Vikovych I.A., Cherevko Yu.M., Zinko R.V. Reduction of dynamic loads in wheeled trucks with elastic-damping joints: monograph. Lviv: *Halician Publishing Society*, 2018. 166 p.

34. Zinko R.V., Krainyk L.V., Horbay O.Z. Fundamentals of constructive synthesis and dynamics of special cars and technological vehicles: monograph. Lviv: *Lviv Polytechnic Publishing House*, 2019. 256 p.

Publications which prove approbation of the dissertation materials:

35. Lozovyi I.S., Zinko R.V. Modeling the motion dynamics of universal tracked self-moving aggregate // 8th International Symposium of Ukrainian Mechanical Engineers in Lviv: *Problems of energy efficiency in the design, manufacture and operation of mechanical engineering structures*, May 23-25, 2007. Lviv: Kinpatri, 2007. P. 26.

36. Cherevko Yu.M., Cherevko M.I., Zinko R.V. Method of experimental research of vehicles with accumulative elastic-damping elements // I-st All-Ukrainian scientific-practical conference: *Prospects for the development of armaments and military equipment in the Armed Forces of Ukraine*, March 4-5, 2008. Lviv: LISV. 2008. P. 99.

37. Cherevko Yu.M., Zinko R.V., Lozovyi I.S. The use of graphs for a mathematical model development of systems with elastically joined elements // 9th

International Symposium of Ukrainian Mechanical Engineers in Lviv: *Problems of energy efficiency in the design, manufacture and operation of mechanical engineering structures*, May 20-22, 2009. Lviv: Kinpatri, 2009. P. 65-66.

38. Zinko R.V. The use of graphs in modeling the working processes of vehicles // *67 Scientific and practical conference of scientific and pedagogical staff, graduate students, students and departments of the university*. Kyiv: NTU, 2011. P. 433.

39. Zinko R.V. Morphological environment for modeling of technical systems // *10th International Symposium of Ukrainian Mechanical Engineers in Lviv: Problems of energy saving in the design, manufacture and operation of mechanical engineering structures*, May 25-27, 2011. P.193-194.

40. Zinko R.V. The use of the method of articulated disjunction for the synthesis of vehicles // *XIV International Scientific and Technical Conference: Vibrations in Machinery and Technology*, September 21-25, 2015. Dnipropetrovsk: SHEI "SMU". 2015. P. 44.

41. Zinko R.V. Modeling of different vehicles based on the similarity of graphs of their structures // *XV International Scientific and Technical Conference: Vibrations in Machinery and Technology*, October 20-21, 2016. Poltava: PSAA, 2016. P. 156-159.

42. Zinko R.V., Krainyk L.V., Horbay O.Z. Dynamics of lifting-transport vehicles with loose soils // *III-rd All-Ukrainian scientific-practical conference: Bus construction and passenger transportation in Ukraine*, February 22-23, 2018. Lviv: LPNU, 2017. P. 34-36.

43. Krainyk Yu.L., Zinko R.V., Hlobchak M.V., Skvarok Yu.Yu. Methodical bases of optimization of a wheeled cart placement of a tank - a semi-trailer // *V-th International scientific and technical conference: Scientific and applied aspects of automobile and transport-road branches*, April 29-May 1, 2018. Lutsk: LNTU. P. 12.

44. Cherevko Yu.M., Zinko R.V. Modeling the operation of the repair and evacuation vehicle manipulator // *XIX-th International Scientific and Technical Conference: Advanced Machinery, Technology and Engineering Education*, June 19-22, 2018. Kyiv: KPI, 2018. P. 13-16.

45. Zinko R.V., Horbay O.Z., Krainyk YU.L. Research of the support-coupling device of a tank-semi-trailer according to UNECE Regulation 13 // International scientific-practical conference: *Latest technologies of road transport development*, October 16-19. Kharkiv: KNARU, 2018. P. 272-273.

46. Horbay O.Z., Zinko R.V., Shevtsiv M.B. Research of loads on fastening elements of the tank truck at different modes of trailer truck movement // International scientific and practical conference: *The newest technologies of development of automobile transport*, October 16-19. Kharkiv: KNARU, 2018. P. 266-267.

Publications that additionally represent the scientific results of the dissertation:

47. Bybliuk N.I., Dependence of the dynamic properties of a two-unit truck on the elastic characteristics of the hitch / R.V. Zinko, R.M. Dadak, O.M. Makoveichuk // *Scientific Bulletin of UNFU of Ukraine*. 2005, Issue 15.4. P. 90-95.

48. Bybliuk N.I., Zinko R.V., Dadak R.M., Makoveichuk O.M. Research of the dynamic properties of a two-unit trailer truck in overcoming a single obstacle of the “step” type / R.V. Zinko, R.M. Dadak, O.M. Makoveichuk // *Scientific Bulletin of UNFU of Ukraine*. 2006, Issue 16.1. P. 113-119.

49. R.V. Zinko Research of the dynamics of the concrete mixer movement taking into account the engine characteristics / I.S. Lozovyi, O.B. Dzelendziak, S.R. Burnitskyi // *Bulletin of Ternopil State Technical University*. 2010, №2. P. 159-163.

50. Zinko R.V. Directions for improving the efficiency of the tracked propulsion // *Bulletin of Dnipropetrovsk State Agrarian University*. 2012, №2. P. 99-104.

51. Zinko R.V. Classification of teaching methods using the mechanism of member disjunction / O.S. Bilyk, U.Ya. Hanas // *Pedagogical discourse*. 2014. Issue 17. P. 75-82.

52. Lejda Kazimierz Economic appraisal of effectiveness of work of dismembered road trains / Roman Zinko // *Systems and means of car transport. Series: Transport*. 2011, Nr 2. P. 297-302.

53. Lejda Kazimierz The research of functioning of dismembered transport

vehicles / Zinko Roman, Lozovyj Igor, Jaworski Artur // *Systems and means of car transport. Series: Transport.* 2013, Nr 4. P. 105-116.

54. Cherevko Yuriy Software for research of manipulator of repair-evacuation machine / Roman Zinko // *Systems and means of car transport. Series: Transport.* 2018, Nr 12. P. 7-14.

55. Krainyk Taras Concept and construction of special wheeled chassis / Orest Gorbaj, Roman Zinko, Myhajlo Shchokin // *Systems and means of car transport. Series: Transport.* 2019, Nr 13. P. 9-15.

56. Burian Mykhailo Composition of the model of vibration "passenger-bus" system with multichannel inputs from road unevenness // Orest Horbay, Roman Zinko, Mykola Bodnar // *Systems and means of car transport. Series: Transport.* 2019, Nr 13. P. 16-27.

57. Patent for a utility model of Ukraine № 472747. Device for fastening the body of a vehicle. Vikovynch I.A., Cherevko Yu.M., Cherevko M.I., Zinko R.V., Lozovyi I.S. Application 11.08.2008 - 3p.

58. Patent for a utility model of Ukraine № 41910. Chamber for car tires. Boiko O.D., Zinko R.V., Lozovyi I.S. Application 10.06.2009 - 2p.

ЗМІСТ

ЗМІСТ	25
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ.....	29
ВСТУП	30
РОЗДІЛ 1 СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ ШАСІ САТКГМ	40
1.1. Дослідження проблем формування шасі САТКГМ	40
1.2. Огляд конструкцій спеціальних автомобілів і технологічних машин.....	55
1.2.1. Дорожньо-будівельна техніка	55
1.2.2. Різновиди підйимально-транспортних колісних машин	58
1.2.3. Колісні машини комунальної сфери.....	63
1.2.4. Автовантажувачі	68
1.2.5. Вантажні автомобілі універсального застосування	73
1.2.6. Універсальні і спеціальні напівпричепи	75
1.2.7. Автоцистерни	75
1.2.8. Узагальнення огляду спеціальних автомобілів та КТЗ.....	80
1.3. Сучасні методики дослідження шасі машин і їх механізмів	82
1.4. Застосування стандартів для шасі САТКГМ в автомобілебудуванні	88
1.5. Завдання дослідження	89
РОЗДІЛ 2 МЕТОДОЛОГІЧНІ ЗАСАДИ СИНТЕЗУ САТКГМ ТА ЇХ ЕЛЕМЕНТІВ НА ОСНОВІ ПРЕДИКТИВНОСТІ, МОРФОЛОГІЧНОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ДИЗ'ЮНКЦІЇ.....	91
2.1. Методи концептуального проектування САТКГМ.....	91
2.2. Формування інформації про САТКГМ з використанням принципу предиктивності	98
2.3. Вдосконалення елементів САТКГМ у морфологічному середовищі.....	104
2.4. Використання почленної диз'юнкції для вибору напрямку досліджень	107
2.5. Вибір базової САТКГМ на основі ГСКС.....	115
2.6. Подібність графів різнорідних САТКГМ	121
2.7. Моделювання роботи САТКГМ.....	131

2.8. Часткові випадки застосування узагальненої матмоделі САТКГМ	136
Висновки до розділу 2	137
РОЗДІЛ 3 ОСНОВИ ФОРМУВАННЯ КОМПОНОВКИ ТА МАСОГАБАРИТНИХ ХАРАКТЕРИСТИК САТКГМ.....	139
3.1. Сфери використання автомобілів і спеціальних колісних шасі.....	139
3.2. Концептуальні засади компонування СТКГМ для різних сфер використання і навісного обладнання	142
3.3. Компонування елементів шасі САТКГМ	152
3.4. Функціональність САТКГМ	161
3.4.1. Прохідність.....	163
3.4.2. Технологічність.....	165
3.4.3. Підйомно-транспортне обладнання	170
3.5. Формування краєвих умов компоновки шасі.....	170
3.6. Основи компонування великотоннажних САТКГМ.....	180
Висновки до розділу 3	187
Розділ 4 ЗАСТОСУВАННЯ МОДУЛЯ-СЕКЦІЇ ДЛЯ УНІВЕРСАЛЬНОЇ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ МАШИНИ.....	189
4.1. Необхідність вдосконалення конструкції УТМ.....	189
4.2. Використання графів при дослідженні функціонування УТМ	190
4.3. Математична модель функціонування УТМ.....	196
4.4. Трирівнева перевірка математичної моделі функціонування УТМ	201
4.5. Проведення комп'ютерного експеримента	207
4.6. Аналіз результатів комп'ютерного моделювання	211
4.7. Методика вибору пневматичного ТЗП	212
Висновки до розділу 4	216
РОЗДІЛ 5 ЗАСТОСУВАННЯ МОДУЛЯ-СЕКЦІЇ ДЛЯ АВТОЦИСТЕРН	218
5.1. Вибір напрямків вдосконалення автоцистерни	218
5.2. Визначення варіантів вдосконалення автоцистерн	222
5.3. Методичні основи оптимізації розміщення колісного візка цистерни-	

	27
напівпричепа.....	223
5.3.1. Модель оптимізації навантажень на осі та опорно–зчпний пристрій	223
5.3.2. Розрахунок поперечної стійкості автоцистерни.....	227
5.4. ММЕ в завданнях стійкості каркасних конструкцій ТЗ.....	228
5.5. ММЕ в завданнях гідропружності циліндричних оболонок	231
5.6. Дослідження характеристик стійкості автоцистерни.....	236
5.7. Виготовлення промислового зразка автоцистерни	247
Висновки до розділу 5	248
РОЗДІЛ 6 ДИНАМІКА РОБОТИ САТКГМ НА ТВЕРДИХ ОПОРНИХ ПОВЕРХНЯХ (АВТОДОРОГАХ).....	250
6.1. Дослідження динаміки руху дволанкового автовоза	250
6.2. Динаміка руху автобетонозмішувача з врахуванням роботи міксера.....	262
6.3. Дослідження динаміки руху автовантажників та автокранів.....	267
Висновки до розділу 6	272
РОЗДІЛ 7 ДИНАМІКА РОБОТИ САТКГМ НА ДЕФОРМУЄМИХ ОПОРНИХ ПОВЕРХНЯХ	274
7.1. Аналіз умов і характеристик руху САТКГМ по бездоріжжю.....	274
7.2. Особливості моделювання руху САТКГМ на деформуємих поверхнях	277
7.3. Проведення комп’ютерних експериментів при дослідженнях руху САТКГМ в умовах бездоріжжя.....	280
7.4. Дослідження роботи УТМ з сипучими вантажами	283
7.5. Функціонування евакуатора в процесі завантаження	296
7.6. Дослідження роботи гусеничного рушія	309
Висновки до розділу 7	319
ВИСНОВКИ.....	321
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	321
ДОДАТОК А Перелік документів обов’язкових нормативних вимог і законодавчої нормативної бази.....	360
ДОДАТОК Б Допустимі параметри КТЗ.....	366

ДОДАТОК В Основні методи проектування	368
ДОДАТОК Г Графи структури рівневих зв'язків узагальнених координат	378
ДОДАТОК Д Типоряд кабін	384
ДОДАТОК Е Модульний принцип побудови ТЗ	386
ДОДАТОК Ж Варіанти навісного технологічного обладнання	388
ДОДАТОК З Способи самозавантаження ТЗ	393
ДОДАТОК К Виведення рівнянь математичної моделі САТКГМ	404
ДОДАТОК Л Дослідження тягово-зчіпного пристрою	413
ДОДАТОК М Формування матриць стійкості модуль-елементів	421
ДОДАТОК Н Акти впровадження	426
ДОДАТОК П Публікації здобувача за темою дисертації, відомості про апробацію дисертаційних досліджень	437

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

- АБП – автомобілі багатоцільового призначення;
АТЗ – автомобільні транспортні засоби;
БРЕМ – броньована ремонтно-евакуаційна машина;
ГМР – гусеничний мобільний робот;
ГСКС – граф структури конструктивної схеми
КБ – конструкторське бюро;
КТЗ – колісні транспортні засоби;
КТМ – колісні технологічні машини;
ЛБА – легкоброньовані автомобілі;
МВО – множина відображень об'єктів;
ММЕ – метод модуль-елементів;
МПВ – модельна підсистема відносин;
МС – морфологічне середовище;
МТММ – мобільні транспортно-маніпуляційні машини;
ПА – пожежні автомобілі;
ПДВ – пружно-деформований стан;
ПМ – програмна модель;
ПТЗП – пневматичний ТЗП;
СВК – стрілові вантажопідйомні крани;
САТКГМ – спеціаліні автомобілі і технологічні колісні та гусеничні машини;
ТЗ – транспортні засоби;
ТЗП – тягово-зчіпний пристрій;
ТО – технічні об'єкти;
ТП – тракторний поїзд;
ТС – технічні системи;
УГК – управлінні головного конструктора;
УТМ – універсальна технологічна машина.

ВСТУП

Актуальність теми дослідження. В Україні, як і загалом у світі, стала очевидною тенденція переходу і зростання питомої частки у загальному автопарку спеціальних та технологічних машин для комунальної, будівельної, військової та інших сфер на спеціально спроектованих шасі, з відходом від традиційного донедавна використання шасі вантажних автомобілів загального призначення. Реальними нещодавніми прикладами є розробка та освоєння виробництва спеціальних шасі КрАЗ Н27.3ЕХ (КрАЗ 7634НЕ) та корпорації „Богдан Моторс” – ERCV 27 (на замовлення датської фірми Vanke Elektromotive). Наявність значної кількості вітчизняних заводів-виробників різноманітного навісного технологічного обладнання, насамперед на колісних шасі (автокрани, сміттєвози, автогідропідйомники, пожежного обладнання, ремонтних та комунальних служб), що традиційно базувались на використанні шасі вантажівок ГАЗ, ЗИЛ, УРАЛ, КамАЗ, обумовлюють в сучасних умовах особливу актуальність проблеми імпортозаміщення, очевидно на якісно іншому, новому рівні, що відповідає і недавній тенденції в ЄС – виробництві спеціально спроектованих під певні види технологічного обладнання і сфери використання колісних шасі, як от MB Econic, Dennis Elite, Renault Puncher, Access і ін.

Принциповою відмінністю між спеціальними та технологічними шасі є умова відповідності перших і нормативній базі так зв. Женевської угоди 1958р., до якої приєдналась у 2000р. і Україна, щодо допуску (сертифікації) колісних транспортних засобів (КТЗ) до вільного переміщення-руху автомобільними дорогами загального користування. Рух спеціальних та технологічних колісних машин на технологічних шасі, що, як правило виходять за межі законодавчо регламентованих масо-габаритних обмежень для КТЗ, потребує відповідних узгоджень і є обмеженим.

Компонування, тобто формування масо-габаритних характеристик колісної машини/шасі з чітким визначенням схем і розміщення агрегатів і систем шасі,

робочого місця водія та передбачених варіантів забудови технологічного навісного обладнання і схем їхнього приводу, є визначальним етапом процесу проектування і є основою для подальшого процесу конструювання (розробки конструкторської документації) конструкторськими бюро /спеціалізованими відділами.

Компоновку шасі спеціальних автомобілів та технологічних колісних і гусеничних машин (САТКГМ) (на стадії авант-проекту і формування технічного завдання), на відміну від шасі вантажних КТЗ, визначальним чином формує технологічне обладнання і сам характер та умови роботи цього обладнання, що не обмежуються мережею автодоріг загального використання, а характер навантажень та режими роботи самих шасі докорінно відрізняється від режимів та навантажень при перевезенні вантажів КТЗ, зрештою як і умов роботи водіїв – операторів технологічного обладнання чи бригади операторів у певних сферах використання (як от пожежні машини чи сміттєвози).

Тому є актуальною необхідність створення методології синтезу шасі спеціальних автомобілів та технологічних колісних та гусеничних машин.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота відповідає Державним програмам: Постанові КМУ від 7 вересня 2011 р. № 942 «Про затвердження переліку пріоритетних тематичних напрямів наукових досліджень і науково-технічних розробок на період до 2020 року», Постанові КМУ від 17 травня 2012 р. № 397 «Деякі питання визначення середньострокових пріоритетних напрямів інноваційної діяльності галузевого рівня на 2012-2016 роки», «Підвищення надійності і довговічності машин та конструкцій», «Критичні технології: Транспорт. Технології виробництва транспортних засобів». Під час виконання роботи проводились дослідження згідно ДБ/ВТО «Теоретико-прикладні основи модернізації енергоємного технологічного обладнання» (№ д/р №0110U001208) та НУ «Львівська політехніка»: «Дослідження та параметрична оптимізація колісних транспортних засобів і спецтехніки» (№ д/р 0114U001683) і «Міцність та безпека кузовів автобусів і автомобілів» (№ д/р 0114U001684)

кафедри автомобілебудування.

Мета дослідження – покращення ефективності створення САТКГМ шляхом створення нових методів, моделей і алгоритмів формування їх шасі.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

– – розробити наукові основи системного аналізу та синтезу конструктивних схем шасі САТКГМ з технологічним обладнанням у різних сферах використання на засадах можливості прогнозування (предиктивності) їх параметрів та характеристик з застосуванням відповідного морфологічного середовища.

– – розробити наукові основи та методологічні принципи конструктивного синтезу та компонування сімейства максимально уніфікованих шасі САТКГМ за заданими пріоритетними критеріями на основі принципу предиктивності з використанням в морфологічному середовищі методом почленної диз'юнкції.

– – опрацювати практичні засади формування колісних схем та масо-габаритних характеристик сімейств 2-, 3-, та 4-вісних спеціальних шасі для будівельної, комунальної та інших сфер використання з урахуванням тріади взаємовпливів (конструктивна схема-технологічний процес-умови експлуатації).

– – науково обґрунтувати і практично розробити методи опису конструкцій машин в математичних моделях їх функціонування з використанням рівняння Лагранжа II-го роду, які формуються на основі графів конструктивних схем машин і структури зв'язків узагальнених координат і дають можливість виявлення подібності між класами різнорідних машин.

– – удосконалити принципи проектування та алгоритми їх реалізації для САТКГМ на основі секційності та модульності з урахуванням технологічних процесів, в яких задіяні САТКГМ, та умов їх експлуатації.

– – в рамках нормативних вимог-обмежень Директиви ЄС 96/53 опрацювати методи компонування спеціальних/спеціалізованих КТЗ категорії N3, N4 стосовно взаєморозміщення колісних візків шасі і каркасних силових конструкцій (рами/цистерни) з умов динаміки навантажень на осі, вертикальних/горизонтальних навантажень і вібрацій, умов експлуатації, синтезу і розрахунку на

міцність методом скінченних елементів (МСЕ) відповідних силових конструкцій.

– – опрацювати методи аналітичного комп'ютерного моделювання та експериментальної оцінки граничних динамічних навантажень для шасі САТКГМ у процесі функціонування технологічного обладнання (підйимально-транспортного, будівельного обладнання, для комунальних робіт), не характерних для колісних і гусеничних ТЗ та розробити рекомендації щодо зменшення навантажень і металомісткості.

– – опрацювати методи оцінки ефективності функціонування дволанкових САТКГМ на прикладі універсальної технологічної машини з урахуванням з'єднань сідлового і причепного типу ланок/секцій та розробити конструктивні рекомендації щодо зменшення навантажень силових конструкцій у процесі руху та виконання технологічних операцій.

Об'єкт дослідження – процес конструктивного синтезу шасі СТГКМ та компонування їх агрегатів і систем у взаємозв'язку з динамікою робочих процесів та умов роботи.

Предмет дослідження – підвищення ефективності формування шасі САТКГМ.

Методи досліджень – теоретичні дослідження ґрунтувались на структурному синтезі плоских механізмів на основі теорії графів, на теоріях механічних коливань, моделювання нелінійних пружних систем, енергетичній теорії міцності, теорії пружності і пластичності, предиктивності, морфологічного середовища та диз'юнкції, методах диференціальних обчислень і методів скінченних елементів, теорії оптимального керування динамічними процесами і ін. Експериментальні методи дослідження експериментальних зразків базуються на натурних випробуваннях, зіставленні та порівнянні параметрів і характеристик початкової і зміненої конструкції, при різних режимах роботи.

Наукова новизна отриманих результатів дисертаційної роботи полягає в узагальненні інженерного досвіду проектування та подальшій розробці теорії і методологічних принципів проектування САТКГМ з урахуванням взаємодії

характеристик навісного технологічного обладнання та умов роботи САТКГМ, врахування при цьому вимог ДСТУ та Правил ЄЕК ООН, системному аналізі методів проектування та конструкцій САТКГМ.

При цьому **вперше**:

- збільшено прогнозованість (предиктивність) ефективності проектування схем шасі САТКГМ з технологічним обладнанням, застосовуючи морфологічне середовище аналізу і синтезу САТКГМ, *яке відрізняється від відомих тим*, що запропонована узагальнена структура середовища з відповідними множинами зберігання інформації і зв'язками між ними, а в формульному записі показано зміну структури того чи іншого методу створення нових технічних систем і величину передачі інформації;

- науково обґрунтовано і практично доведено доцільність вибору структури САТКГМ за заданим пріоритетним критерієм методом почленної диз'юнкції на стадії синтезу сімейства максимально уніфікованих шасі машин, *який відрізняється від відомого тим*, запропоновано метод почленної диз'юнкції використовувати з прив'язкою до матеріальних об'єктів: технічних систем, масивів інформації;

- науково обґрунтовано і практично розроблено засади формування колісних схем та масо-габаритних характеристик сімейств 2-, 3-, та 4-вісних спеціальних шасі для будівельної, комунальної та інших сфер використання з урахуванням тріади взаємовпливів, *яке відрізняється від відомих тим*, що запропоновано компонування або синтез нових структур на основі базового шасі здійснювати, враховуючи взаємовплив технологічних процесів, умов експлуатації, де буде використовуватися автомобіль, а також нормативної бази;

- використано графи конструктивних схем машин і структури зв'язків узагальнених координат для виявлення подібності між класами різнорідних машин і, відповідно, використання звичного математичного опису таких за допомогою рівняння Лагранжа II-го роду структурно на рівні зв'язків узагальнених координат, *які відрізняються від відомих тим*, що запропонована ідея, де

математичний опис подібних технічних систем за допомогою рівнянь Лагранжа II-го роду структурно, на рівні зв'язків узагальнених координат, буде подібним.

Удосконалено:

- принципи проектування САТКГМ на основі секційності та модульності, *які відрізняються від відомих тим*, що секційність та модульність застосовуються додатково з урахуванням технологічних процесів (наприклад, збільшення вантажопідйомності для транспортованого обладнання), в яких задіяні СТКГМ і умов їх експлуатації (наприклад, збільшення прохідності).

Дістали подальший розвиток:

- метод модуль-елементів в каркасних силових конструкціях КТЗ і САТКГМ при дослідженнях за допомогою МСЕ та відповідної оптимізації останніх з умов рівномірності і динаміки навантажень, *який відрізняється від відомого тим*, що запропоновано використання модуль-елементів круглої форми;

- методи компонування, моделювання та розрахунку на міцність шасі САТКГМ з умов реальних пікових навантажень при роботі відповідного технологічного обладнання, що суттєво відмінні від загальноприйнятих типових умов для колісних і гусеничних ТЗ, *які відрізняються від відомих тим*, що реальні пікові навантаження враховують особливості роботи відповідного технологічного обладнання, встановленого на ТЗ;

- методи оцінки ефективності функціонування дволанкових САТКГМ з урахуванням з'єднань сідлового і причепного типу ланок/секцій, *які відрізняються від відомих тим*, що реалізована ідея поетапного рушення/гальмування ланок/секцій дволанкових САТКГМ.

Ступінь обґрунтованості наукових положень та висновків, сформульованих у дисертаційній роботі:

- положення та висновки дисертаційної роботи базуються на результатах експериментальних та аналітичних досліджень, які кількісно та якісно не суперечать результатам досліджень попередніх авторів;

- припущення, покладені в основу теоретичних досліджень, коректні та часто

використовувалися іншими авторами досліджень таких і подібних їм ТЗ і САТКГМ;

- теоретичні дослідження базуються на добре відомих методах чисельного моделювання;

- достовірність і реальність одержаних в роботі результатів підтверджена натуралізованими впровадженнями.

Практична цінність результатів роботи. Запропонована методологія формування шасі САТКГМ дозволяє на стадії проектування визначати основні конструктивні та експлуатаційні параметри САТКГМ в залежності від вибраних критеріїв ефективності роботи в заданому виробничому процесі.

Розроблені в дисертації способи покращання експлуатаційних властивостей САТКГМ реалізовані в конкретних конструкціях і, в подальшому, можуть бути використані в процесі проектування вдосконалених зразків САТКГМ та автомобілів/гусеничних машин.

Запропоновані методи, а також алгоритм і програми, розроблені для їх реалізації, впроваджені в навчальний процес кафедри автомобілебудування НУ “Львівська політехніка”, кафедри основ технологій Дрогобицького ДПУ і використовуються в дисциплінах, які вивчають методи проектування САТКГМ, а також в курсовому та дипломному проектуванні.

Впровадження та пропозиції з використання отриманих результатів.

Результати роботи впроваджені в ПАТ “ДЗАК” (м.Дрогобич), ТзОВ Банке електромоторів Юей (м.Львів), ДП "Автоскладальний завод №1" АТ "АК "Богдан Моторс" (м.Луцьк), ТДВ "Стрий Авто" (м.Стрий).

Теоретичні та експериментальні результати роботи впроваджені також у навчальному процесі кафедри автомобілебудування при викладанні курсів “Конструювання та розрахунок автомобіля”, “Спеціальні та спеціалізовані автомобілі”, “Мобільні навантажувально-розвантажувальні засоби”, кафедри проектування та експлуатації машин НУ “Львівська політехніка” при викладанні курсів “Розрахунок і проектування машин”, а також при читанні курсів “Теорія

автомобіля” і “Конструкція автомобіля” для студентів Дрогобицького ДПУ.

Особистий внесок здобувача. Положення та результати, що виносяться на захист дисертаційної роботи, отримані автором самостійно та викладено в роботах [1-58]. Роботи [7, 14, 18, 20, 24, 27, 32, 50] опубліковані без співавторів. Особистий внесок дисертанта в колективних публікаціях полягає в аналізі стану науково-технічної проблеми; обґрунтуванні та розробленні основної ідеї і теми дисертації; формуванні мети і завдань виконаної роботи; розробленні математичних моделей, які є адекватними до реальних умов. Всі результати теоретичних і експериментальних досліджень, що подаються до захисту, отримані пошукувачем особисто. Ним окреслено загальну мету і здійснено постановку задач дослідження, опрацьовано нову методологію дослідження властивостей САТКГМ з урахуванням вербальних методів їх створення, створено експериментальні зразки САТКГМ, проведено експериментальні дослідження і теоретичне узагальнення отриманих результатів, сформульовано висновки і практичні рекомендації щодо покращення ефективності роботи САТКГМ.

Особистий внесок дисертанта в колективних публікаціях полягає в такому: розробив методологічний підхід оцінки динамічних навантажень, розробка методів теоретичних і експериментальних досліджень, проведення натурних випробовувань, аналіз результатів та висновки [1, 2, 45-49, 55]; сформував концепцію, розробка методів теоретичних і експериментальних досліджень, проведення натурних випробовувань, аналіз, інтерпретація результатів та висновки [16, 19, 22, 25, 40, 42, 44]; автору належать постановка задачі, аналіз результатів та висновки [4-6, 11, 26, 28, 41, 43, 52-54, 56]; постановка мети дослідження, основні підходи до оцінки вібронавантажності та висновки [3]; постановка задачі, розробка методики експериментального визначення характеристик автомобіля і висновки [8]; постановка задачі, формування графів і структури зв'язків [9, 10, 35-39]; постановка задачі, аналіз, інтерпретація результатів та висновки [12, 13, 15, 29-31]; постановка мети і задачі, основні принципи формування середовища, аналіз та інтерпретація результатів, висновки

[17]; постановка мети і задачі, ідея і реалізація механізму почленної диз'юнкції, аналіз та інтерпретація результатів, висновки [21, 23, 51]; у колективній монографії [33] автору належать розділи 3, 4, 5; у монографії [34] – розділи 3, 5, 6, підрозділи 2.2, 2.3, 2.8, 4.1, 4.5, 4.6. В патентах на корисну модель – ідея пристрою [57] і розробка конструкцію пристрою [58].

Апробація результатів дисертації. Основні результати роботи доповідалися та одержали позитивну оцінку на наступних конференціях: 8-му, 9-му та 10-му Міжнародних симпозіумах українських інженерів – механіків у Львові, (Львів, НУ «Львівська політехніка», 23-25 травня 2007 р., 20-22 травня 2009 р., 25-27 травня 2011 р., очна форма участі); Першої Всеукраїнської науково-практичної конференції (Львів, ЛІСВ, 4-5 березня 2008 р., очна форма участі); 1-й Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», (Житомир, ЖДТУ, 22-24 жовтня 2018 р., очна форма участі); I-шій Міжнародній науково-практичній конференції «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій», (Львів, НУ «ЛП», 21-23 жовтня 2010, очна форма участі); X, XI і XIII Міжнародних науково-технічних конференціях «Вібрації в техніці і технологіях», (Полтава, Полтавський НТУ ім. Ю.Кондратюка, 23-25 квітня 2012 р., Дніпропетровськ, ДВНЗ «НГУ», 21-25 вересня 2015 р., Полтава, ПДАА, 20-21 жовтня 2016 р., очна форма участі); 53rd 54th і 55th International Scientific Conferences, (Latvia, Riga Technical University, October 14 2012, Latvia, Riga Technical University, October 11 2013, Latvia, Riga Technical University, September 7 2014, заочна форма участі); XV-й международной научно-технической конференции "Автомобильный транспорт: проблемы и перспективы", (Севастополь: СНТУ, 10-17 вересня 2012 р., заочна форма участі); XIII Міжнародній НК «Сучасні проблеми землеробської механіки», (Вінниця, ВНАУ, 17-19 жовтня 2012 р., очна форма участі); Міжнародних НТК «Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей», (Луцьк, ЛНТУ, 30 травня-3 червня 2012 р., 29 травня-1 червня 2014 р., 25-29 травня 2016 р., 29 квітня-01 травня 2018 р., очна форма участі, 26-29 травня 2020, заочна форма участі); III-й Всеукраїнській науково-практичній конференції

«Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні», (Львів, НУ «ЛП», 22-23 лютого 2018 р., очна форма участі); International scientific and technical conference «Systems and means of motor transport», (Rzeszow: Politechnika Rzeszowska. 18-21 wrzesnia 2019, очна форма участі), VI-й Міжнародній науково – практичній конференції "Сучасні технології промислового комплексу-2020", (Херсон: ХНТУ 8-12 вересня 2020 р., заочна форма участі).

Результати наукових досліджень дисертаційної роботи доповідалися:

-на розширеному семінарі кафедри автомобілебудування НУ “Львівська політехніка”;

-на кафедрі експлуатації автомобільної техніки Академії Сухопутних військ ім.гетьмана П.Сагайдачного;

-на кафедрі основ технології Дрогобицького державного педагогічного університету ім. І.Франка;

-на розширеному засіданні кафедри прикладної гідроаеромеханіки і мехатроніки НТУ України «КП»;

-на розширеному семінарі кафедри автомобілів Харківського національного автомобільно-дорожнього університету.

Публікації. Основні результати дисертаційної роботи опубліковані в 58 наукових працях, у тому числі: 3 монографії, 31 публікація у наукових фахових виданнях України, що входять до переліку МОН України; 5 публікацій в закордонних виданнях, 12 тез у збірниках доповідей наукових конференцій, отримано 2 патенти. Також 5 публікацій додатково відображають наукові результати дисертації.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, семи розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Повний обсяг роботи складає 444 сторінок, у тому числі основного тексту 293 сторінки і 3 сторінок, площа яких повністю зайнята рисунками та таблицями. Робота ілюстрована 92 рисунками, наведено 24 таблиці. Список використаних літературних джерел складається із 338 найменувань на 39 сторінках.

РОЗДІЛ 1 СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ ШАСІ САТКГМ

1.1. Дослідження проблем формування шасі САТКГМ

Ефективне АТЗ не можливе без широкого застосування спеціалізованих і спеціальних автомобілів, причепів і напівпричепів, формування структури парку рухомого складу з урахуванням технологічних процесів, в яких задіяні автомобілі. Один з головних напрямів науково-технічного прогресу на вантажному автомобільному транспорті – широка спеціалізація СТКМ з урахуванням вимог будівництва, промисловості, торгівлі, побутового обслуговування, охорони здоров'я і інших галузей народного господарства.

Під ефективністю використання СТКМ мається на увазі можливість виконання необхідного об'єму перевезень або забезпечення елементів технологічного процесу, в якому задіяні автомобілі, в конкретні терміни при мінімальних витратах.

Для забезпечення ефективного використання СТКМ ряд дослідників розглядають граничні умови функціонування технологічного обладнання різного призначення.

Так для забезпечення ефективності використання розроблена багатофункціональна дорожня машини для експлуатації в надзвичайних ситуаціях і труднопрохідних місцях. Нова машина призначена для будівництва тимчасових зимових доріг, майданчиків для малої авіації і розміщення різних складів [60].

При використанні спеціалізованих транспортних засобів в технологічних процесах важливі також умови експлуатації: кліматичні [61], дорожні [62] робочих процесів обладнання [62,63], конструкції транспортного засобу [63] і режимів руху [64-67].

Окремим напрямком досліджень є розробка принципів конструктивного синтезу та компоновання універсальних багатоцільових шасі САТКГМ [68-72].

Розроблено методику [73], яка дає змогу проводити вибір раціональної конструкції автомобіля багатоцільового призначення з підвищеним рівнем

балістичної захищеності за показниками ймовірності ураження, спорядженої маси та вартості. При цьому використовують групи ознак, при зміні яких відбувається перехід від однієї структури раціональної конструкції автомобіля до іншої:

- множина функціональних елементів. Кожен з елементів цієї множини виконує одну або декілька функцій із забезпечення роботи взаємопов'язаних з ним інших елементів або конструкції загалом;

- взаємне розташування елементів у просторі відносно один до одного, що визначає компоновальну схему конструкції;

- взаємозв'язок елементів. Ця група ознак визначає необхідні зв'язки, що забезпечують працездатність конструкції, та паразитні – ті, які необхідно зменшити до допустимого рівня, зазвичай шляхом вводу додаткових елементів;

- геометрична форма елемента;

- матеріал елемента. Вибір матеріалу дає змогу отримати різноманітні властивості як елемента, так і конструкції загалом.

Армійські АБП [74] повинні створюватись як модифікація у складі сімейств АБП із спеціальними вбудованими броньованими елементами. Компоновка АБП повинна забезпечувати можливість встановлення додаткових навісних броньованих елементів. АБП зазначеного типу повинні створюватись за модульним принципом.

У статтях [75,76] розглянуті підходи конструювання і дизайн-проектуювання технологічних систем електротранспорту на основі модульних елементів.

При проектуванні ТЗ, є пошук пов'язаного компоновального рішення по розміщенню рушія і джерел його живлення. Проблематика, як правило, полягає в знаходженні конструкторсько-технологічного компромісу, обумовленого необхідністю задоволення комплексу загальних і спеціальних проектних критеріїв (вимог) до ТЗ, що розробляється. При проектуванні слід враховувати спеціальні критерії такі як структурні компоновальні зв'язки «акумуляторні батареї-електричний двигун».

На основі базового варіанту уніфікованої машини технологічного

електротранспорту передбачалася можливість розробки лінійки вузькоспеціалізованих модифікацій для потреб комунального господарства, обладнаних спеціалізованим навісним електричним устаткуванням. На макрорівні проектування це визначило, з одного боку, необхідність формування структурної компоновальної зв'язки «акумуляторні батареї-двигун-електричне навісне устаткування», з іншого боку, один з базових проектних критеріїв для машини – наявність незалежного джерела електричної енергії, що забезпечує роботу як основного двигуна, так і навісного устаткування. Вказаний базовий проектний критерій припускає наявність певного багаторівневого набору локальних проектних вимог (критеріїв), який варіюється вибором того або іншого конструкторського рішення.

Довідник [77] знайомить споживачів автомобільного транспорту з підприємствами-виготівниками автомобільної техніки і номенклатурою випуску автомобілів, причепів і напівпричепів спеціального призначення для обслуговування нафтовидобувної галузі. Він дає можливість порівняти технічні характеристики і компоновальні рішення для різних типів САТКГМ.

Запропоновано комплекс методів проектування [78], які дозволяють формувати динамічні характеристики передачі проектованої машини під сукупність в експлуатації навантажень.

При проектуванні робочого обладнання торф'яних машин застосовується метод визначення навантаження на гусениці з врахуванням координат центру тиску [79]. Розглядається варіант врівноважування для випадку просторового розміщення зовнішніх сил.

У статті [80] розглядаються питання розробки концепції транспортно-технологічних машин із застосуванням методів багатокритерійної оптимізації при компонованні нових зразків техніки.

В ОКБ Мінського тракторного заводу розроблена методологія системного проектування складних багатofункціональних комплексів машин різного призначення [81]. Новизною є перехід від розробки окремих зразків техніки до

створення уніфікованих сімейств машин на базі багатоцільових шасі як гусеничних, так і колісних.

У [82] розглянутий метод синтезу нових технічних рішень і його застосування при формуванні комплексів робочого устаткування для безвідходного ремонту дорожніх покриттів. Представлені компоувальні варіації технічних рішень засобів механізації для технології безвідходного відновлення дорожніх покриттів.

В сукупності з іншими засобами комп'ютерного моделювання застосування методів і засобів топологічної оптимізації дозволяє враховувати роботу обладнання [83]: опис базових режимів навантаження конструкції; вибір оптимального варіанту рішення конструкції, працюючої при складних комбінаціях режимів навантажень; коректність інтерпретації отриманих результатів розрахункових досліджень топологічної оптимізації і можливість реалізації знайдених конструктивних рішень, наявними технологічними засобами.

Для параметричного синтезу мехатронних і навігаційних систем колісних та гусеничних машин спеціального призначення необхідно застосовувати інваріантні інтелектуальні модулі зі змінною структурою на основі теорії штучних нейронних мереж та генетичних алгоритмів з врахуванням синергетичного підходу і методів транспортної телематики, інтелектуального управління і еволюційного моделювання [84].

У книзі [85] розглянуті теоретичні положення і практичні аспекти автоматизованого проектування шасі одноковшових екскаваторів. Відображені різні ієрархічні рівні проектування робочого устаткування екскаваторів із застосуванням інформаційних технологій. Розглянуті методологічні підходи до проектування приводів, конструкцій і робочих процесів на основі синтезу математичних моделей фізично неоднорідних систем, структурно-компоувальних моделей машини і моделей ефективності в єдиному комп'ютерному середовищі.

Новий універсальний високоефективний метод математичного моделювання

технічних систем на макрорівні (структурно-матричний метод) дозволяє моделювати об'єкти різної фізичної природи: механічні, гідравлічні, теплові, електричні [86] і отримувати оптимальні проектно-конструкторські рішення на початковій стадії проектування [87].

Методика визначення динамічних навантажень рам вантажних автомобілів для екстремальних режимів завантаження та експлуатації наведена в [88].

В статтях [89,90] проведено узагальнений аналіз конструкцій ПА. Останнім часом намітилася тенденція створення спеціальних шасі для "міських" ПА, а також для концептуальних моделей ПА.

Компановка. Практично усі шасі середньою класу і більшість шасі важкого класу мають компоновання "кабіна над двигуном". В умовах постійно зростаючої щільності транспортного потоку, особливо в міських, традиційна капотна компоновка виявилася неконкурентоспроможною.

Усі шасі поставляються з різними розмірами колісної бази (на вибір споживача).

Двигун. Практично на усіх ПА нового покоління застосовують дизельні двигуни з безпосереднім впорскуванням палива унаслідок їх високої економності.

Питома потужність нових моделей перевищила межу 20 к.с./пк в тому числі на важких шасі. Менш потужні двигуни встановлюються на вимогу замовника на шасі, призначені для комунальних служб.

З'являються автомобілі, які самі виготовлювачі класифікують вже не як шасі, а як "транспортно-технологічний засіб", наприклад, "Мерседес-Бенц-Унімог-ІХ 100" з комбінованою дизель-електричною установкою і гідростатичною трансмісією. Її особливістю є дуже високі екологічні показники, такі важливі для машин, призначених для експлуатації в умовах міста або на закритих об'єктах (цехи, склади і т. п.).

Швидкісні властивості. Величина максимальної швидкості на усіх вантажних шасі досягла величини 110 км/год. Розгін до швидкості 65 км/год – 18с. Час проходження дистанції 0-100 м – не більше 12 с.

Трансмiсія. На більшості шасі передбачається встановлення трансмісій двох типів: механічної з 5-6-швидкісною коробкою передач або автоматичної. Частіше використовують шасі з автоматичною трансмісією.

Гальма. Обов'язковим елементом є наявність АБС (вимоги Правил ЕЭК ООН-V13). У стадії впровадження знаходиться система стабілізації руху, яка коригує помилки водія при управлінні автомобілем, включно гальмування, і є подальшим розвитком АБС.

Управління. Традиційним є управління передньою віссю шасі. Новинкою є повноповоротні шасі з керованою задньою віссю – покращена маневреність на вузьких вулицях, в транспорті потоці, заторах, місцях паркування. Застосовують два варіанти повноповоротних шасі: управління задньою віссю залежно від передньої так, що керовані кути рівні; повністю незалежне управління передніми і задніми колесами. Другий варіант є прийнятним для ПА.

Підвіска. На сучасних шасі використовують:

- механічну підвіску на параболічних ресорах змінної товщини;
- підвіску на пневмобалонах;
- комбіновану пневмомеханічну підвіску (пневмопідвіска заднього моста, параболічні ресори в передній підвісці);
- стабілізатори поперечної стійкості на обох мостах.

Надійність. Усі шасі мають сертифікат відповідності виробництва вимогам стандарту ІСО серії 9000 або 08-9000, що гарантують високий технічний рівень і якість складання виробу. Особливу увагу приділяють забезпеченню високої корозійної стійкості кабін і шасі: застосовують цинкове, катафорезне покриття, багат шарове фарбування і інші заходи.

Виробництво. Модель виробництва шасі з комплектуючих різних фірм, прийнята в США, почне застосовуватися і в Європі. Фірма ВМС (Туреччина) почала виробництво досить невибагливих вантажівок з комплектуючих, що закупувалися в Європі і США. Такі машини призначені для споживачів, що не мають достатніх засобів для придбання висококласних машин від відомих

виробників.

Вимоги до спеціальних шасі для ПА в основному сформульовані в НПБ 163-97 серед яких:

–забезпечення питомої потужності не нижче 15 к.с./т, при нормах двигуна токсичності не нижче Євро-11;

–постачання шасі з двох- (для бойового розрахунку 1+5) чи трирядною (1+8) кабіною салонного типу з системою забезпечення параметрів мікроклімату;

–постачання шасі виготівникам ПА з системою відбору потужності для приводу спецагрегатів;

–застосування "подвійної" рами з підресореним надрамником для установки пожежної надбудови;

–рівномірний розподіл повної маси по осях, наявність централізованої системи регулювання тиску в шинах (на повноприводних шасі).

В роботі [91] проведено аналіз між європейським підходом до конструювання пожежно-рятувальної техніки і американським. Так вся спеціальна техніка, окрім деяких аеродромних автомобілів, конструйована на основі серійних (а не особливих) автомобільних шасі.

В Північній Америці сповідують принцип «особливі задачі мають виконувати по особливому сконструйовані машини». В Європі вважають, що «будь-які переміщення будь-якого оснащення з будь-якою метою мають здійснювати машини, сконструйовані на звичному автомобільному шасі, що власне і є засобом переміщення».

Найефективнішим засобом створення різних машин є модулювання [92,93]. «Глибина» модульної уніфікації може бути різною залежно від прийнятих підходів конструювання [94-98]. Початок технології модулювання веде ще 1984 року [97, 98] стосовно вантажівок.

Одна з можливих концепцій створення типорозмірного ряду модульно-уніфікованих спеціальних колісних шасі для пожежно-рятувальних автомобілів викладена в [98]. Фірми США, що випускають машини для важких умов

експлуатації намагаються використовувати будь-де виготовлені вузол чи систему, аби тільки вони позитивно зарекомендували себе, витрачаючи зусилля і робочий час конструкторів на поєднання цих агрегатів в нову якісну систему – вантажний автомобіль чи трактор. Така діяльність відома як горизонтальне виробництво. Але фірма Eaton (американська), намагаючись увійти в європейську систему вертикального виробництва, запозичила собі метод виробництва, використовуваний в авіації, – метод залучення в машину вузлів тільки уже відомої конструкції. При цьому необхідно створити мінімальну кількість типів і типорозмірів машин з максимальним ступенем уніфікації.

Розвиток пожежно- та аварійно-рятувальної техніки повинен спиратись на так званий «типажний» світогляд.

В цілому автори пропонують використання принципів модульності для конкретних САТКГМ [99, 100]. При цьому задаються алгоритмом їх створення, який не є універсальним [101-105]. При створенні таких алгоритмів не враховуються всі чинники [106-108].

В роботах [109,110] представлено методики проведення експертного дослідження для встановлення раціонального складу комплексу устаткування універсальної комунальної машини. За результатами евристичного дослідження встановлений раціональний склад комплексу устаткування універсальної комунальної машини з 16 типів. Також розроблена методика вибору раціональних тягово-швидкісних режимів роботи багатофункціональної комунальної машини з комплектом змінного робочого устаткування, яка дозволить здійснювати раціональний вибір спеціального шасі і устаткування.

В статті [111] описано створення сімейства модульних мобільних і броньованих транспортних засобів на об'єднаному шасі. Наведено приклади Американської системи класифікації модульної сухопутної техніки, прийнятої в США, також як і результати аналізу переваг і недоліків модульних транспортних і бойових засобів.

В основі концепції побудови модельного ряду ЛБА лежать принципи

модульності і уніфікації конструкції [112]. При розробці ЛБ особлива увага приділена створенню універсального транспортного шасі, що має не лише високі експлуатаційні характеристики, але і високу уніфікацію різних типів ДВЗ, конструкцій трансмісії і підвіски.

При створенні типорядів дослідники беруть за основу різні параметри [113-115], а уніфікацію проводять не завжди виконавши типізацію в повному обсязі [116,117], що в деяких випадках порушує принцип конструктивної спадкоємності [118-121].

Практичні засади формування колісних схем та масо-габаритних характеристик сімейств 2-, 3-, та 4-вісних спеціальних шасі для будівельної, комунальної та інших сфер мають важливе значення при дослідженні САТКГМ.

Дослідженням питань формування шасі спеціальних автомобілів та технологічних колісних машин присвячені роботи Антишева Н.М., Баловнева В.И., Бебія Ф.С., Бурьянова А.І., Висоцького М. С. (Білорусія), Горбая О.З., Горелова В.А., Гребеника О.М, Дзоценидзе Т.Д., Дуня С.В., Єгорова С.Я., Загаріна Д.А., Кайдалова Р.О., Кіма Е.Т., Кириченка І.Г., Клименка В.І., Козловської М.А., Коробкіна В. А., Крайника Л.В., Лагерєва А.В. (Брянск), Макарова В.А., Монастирського Ю.А., Щербака О. В., Щербакова В.С. Шевцова В.Г., Рогачева А. Ф., Самойлова Я.В., Самородова В.Б., Соколова Д. А. (Нижній Новгород), Тарасова В.Н. (Білорусія), Яковенка Ю.Ф. (Москва); Dimaitis M., Gnas M. (ФРН), Kuh. H., Morrall J.F. (Канада), Ranganathan R., Rakheja S., Richard M.J., Pal'cer U., Jurenas V., Harwood D.W. (США), Schwabe J.-H., Singh G. B, Tomizuka M, Wolf J., Ziarani M.M.

В статті [121] комплексно обґрунтована можливість підвищення маневреності автосамоскидів з електромеханічною трансмісією при роботі в стиснених умовах сучасних глибоких кар'єрів завдяки відповідній компоновці комбінованої схеми управління поворотом, що дозволяє підвищити їх ефективність використання.

У роботі [122] наводиться опис розробленої конструкції гідрооб'ємно-

механічної трансмісії, обґрунтування компоновки і аналіз характеристик трактора з безступінчастою трансмісією, конструктивні параметри якої визначені на основі системного поетапного підходу до автоматизованого аналізу, синтезу і проектування гід्रोоб'ємномеханічних трансмісій.

При формуванні перспективного типу середньотоннажних військових автомобілів для ЗСУ [123] необхідно закласти технічні параметри конструкції, що дозволить реалізувати техніко-експлуатаційні характеристики у порівнянні до існуючих: збільшення дорожнього просвіту на 22-33%; збільшення питомої потужності на 40-70%; зменшення матеріаломісткості на 16-20%, що впливає на прохідність по бездоріжжю і ґрунтових дорогах з точки зору зменшення навантажень на опорну поверхню.

При проектувальних розрахунках колісних і гусеничних транспортних засобів спеціального призначення з різними типами трансмісій – механічною і гідромеханічною на стадії проектування слід враховувати їх особливі експлуатаційні властивості [124-128].

Наведена методика компоновання з раціональним вибором типу гусеничної машини, систем управління маневреністю, забезпечення загальної потужності, вантажопідйомності, максимальної швидкості руху [129], для типу колісної машини [130] з раціональним вибором геометричних параметрів машини з роторно-гвинтовим рушієм [131].

В [132] наведена методика оптимізації параметрів віброзахисту вантажних ТЗ, що відрізняється можливістю мінімізувати вібраційні навантаження несівних елементів на стадії проектування з урахуванням конструктивних параметрів при компонованні шасі. Для дорожніх вантажних автомобілів з компонованням «кабіна над двигуном» з метою досягнення задовільної керованості рекомендоване співвідношення довжини платформи і колісної бази повинне знаходитися в межах:

$$1,3 \leq L_{\text{пл}}/L_i \leq 1,5$$

Процес функціонування САТКГМ з технологічним обладнанням не є характерним для КТЗ. Тому актуальними є дослідження з оцінкою граничних

динамічних навантажень на шасі САТКГМ.

Пропонується методологія прогнозування динамічної складової критичних навантажень в надбудові реального військового ТЗ [133]. Спершу надбудова ТЗ моделюється методом кінцевих елементів. Моделювання виконується в реальних робочих режимах і при цьому визначаються прискорення в заданих точках з'єднання надбудови з шасі. На основі вібропришвидшень визначаються точки з критичними значеннями. Далі в критичних точках надбудови проводиться новий набір вимірів для того, щоб експериментально перевірити рівні навантажень. Порівняння числових і експериментальних даних показує, що застосований метод дуже надійний.

Запропонована методика оцінки рівня енерговитрат в шасі, що дозволяє дати узагальнену оцінку ефективності роботи шасі на основі об'єднання показників ефективності роботи складових його систем на різних характерних режимах [134,135].

Розглядаються різні методики компонування і навісної конструкції (рами, цистерни) з умов динаміки навантажень на осі, вертикальних (для нетекучих вантажів) чи горизонтальних (динаміка рідин) навантажень і вібрацій, синтезу і розрахунку на міцність методом скінченних елементів відповідних несучих конструкцій.

Для забезпечення надійності роботи автоцистерн слід враховувати явище гідроудару [136-139]. Для моделювання коливань рідини в резервуарі автоцистерни використовувався механічний аналог рідини, параметри якого обчислюються з урахуванням можливої появи гідроудару для дослідження перехідних режимів руху ТЗ [140]. Теоретичні основи спрощеного розрахунку гідравлічного удару в цистерні представлені в роботі [141]. Автори вважають, що тиску гідроудару відповідає квазістатичний стан рідини, який можна описати диференціальним рівнянням рівноваги рідини у випадку її переносного руху. В [142] розглянуто процес поширення хвиль гідроудару для повністю завантаженої цистерни з використанням одновимірної моделі потоку і отримано закон зміни

тиску рідини в цистерні, який залежить від закону зміни швидкості ТЗ.

На даний час для автомобільних цистерн характерні наступні тенденції [143-148]: зниження власної маси (застосування легких сплавів, пластмас і несучих конструкцій причіпного складу), збільшення місткості, вдосконалення конструкції, а також підвищення продуктивності обладнання для наповнення та розвантаження цистерн.

У статті [149] на прикладі тракторного причепа розглядається методика чисельного розрахунку стану рамних конструкцій автотракторних причепів категорії О₃. На основі порівняльного аналізу, показано, що запропонована методика розрахунку напружено-деформованого стану рами дає хороше узгодження з експериментальними даними (максимальні значення напруження в межах 11%) і її можна використати при обґрунтуванні міцнісних параметрів автотракторних причепів категорії О₃.

Широкий спектр робіт [150-153] пов'язаний з дослідженнями напруженого стану елементів рамної конструкції площинної так і просторової форми, а також з різними тріщиноподібними пошкодженнями, локалізованими в одному місці.

Наведено результати наукових досліджень в області оцінки напружено-деформованого стану несівних систем та елементів конструкції з сучасних матеріалів в спортивних автомобілях [154]. На основі методів розрахунку основних параметрів і експериментальних даних отримані результати напружено-деформованого стану несівних систем ТЗ з урахуванням геометричних, вагових, швидкісних параметрів та застосування сучасних матеріалів. Теоретично та експериментально досліджено шляхи створення несучої системи спортивного автомобіля.

Авторами запропоновані уточнені звичайно-елементні моделі великогабаритних рам і нові математичні моделі на основі чисельно-аналітичного методу кінцевих елементів [155]. Виконані комп'ютерні і натурні дослідження підтверджують адекватність цих моделей, що дозволило розробити методику оцінки залишкового ресурсу несівних рам. Виконано моделювання і розрахунок

рами напівпричепа-платформи, призначеного для перевезення контейнерів по території порту. Конструкція була розрахована методом кінцевих елементів в ANSYS і чисельно-аналітичним методом граничних елементів у MATLAB. Потім на території контейнерного майданчика торгового порту (м. Іллічівськ) проведений натурний експеримент, в ході якого досліджувалися три найбільш навантажених вузла, виявлених в результаті чисельних розрахунків. Такими виявилися стінка поперечки в місці примикання до лонжерона; нижня полиця лонжерона, де виникає максимальна напруга; стінка лонжерона в місці кріплення задньої підвіски.

Проектування ТЗ містить певну сукупність етапів, серед яких компоувальне проектування здійснюється на одній з ранніх стадій [156]. На основі розробленої компоувальної схеми ведеться подальша робота дизайнерів, конструкторів і ергономістів. Конструктивні і компоувальні рішення ТЗ мають за мету просторове розташування вузлів, пасажирів і залежать від встановленого типу силового агрегату. В результаті з'являється широкий вибір комбінацій розташування агрегатів і пасажирів в просторі кузова, які можуть відрізнитися від загальноприйнятих конструкцій ТЗ.

Наведена методологія формування загального вигляду колісних ТЗ особливо великої вантажопідйомності [157]. Початковими даними на етапі проектування шасі є результати аналізу: умови використання, вимоги до експлуатаційних і споживчих властивостей, вибір технічного критерію і методів її оцінки, конструктивних рішень можливих прототипів.

Основні принципи загального компоування полягають у визначенні раціонального взаємного розміщення, типу, схеми і значення основних вузлів і агрегатів ТЗ, його кабіни і платформи, що забезпечують виконання ТЗ його функціонального призначення з найбільшою ефективністю в заданих умовах експлуатації і технологічність у виробництві. Завдання загального компоування ТЗ як одного з етапів процесу його створення із забезпеченням необхідних експлуатаційних властивостей полягає у визначенні основних його розмірів і

найбільш вигідного взаємного розташування агрегатів і вузлів. Завдання це в загальному випадку багатокритеріальне.

Розроблено методи моделювання і розрахунку несівних систем і їх елементів у рамках системного підходу, математичні моделі різного рівня структуризації, метод нелінійного багатопараметричного синтезу несівних систем КТЗ і їх елементів [158].

Для дволанкових САТКГМ (сідлового і причепного типу) важливою є динаміка руху з врахуванням з'єднання/забудови технологічного обладнання на колісних шасі.

Розроблені методи забезпечення працездатності автомобільних поїздів з урахуванням конструктивних особливостей кожної одиниці рухомого складу [159].

Комплексно розглядаються питання вибору основних параметрів, віртуальних випробувань, дизайну, розробки типажу, методичних основ побудови систем автоматичного управління роботою вузлів і агрегатів багатоланкової магістральної ТЗ [160]. Представлені як теоретичні дослідження з використанням пакетів програм MSC.ADAMS, ANSYS, LS-DYNA, Matlab, так і результати натурних полігонних випробувань багатоланкового автопоїзда.

Характер динамічної взаємодії ланок автопоїзда істотно залежить від характеристики пружного елемента і пружної характеристики зчіпного пристрою [161,162]. На пружну характеристику зчіпного пристрою впливає разом з характеристикою пружного елемента характер монтажу (наявність попереднього підтискання і його величина) і наявність проміжків. Доведено, що тягач з пружним пристроєм в зчепленні теоретично здатний зрушити причіпну ланку в два рази більше по масі в порівнянні з тягачем, що має жорсткий зчіпний пристрій. Виявлено також, що пружний зв'язок в порівнянні з жорстким зчепленням може забезпечити рушення автопоїзда з місця при меншому коефіцієнті зчеплення коліс з опорною поверхнею.

Стаття [163] присв'ячена розробці методу побудови математичних моделей

для механічних систем, в яких ланки системи можуть з'єднуватися кінематичними парами, утворюючи деяку ланцюгову структуру. При цьому передбачається, що процес формування кінематичної пари відбувається або шляхом «занулення» координати відносного руху, або збільшенням до нескінченно великої величини жорсткості сполучного пружного елемента. По суті, дане завдання зводиться до вивчення особливостей з'єднання двох автономних механічних коливальних структур при змінах параметрів і форм їх зчленування.

В монографії [164] пропонується методологічна основа вирішення теоретичних і прикладних питань на основі структурних методів аналізу і динамічного синтезу віброзахисних систем, зокрема і для шасі ТЗ. Значна увага приділяється особливостям побудови математичних моделей механічних коливальних систем. Показані можливості методу побудови математичних моделей на основі введення зчленувань твердих ланок.

В монографіях [165, 166] представлено компоувальні рішення в процесі модернізації і розробки нових зразків шасі армійських автомобілів, бронетранспортерів і гусеничних машин спеціального призначення.

В роботах [167,168] на основі аналізу існуючих танкових трансмісій синтезовано бортові планетарні коробки передач з новою компоновкою і характеристиками для основних танків, що частково усувають недоліки серійної коробки передач та поліпшують динаміку розгону.

Підіймально-транспортне технологічне обладнання на шасі (колісних автомобільних кранів і маніпуляторів, гусеничних САТКГМ) впливає на компоновку і, відповідно, на міцність елементів САТКГМ.

У роботі [169] проведено аналіз причин виникнення численних експлуатаційних руйнувань; розроблено комплекс віртуальних комп'ютерних випробувань, що дозволяють ефективно контролювати міцність і довговічність рам вантажних автомобілів і їх окремих елементів на усіх етапах проектування.

Розглянуті напрями розвитку кранів-маніпуляторів, призначених для використання на вантажних автомобілях [170-172]. Одним з основних напрямків

подальшого розвитку кранів-маніпуляторів є вдосконалення конструкції, що з відповідними компонувальними рішеннями підвищить ефективність їх використання. Для розширення функціональності гідроманіпуляторів використовують різне допоміжне устаткування: ротатори, вилкові підхоплювачі, ковші, захоплювачі і грейфери, що розробляються для кожного виду вантажів з урахуванням їх специфіки. Спостерігається тенденція збільшення максимальної і мінімальної вантажності кранів-маніпуляторів, підвищення вильоту стріли для збільшення висоти підйому вантажу і радіусу дії вантажопідйомного крану.

Широке коло питань, пов'язаних з різними аспектами проблеми моделювання робочих процесів, проектування типових елементів і підвищення ефективності експлуатації гідравлічних приводів сучасних маніпуляційних систем мобільних транспортно-технологічних машин і комплексів розглянуто у [173]. Розглянуті підходи ймовірностночасового прогнозування показників гідроприводів.

В [174] сформована концепція роботи МТТМ як інтегрованої системи, функціонування якої відбувається в комплексній взаємодії з іншими значущими підсистемами п'ятикомпонентної системи «Виконавчий орган-МС-МТТМ-опорна основа-довкілля» і наявністю розвиненої сукупності зворотних зв'язків між підсистемами.

Класифікація комунальної техніки, що випускається в РФ, а також ряд додаткового устаткування для здійснення прибиральних робіт представлена у статті [175]. Найбільш раціональними є багатофункціональний МТЗ-82.1. Зарубіжні фірми випускають малогабаритну універсальну техніку на спеціально розробленому шасі.

1.2. Огляд конструкцій спеціальних автомобілів і технологічних машин

1.2.1. Дорожньо-будівельна техніка

Будівельно-дорожня техніка ідентифікуються по широкому набору показників для ряду характеристик, що дозволяє віднести ці машини до одного з існуючих сімейств, тобто групи машин, призначених для однорідних операцій. Це

дозволяє провести індивідуальну ідентифікацію машин згідно міжнародних стандартів. Так, наприклад при визначенні конфігурації машини, згідно ІСО 6016 з метою недопущення перевищення меж маси машина ідентифікується згідно експлуатаційної маси.

Як тягові засоби для дорожно-будівельних машин широко використовуються гусеничні і колісні трактори, колісні тягачі (двовісні і одновісні) і шасі вантажних автомобілів.

Трактори застосовують як загального призначення, так і промислові [176-179].

Колісні тягачі і спеціальні уніфіковані шасі дорожно-будівельних машин – порівняно нові об'єкти машинобудування.

Колісні тягачі розділяються на двовісні, одновісні і спеціальні. Двовісні тягачі призначені для бульдозерів, будівельних навантажувачів, снігоочисників і іншого навісного устаткування. Одновісні тягачі використовуються для скреперів, стругів, землевозів, грейдер-елеваторів, катків і інших напівпричіпних землерийно-транспортних машин. Спеціальні тягачі або агрегатні дво- і тривісні шасі збираються з вузлів, уніфікованих з одновісними і двовісними тягачами, для компонування різних самохідних колісних будівельних і дорожніх машин, якщо для них не можуть бути використані двовісні тягачі. До таких машин відносяться автогрейдери, ґрунтозмішувачі, машини трамбовок.

Автомобільні шасі широко застосовують для монтажу на них різного дорожно-будівельного і допоміжного устаткування: кранів, екскаваторів, бетономішалок, автогудронаторів, цементовозів, бензовозів, поливально-мийних і підмітально-прибиральних машин, ремонтерів, похідних майстерень, компресорів, електростанцій, трейлерів та ін.

Для транспортування, вивантаження та розподілу матеріалу з завантаженням зовнішніми засобами служать самоскиди, які бувають з жорсткою (rigid-frame dumper, рис. 1.1, а) і шарнірно-зчленованою (articulated-frame dumper, рис. 1.1, б) рамою. На останніх 6-ти позиціях позначені моделі самоскидів з

рамою з максимальною повною масою від 46,7 до 74,4т, на яких встановлюються двигуни потужністю від 200 до 380кВт, місткість їх кузова не велика, не перевищує 25 м³. Найбільш потужна модель 797F, яка здатна перевозити понад 350 т вантажу у 240-265 м³ кузові обладнується 2950 кВт двигуном жорсткою рамою. Найбільшій максимальній швидкості 79,8 км/год досягає модель 772G, яка здатна перевозити 46800 кг вантажу у 31,2 м³ кузові.



Рисунок 1.1 – Дорожньо-будівельна техніка компанії CAT: а) самоскид з жорсткою рамою моделі 772, б) самоскид з шарнірно-зчленованою рамою моделі 725C2, в) скрепер CAT 627H, г) автогрейдер CAT 14M, стабілізатори ґрунту моделі RM300- д) і моделі RM500B - е)

Характер ґрунту впливає на стійкість машини. Існують особливі види небезпек для колісних землевозів, працюючих на м'якому ґрунті, коли навантаження, наприклад мокра глина або заморожений матеріал прилипають до кузова. На деяких моделях проводиться обігрів кузова теплом вихлопних газів, а опорний пристрій має відповідати вимогам ISO 13333. Важливим є врахування впливу перекидаючого моменту при навантаженні землевоза, бо центр ваги його постійно змінюється. Для забезпечення обов'язкових національних і регіональних умов – по ISO/TC 20474-14 при роботі на ухилі або в умовах обледеніння або ковзання слід застосовувати поздовжній блокуючий диференціал, та першочергово на схилах використовувати гальмо-сповільнювач, а потім задіювати робочі гальма. Ця техніка повинна обладнуватися пристроями захисту від

перекидання (ROPS) та пристроями захисту від падаючих предметів (FOPS). За винятком міні-землевозів і гусеничних землевозів вони повинні мати гальмо-сповільнювач відповідно до ІСО 10268 [25].

1.2.2. Різновиди підйимально-транспортних колісних машин

Для завантаження, розвантаження та переміщення різноманітних вантажів широко застосовуються стаціонарні та нестаціонарні різноманітні вантажопідйимальні і транспортні машини та механізми. Саме автомобільні крани, завдяки маневреності і великій транспортній швидкості знайшли широке застосування при виконанні різних вантажно-розвантажувальних і будівельно-монтажних робіт. Їх основною перевагою є висока мобільність, що дає можливість оперативно переміщуватися на віддалені один від одного об'єкти. До 80-х у СРСР збиралися автомобільні крани на шасі серійних вантажних автомобілів з установкою передніх і задніх виносних опор для забезпечення стійкості при роботі крана з вантажем і підвищення вантажопідйомності.

Шасі автокрана можна розділити на два основних типи. Першим типом є шасі вищезгаданих класичних вантажівок, на яких розташовується несуча рама крана і виконуються як шосейного варіанту, так і підвищеної прохідності. Під час роботи самого автокрана рама вантажівки не несе ніякого навантаження. Вся маса автокрана лягає на основу крана і гідравлічні опори, що виставляються перед роботою. При роботі на виносних опорах вантажопідйомність на 80% вище, ніж без опор.

Автомобільні крани бувають з одномоторним приводом, де всі механізми приводяться в дію від основного двигуна внутрішнього згорання, або з багатомоторним приводом, у якому кожен механізм приводиться в дію своїм індивідуальним двигуном. Розрізняють наступні типи приводу:

- механічний привід, який включає силову установку базового шасі, коробку відбору потужності, коробку швидкостей, розподільну коробку та силові канатні барабани;

- електричний складається з силової установки базового шасі, коробки відбору потужності та генератора, що живить електричним струмом електродвигуни механізмів крана;

- гідравлічний має силову установку шасі, з'єднану з коробкою відбору потужності, гідронасосами і гідроциліндра і є найбільш компактним, дозволяє в широких межах здійснювати безступінчасте регулювання швидкостей, однак має низький ККД.

Швидкості робочих рухів регулюються за рахунок зміни частоти обертання валу силової установки і коробки передач. В окремих випадках допускається пересування кранів з вантажем обмеженої маси на гаку. Швидкість пересування при цьому - не більше 5 км/год, висота підйому не більше 0,5 м, а стріла при цьому повинна бути розташована у секторі задніх коліс і спрямована вздовж поздовжньої осі шасі. У такому транспортному режимі управління краном здійснюється - з кабіни автомобіля, а не з кабіни кранівника. Стаціонарна кабіна управління автокраном розташовується у межах габариту як по ширині, так і по висоті і, як правило, забезпечена захисною решіткою для захисту від падіння на неї предметів, зсувними дверима для зручності їх відкривання, панорамним шклом для максимального огляду кранівника. Нефіксовані кабіни бувають двох типів, які можуть поєднуватися одна з одною. Щоб поліпшити сектор огляду кранівника вгору перший тип такої кабіни має гідравлічний механізм підйому для зміни кута нахилу. Другий тип є вимушеним заходом для того, щоб кабіну можна було розмістити у габариті при їздовому режимі. Ця кабіна іноді зветься "поворотною". При переході з робочого у їздовий режим за допомогою гідравліки кабіна повертається на 180⁰ і розміщується позаду противаги.

Другим типом кранового шасі є спеціально сконструйовані під конкретний автокран. Це популярно за кордоном на середньо-, та великотоннажних кранах. Такі шасі, як правило, робляться підвищеної прохідності, але їх недоліком часто є те, що вони є негабаритними. Найбільш популярними виробниками серед великотоннажних кранів є японські КАТО і Komatsu, німецькі Grove і Krupp,

китайські Zoomlion, XCMG, швейцарський Liebherr, американський Terex. У таблиці 1.1 наведено моделі відомих кранобудівників, які випускають продукцію з довжиною стріли до 200 м та вантажопідйомністю до 1200 т, а 9-вісне шасі Terex-Demag AC 700 вантажопідйомність до 700т з телескопічною стрілою довжиною 60 м зображено на рис. 1.2, а.

Таблиця 1.1 – Багатовісні шасі і основні характеристики автокранів на них

Виробник	Модель	Шасі	Тип стріли	Довжина стріли, м	Вантажопідйомність, т
Liebherr	LTM 11200	9-вісне	телескопічна	100	1200
Liebherr	LG 1750	8-вісне	мачтова	200	750
Liebherr	LTM 1500	8-вісне	телескопічна	91	500
Gottwald	AMK 1000	10-вісне	телескопічн.	93 (+51)	1000
Gottwald	AK 850/1100	10-вісне	мачтова	183	1100
Terex-Demag	AC 700	9-вісне	телескопічна	60	700
Terex-Demag	AC 1000	9-вісне	телескопічна/ мачтова	100 м/163	1200

Телескопічні стріли використовуються і у одного з видів спеціальних шасі для екскаваторів. На рис.1.2,б зображено екскаватор-планувальник UDS-114, змонтований на шасі автомобіля КрАЗ-65053, КрАЗ-6322.

Він призначений для розробки немерзлих ґрунтів I-IV категорій і попереднього розпушування скальних порід та мерзлих ґрунтів і використовується для різноманітних видів земляних робіт в умовах будівництва, зачистки і планування відкосів та насипів при відношенні висоти до залягання <1:2, земляних роботах у важкодоступних місцях з обмеженням по висоті, ритті котлованів, траншей, каналів, плануванні автомобільних трас, ремонтних роботах на трасах водопроводів, нафтопроводів та газопроводів і т.д. Основним ковшем об'ємом 0,63 м³ можна розпушувати і піднімати ґрунт 2, 3 і 4 класу, а за допомогою додаткового обладнання працювати також з ґрунтами 5 класу.



Рисунок 1.2 – Різновиди підйимально-транспортних колісних машин:
 а) автомобільний кран вантажопідйомністю до 700т на 9-вісному шасі;
 б) екскаватор-планувальник, змонтований на шасі автомобіля КраЗ;
 в) телескопічна вишка з радіусом дії 80 м; г) п'ятисекційний автобетононасос;
 д) лісовоз з гідроманіпуляторами на шасі автомобіля КраЗ; е) автомобільний евакуатор для особливо важких евакуаційних робіт

При максимальному зусиллі копання у 85 кН він дозволяє працювати з об'ємною вагою до 1800 кг/ м³. Екскаватор має можливість обробки поверхонь з максимальним кутом нахилу плеча 90⁰. При швидкості обертання поворотної головки 20 об/хв і швидкості обертання робочої платформи 3 об/хв з продуктивністю до 108 м³/год при висоті копання 7,7 м, глибині 6,6 м може виконувати роботи на радіусі копання 10,5 м автоекскаватор з шасі TATRA-815-2. На шасі КраЗ радіус копання збільшено до 13 м, а глибина копання 9,2 м. Час підйому/опускання стріли 6,7с. Керування робочими процесами гідравлічне, комбіноване з електрогідравлічним. Всі робочі операції екскаватора виконуються за допомогою джойстиків з кабіни оператора, які розміщені на підлокотниках крісла оператора, що значно полегшує працю оператора і підвищує

точність виконання робочих операцій. Висування опор є можливим з кабіни оператора. Додатковим начіпним обладнанням є: гідравлічний молот; захват для каміння масою до 1250 кг; гідравлічна косилка; лопата для завантаження овочів; ковш для розтину дорожнього полотна; ковш з розпушувачем; грейфер; подовжувачі стріли; профільний ковш для водовідвідних каналів; відвал; фреза; розпушувач; дренажні лопати; ковш без зубів; ківш планувальний; ущільнювальний коток; вібраційна платформа; гідравлічні вили. Також поставляються приставки для роботи різного обладнання з гідравлічним приводом: утримувач для бурильного обладнання, гідравлічні ножиці, тощо.

Серед особливостей "телескопів" можна відзначити наступне: здатність різати ґрунт по прямій лінії, витягуванням стріли; можливість зрізання і зачистки похилих поверхонь, використовуючи ротацію ковша; зменшені габарити робочого обладнання по висоті; пристосованість для роботи в закритих приміщеннях, важкодоступних і обмежених по висоті місцях (наприклад, під мостами, деревами і трубопроводами); можливість виробляти зачистку і планування ґрунту одним простим рухом, чому їх часто називають планувальниками.

Порівняно з європейським і ринком США екскаватори на автомобільному шасі популярніші ще й через бюрократизованість ринку перевезень важкої і великогабаритної землерийної техніки з одного об'єкта на інший. Автоекскаваторам для проїзду по дорогах загального користування не потрібно ніяких додаткових дозволів чи узгоджень з державними органами.

Телескопічні стріли використовуються і у іншого виду спеціальних шасі для автовішок.

Основним виконавчим елементом автомобіля-вишки є обладнаний робочою площадкою, так званою „люлькою”, колінчастий, телескопічний або комбінований підйомник з поворотною стрілою. Такий автомобіль, оснащений пристроєм для підйому і переміщення робітників з інструментом і матеріалами використовується при монтажі та обслуговуванні ліній електропередач, ліній зв'язку, контактних мереж, обслуговуванні засобів зовнішньої реклами, догляді за міськими зеленими

насадженнями, ремонті та обслуговування будівель, споруд, мостів (рис. 1.2, в) і т. п. У них при вантажопідйомності у 200-300 кг висота підйому стріли становить від 12 до 55 м при бічному вильоті у 8-20 м. Керування підйомником здійснюється з робочого майданчика і з кабіни автомобіля. Для підвищення стійкості під час виконання робіт такі автомобілі зазвичай оснащуються аутригерами.

Для роботи на висоті до 8 м при лише вертикальному підйомі використовуються ножицеподібні підйомники. Колінчастий тип підйомника застосовується і у бетоноводі-стрілі автобетононасосу (рис. 1.2,г). Принцип роботи цього агрегату полягає в наступному: з міксера в бункер автобетононасосу надходить свіжоприготовлена бетонна суміш, яка по бетоноводу-стрілі буде перекачуватися в потрібне місце. Довжина, утвореної поворотними секціями стріли може доходити до декількох десятків метрів. Автобетононасоси використовують й при іншому способі подачі бетону за допомогою - так званого магістрального трубопроводу, який збирають зі спеціальних металевих труб безпосередньо на об'єкті. Труби можна наростити на довжину, яка перевищує виліт стріли. На кінці трубопроводу знаходиться гумовий рукав, який часто називають хоботом. Він дозволяє маневрувати в процесі бетонування. Магістральний трубопровід використовують для подачі бетону на фундаменти, в підвали будинків, там, де використовувати стрілу неможливо через присутність на об'єкті ліній електропередач.

1.2.3. Колісні машини комунальної сфери

Оскільки завдання, які виконуються комунальною технікою є вкрай різноманітними то і асортимент комунальних машин є широким [175,181]: техніка для прибирання у містах та автомагістралях; устаткування для забезпечення належного стану доріг у залежності від пори року, особливо у зимовий період; асенізаційні, мулососи для очистки каналізаційних колодязів, вигребних ям, септиків; каналочисна і промивочна комунальна техніка для ліквідації непрохідності стоків у підземних трубопроводах; сміттєвози.

Існує декілька типів сучасної техніки для прибирання вулиць і автомагістралей, що розрізняються по конструкції/ принципу дії, за призначенням. згідно міжнародного стандарту ISO 22242: 2005 «Машини та обладнання для дорожнього будівництва і обслуговування доріг. Основні види. Ідентифікація та опис» їх підрозділяють на техніку для: для чищення дорожнього покриття; машини та обладнання для видалення рослинності; утримання доріг у належному технічному стані.

Техніку для чищення дорожнього покриття класифікують на:

- для чищення дорожнього покриття з прибирання сміття, нанесеного ґрунту і пилюки щітками, обладнанням для миття і промивки високого тиску, пневматичним та/або механічним обладнанням, яке може бути знімним або бути змонтовано на спеціально сконструйованому шасі;

- прибиральна самохідна машина або змонтоване на автомобільному шасі обладнання, призначене для чищення ділянок дороги під час руху машини в напрямку руху потоку; система завантаження сміття в накопичувальний бункер пневматична або механічна, робоче обладнання - щітки та шланг;

- прибиральна машина з механічною/пневматичною системою завантаження сміття з циліндричної горизонтальної щіткою або щіткою-транспортером для очищення дорожнього покриття та тротуарів;

- поливомийна машина із змонтованим резервуаром і системою розпилення води, призначене для миття дорожнього покриття, тротуарів та шляхового обладнання (дорожні знаки, огороження, стіни тунелю) з соплами розташованими таким чином, що струмінь води направлено вперед і в обидві сторони від розпилювача;

- мийна машина високого тиску з пневматичним завантаженням сміття з розпилювачами води соплами високого тиску і шлангом всмоктування, розташованими у центральній частині шасі;

- підмітально-миюча машина для очищення дорожнього покриття від ґрунту/щебеню і сміття за допомогою струменя води і циліндричної горизонтальної

щітки;

- миючі машини з різними насадками функціонального призначення для чищення дорожнього обладнання, стовпчиків, дорожніх знаків на стінах тунелю.

При великій різноманітності моделей ПУМ з механічними щітками практично усі вони виконані за єдиною конструктивною схемою. Великооб'ємні компактори монтуються на автомобільного типу шасі, а моделі невеликих типорозмірів - на спеціалізованих 4- і 3-колісних шасі, які забезпечують підвищену маневреність.

Устаткування складається з однієї-двох бічних «лоткових» щіток конічної форми. Як відомо, більша частина сміття на дорозі знаходиться в межах смуги на відстані до 600 мм від бордюру. Бічні щітки переміщують сміття з цієї смуги у зону захоплення головної циліндричної щітки, розташованої перпендикулярно подовжній осі машини. Циліндрична щітка направляє сміття на шнек, який переміщує його на похилий скребковий або стрічковий транспортер, що подає сміття у бункер-сміттєзбірник або змінний контейнер. Привід щіток на усіх сучасних ПУМ гідравлічний, на старіших моделях більше зустрічався ланцюговий привід задньої щітки і транспортера. Щітки оснащуються системою пилюкоподавлення, яка у більшості моделей є водяною. Воду подається з баку і розпилюється форсунками. Рідше зустрічається вакуумна система пилюкоподавлення.

У Південно-східній Азії (Китай і Тайвань) також розроблені і випускаються механічні і вакуумні з регенерацією повітря ПУМ простішої конструкції у порівнянні з ПУМ європейських і американських виробників. У азіатських ПУМ сміття подається у бункер за допомогою двох щіток, розташованих вертикально позаду бункера. Така конструкція є простішою і рентабельнішою, у порівнянні до стрічкового транспортера (рис.1.3, а).

Компанія Aebi Schmidt International AG пропонує компактну вакуумну підмітально-прибиральну машину Cleango 500, призначену для всесезонної експлуатації (рис.1.3, б). Завдяки бункеру для сміття об'ємом 4 м³ Cleango 500 має

потужність великої збиральної машини, встановленої на вантажівці, але поєднує цю перевагу з маневреністю компактною збиральною машиною. Автомобіль оснащений високопродуктивним 6-циліндровим дизельним двигуном останнього покоління, який відповідає сучасним екологічним нормам.



Рисунок 1.3 – Комунальна техніка: а) солерозкидувальна МДКЗ, б) для ямкового ремонту УЯР-01, в) муловикачувальна КО-503ІВ, смітєвози г) порталний і д) з заднім і е) переднім завантаження, є) контейнеровоз, ж) снігоприбиральна UNOMOG, з) багатофункціональна електровантажівка ВАНКЕ

Спеціально розроблена система освітлення не лише забезпечує сучасний зовнішній вигляд цього типу техніки, але і хорошу оглядовість робочого простору в процесі прибирання. Комфортабельна кабіна і зручне місце водія дають можливість проведення тривалих робіт у будь-який час доби і у будь-яку пору року. Системи опалювання і кондиціонування салону входять у базу

комплектацію. Компактний дизайн, екологічно чисті технології, відмінне підмітання - усе це гарантує Cleango 500 високу популярність і незмінний попит.

Функціонально механічні ПУМ здатні за будь-якої погоди ефективно підбирати велику кількість дрібного вуличного сміття, піску, вологого листя, ґрунтові і мулові відкладення, які залишаються після злив або танення снігу весною, а також великі предмети: пластикові пляшки, консервні банки, гілки і т. п. Багато сучасних ПУМ сертифіковані на здатність збирати дорожній пил розміром РМ10 (тобто 10 мкм і більше). Крім того, ці машини застосовуються для прибирання будівельних ділянок і підмітання з дорожніх смуг кам'яних осколків, що залишилися після роботи дорожньої фрези перед укладанням нового асфальтобетону.

Завдяки такій універсальності ПУМ з механічними щітками, як і раніше, складають значну частину парку прибиральної техніки у багатьох країнах світу, незважаючи на численні розробки нових технологій прибирання вулиць і доріг. Перевагою цього типу є менш потужній двигун у порівнянні зі збиральними машинами інших типів, які споживають більше палива.

Механічні ПУМ не позбавлені недоліків. Щітки не здатні збирати майже 100% пилу і бруду, не можуть витягати пилюку і бруд з заглиблень і тріщин на дорожній поверхні, бруд залишається в порожнинах і порушує водонепроникність покриття. Деяку кількість пилу, бруду і сміття щітки не захоплюють, і вони розкидаються по дорозі, залишаючи брудні плями, які можуть псувати зовнішній вигляд вулиці. Щітки, що обертаються, створюють завихрення повітряних потоків і піднімають пилюку, подавити яку непросто. Бортова водяна система пилеподавлення допомагає при підмітанні малої кількості пилу, але якщо доводиться змитати великі відкладення сміття, пил неминуче підніматиметься у повітря. Тому іноді використовують поливну машину у парі з механічною ПУМ.

Дрібні камінці і протиожеледні матеріали, як крупнозернистий пісок, чи мармурова крихта можуть накопичуватися під стрічкою транспортера, тому стрічковий транспортер повинен щодня очищатися, щоб запобігти накопиченню

відкладень бруду.

Недоліки механічного прибирання покликані усунути так звані «вакуумні» підмітальні машини, в яких використовується втягуючий потік повітря. Вакуумно-підмітальні машини – це клас прибиральної техніки, в якій сміття з поверхні дороги піднімають щітки, а далі він подається у бункер за допомогою потоку повітря, що створюється вакуумним вентилятором. Однак, за певних умов величини розрідження недостатньо, щоб захоплювати бруд безпосередньо з дорожньої поверхні. Одна-дві бічні щітки вакуумно-підмітальної машини замітають сміття у зону захоплення основної циліндричної щітки, яка подає сміття у вакуумний розтруб-підбирач і по рукаву - пневматичному транспортеру до циклонного віддільника пилу, а у інших моделях пилюка у бункері осаджується водяними краплями, пил падає у бункер, а повітря йде далі до вакуумного всмоктувача, по дорозі проходячи фільтр, в якому затримується пил, що залишився після циклопу, а потім випускається в довкілля. Якщо повітря не очищатиметься, пил сприятиме підвищеному зносу вентилятора, а найголовніше, стане засмічувати довкілля. На деяких моделях вакуумних машин є система регенерації води.

Існує декілька типів сучасної техніки для прибирання вулиць і автомагістралей, що розрізняються по конструкції/принципу дії, за призначенням. згідно міжнародного стандарту ISO 22242:2005 «Машини та обладнання для дорожнього будівництва і обслуговування доріг. Основні види. Ідентифікація та опис».

1.2.4. Автонавантажувачі

Навантажувачі відносяться до підйомно-транспортних машин переривчастої або періодичної дії і виконують наступні операції: захоплення вантажу, підйом і транспортування, штабелювання, опускання і звільнення вантажу [182].

На ринку самохідних підйомно-транспортних машин продовжується тенденція постійного вдосконалення з економічною інтеграцією, поглинанням і

злиттям компаній. Десятку світових виробників навантажувачів вже не один рік очолюють такі компанії, як Toyota, Kion Group (бренди Linde, STILL GmbH), Nacco Industries (бренди Hyster, Yale), Jungheinrich, Crown, Mitsubishi / Caterpillar, Komatsu, Kalmar, TCM, Nissan. В даний час навантажувачі помітно удосконалюються, бо багато виробників навантажувачів надають значення не тільки їх функціональним якостям, впровадженню останніх технічних досягнень, а й дизайну.

Використання автонавантажувачів в народному господарстві дає можливість:

1) механізувати підйомно-транспортні операції; 2) прискорити навантаження, вивантаження, переміщення та штабелювання різних видів вантажів; 3) значно знизити вартість вантажно-розвантажувальних, транспортних і складських робіт; 4) скоротити у кілька разів простої автомобільного транспорту та зменшити простої залізничних вагонів під завантаженням і розвантаженням, особливо при великовагових вантажах; 5) збільшити ефективність використання об'єму сховищ і складів за рахунок збільшення висоти штабелювання; 6) створити умови для кращого збереження вантажу і зменшити втрати від псування його при виконанні різних вантажно-розвантажувальних і підйомно-транспортних операцій; 7) поліпшити умови зберігання вантажів шляхом застосування найбільш раціональних способів укладання їх у штабель; 8) підвищити безпеку виконання операції навантаження, вивантаження і штабелювання вантажів великої ваги.

Автонавантажувачі в основному призначені для виконання підйомно-транспортних робіт при завантаженні та розвантаженні вантажних автомобілів, на залізничних платформах, трюмах морських і повітряних суден, при роботі на вантажних дворах залізничних станцій, територіях морських та річкових портів, у відкритих і закритих складах, а також цехах заводів і фабрик. Крім того, їх використовують на монтажі промислового обладнання і для виконання допоміжних робіт в будівництві. Дальність транспортування вантажів може доходити до 500 м, а іноді і більше, якщо це доцільно. Вони можуть працювати на горизонтальних майданчиках з ухилом не більше 2° на твердих дорожніх

покриттях (асфальтобетонне, цементобетонне і кам'яна), на ущільнених покриттях і температурі навколишнього повітря до 40°C. В межах робочого майданчика, а також на відстані транспортування вантажу за умовами безпеки швидкість руху з вантажем може доходити до 10 км/год, а при перегонах без вантажу – до 30-35 км/год. Передбачено їх використання на ухилі до 8° на довжині до 40 м.

Навантажувачі відносяться до підйомно-транспортних машин переривчастої або періодичної дії і виконують наступні операції: захоплення вантажу, підйом і транспортування, штабелювання, опускання і звільнення вантажу. Деякі з операцій зазвичай поєднуються повністю або частково. Поєднання операцій це важливий чинник підвищення продуктивності праці, яка залежить від кваліфікації водія і маневреності машини.

На відміну від рейкових, пневмоколісних і гусеничних кранів навантажувачі можуть переміщатися з вантажем на значні відстані і обслуговувати великі складські і виробничі площі. Можливість застосування швидко замінюваних вантажозахватних пристосувань у поєднанні з великою мобільністю, автономністю приводу і відсутністю прив'язки до обмеженого місця, надає навантажувачам певну універсальність. Захоплення тарно-штучних, навалювальних і сипких вантажів здійснюється навантажувачами без застосування додаткових завантажувальних пристроїв, необхідних для роботи машин безперервної дії, і, як правило, без ручної праці такелажників. Наприклад, механізувати роботи з тарно-штучними вантажами усередині критих вагонів, контейнерів і автофургонів можна тільки із застосуванням відповідних навантажувачів.

За призначенням навантажувачі бувають – загального призначення універсальні, навантажувачі загального призначення підвищеної прохідності, навантажувачі підвищеної прохідності, навантажувачі спеціального призначення для підйомів вантажів на великі висоти, роботи з довгомірними вантажами, тощо.

Навантажувачі можна розділяти по ряду конструктивних особливостей:

- за типом підйомного пристрою: вилочні і ковшеві;

- за типом двигуна: дизельні, внутрішнього згорання, працюючому на гасі, з електродвигуном;
- розташуванню підйомного пристрою: фронтальні, бічні;
- числом опорних коліс: трьох-, чотириколісні;
- типом механізму підйому: з вертикальною щоглою (одно, 2-х або 3-х секційні), телескопічним механізмом підйому;
- вимогами до покриття: для роботи на складах, на відкритих майданчиках;
- видами матеріалів: для роботи з тарно-штучними і насипними.

Для перевантаження штучних вантажів в якості робочого органу застосовують вила, які виготовлюються з товстих широких смуг, зігнутих під прямим кутом. Штучний вантаж, захоплений і піднятий на вилах навантажувача, транспортується до місця укладання.

Для насипних вантажів застосовують спосіб нижнього захоплення. Розрізняють одно- і багатоковшеві навантажувачі.

Найбільш широке поширення набула класифікація Industrial Truck Association [34], згідно з якою навантажувачі діляться на класи:

- • клас I - електричні навантажувачі (електронавантажувачі, акумуляторні навантажувачі);
- клас II - техніка для роботи у вузьких проходах; сюди відносяться більш спеціалізовані навантажувачі, такі як ричтраки, бічні навантажувачі;
- клас III - штабелери та електричні візки;
- клас IV - навантажувачі з ДВЗ і з суцільнолитими шинами;
- клас V - навантажувачі з ДВЗ і з пневматичними шинами;
- клас VI - транспортери;
- клас VII - «позашляхові», «повнопривідні» навантажувачі - призначені для роботи в складних дорожніх умовах.

Ця класифікація не відображає деяких специфічних характеристик, тому на сьогоднішній день далеко не всі виробники користуються нею. Крім того, для деяких класів і різновидів навантажувачів вже використовують окремі

найменування, зокрема: штабелер, ричтрак (Reach truck).

Навантажувачі періодичної дії поділяються на: навантажувач із вилами; ковшовий навантажувач; платформний навантажувач; з крановою стрілою; навантажувач-маніпулятор чи грейфер; скиртувач.

Навантажувачі безперервної дії: стрічковий навантажувач; скребковий навантажувач; роторний навантажувач; шнековий завантажувач.

У бічних навантажувачів підйомний пристрій розташований збоку. Такі навантажувачі широко використовуються на складах з невеликими відстанями між стелажми і при складуванні довгомірних вантажів.

Основною відмінністю навантажувача з ковшем від екскаватора є те, що наповнення ковша проводиться часто в поєднанні з поворотом або підйомом самого ковша за рахунок переміщення машини вперед по землі (рис. 1.4, а,б).



Рисунок 1.4 – Навантажувачі: а) компактний з бортовим поворотом, б) екскаватор, в) з телескопічною стрілою, фронтальні: г) малий, д) середній, е) великий, є) лісозаготовлювач, уцінювачі: сміття ж), ґрунту з)

Навантажувачу при роботі обов'язково потрібно місце для маневрування. Ковшові навантажувачі відрізняються від навантажувачів з вилами пристроєм робочих органів - замість розсувного підйомника з кареткою, на кінці якої на шарнірах кріпиться вантажозахватний орган у сучасних невеликих моделях є універсальний щит, на зразок каретки у автонавантажувача для швидкої зміни робочих органів. Другою характерною відмінністю від автонавантажувача є шасі тракторного типу, повнопривідне підвищеної прохідності. Робочим обладнанням ковшового навантажувача може бути широкий ряд навісних органів і пристосувань: ковші різних типів, бульдозерні і снігоочисні відвали, вилки і гаки, навісні бури, роторні снігоочисники та інші спеціальні органи.

У фронтальних навантажувачів робоче пристосування розташоване спереду. Розрізняють:

- DLFL (FV) - двосекційна щогла, без вільного ходу вил;
- DFFL (FFV) - двосекційна щогла, з вільним ходом вил;
- TFFL (TFV) - трисекційна щогла, з вільним ходом вил.

1.2.5. Вантажні автомобілі універсального застосування

Серед повнопривідних особливу увагу заслуговує сімейство Unimog мультифункційних вантажівок виробництва Mercedes-Benz (рис.1.5) [183-186].

Завдяки використанню спеціальної технології Unimog має великий кліренс, що дозволяє осям та трансмісії автомобіля бути вище ніж центр коліс. Він вирізняється гнучкою рамою, що забезпечує колесам широкий діапазон вертикального переміщення і дозволяє автомобілю комфортно пересуватись по суттєво нерівній поверхні, навіть долати валуни заввишки 1 метр. Unimog обладнані кабіною, що має дуже добру оглядовість і забезпечує водія можливістю бачити поверхню і легше використовувати позашляхові можливості. Найновіші моделі Unimog можуть бути переобладнані у процесі виконання технологічної операції з лівокермових на правокермові, що дозволяє водію працювати на зручнішій стороні вантажівки. Вони можуть бути обладнані передніми та задніми

кронштейнами, а також гідравлічною системою для роботи ковшів-навантажувачів та гідравлічних маніпуляторів. Більшість одиниць обладнані шліцевим приводом для приведення в дію снігоочисного обладнання, косилок або стаціонарних стрічкових конвеєрів.



Рисунок 1.5 – Варіанти обладнання сімейства Unimog

Завдяки використанню спеціальної технології Unimog має великий кліренс, що дозволяє осям та трансмісії автомобіля бути вище ніж центр коліс. Він вирізняється гнучкою рамою, що забезпечує колесам широкий діапазон вертикального переміщення і дозволяє автомобілю комфортно пересуватись по суттєво нерівній поверхні, навіть долати валуни заввишки 1 метр. Unimog обладнані кабіною, що має дуже добру оглядовість і забезпечує водія можливістю бачити поверхню і легше використовувати позашляхові можливості. Найновіші моделі Unimog можуть бути переобладнані у процесі виконання технологічної операції з лівокермових на правокермові, що дозволяє водію працювати на зручнішій стороні вантажівки. Вони можуть бути обладнані передніми та задніми кронштейнами, а також гідравлічною системою для роботи ковшів-навантажувачів та гідравлічних маніпуляторів. Більшість одиниць обладнані шліцевим приводом для приведення в дію снігоочисного обладнання, косилок або

стаціонарних стрічкових конвеєрів.

1.2.6. Універсальні і спеціальні напівпричепи

Основним типом кузова у вантажних машин вважається платформа. Одним з найпоширеніших в наш час типів АТЗ для перевезення різного роду вантажів є напівпричіп, який може бути відкритого і закритого типу. Для захисту від атмосферних опадів, крадіжок та можливості переміщення вантажів у міжнародному сполученні їх обладнують тентами [187,188].

Для перевезення негабаритних і важких вантажів використовуються низькорамні платформи. На відміну від бортових платформ, низькорамні не мають обмежувальних бортів.

До напівпричепів платформеного типу також відносяться:

- довгоміри – для перевезення фермових, бетонних, спеціальних конструкцій, які враховують вагу і розподіл вантажу по напівпричепу, забезпечують підвищені навантаження на осі і замість огорож мають спеціальні конструкції, які служать обмежувачами при складуванні вантажу; до цього виду належать панелевози – транспорт для перевезення габаритних бетонних плит і панелей;

- автовози – вантажівки, що використовуються для перевезення легкових автомобілів, мікроавтобусів, шасі малих вантажних автомобілів. Платформа автовоза, як правило буває двоярусна і має спеціальні підйомні системи та пристрої для закріплення техніки, що транспортується;

- лісовози – цей транспорт створюється для заготовки деревини і транспортування лісу до місця переробки.

1.2.7. Автоцистерни

Автомобілі та автопоїзда-цистерни отримують все більш широке поширення, хоча собівартість перевезень у автоцистернах в середньому дещо вища у порівнянні зі звичайними вантажними автомобілями. Однак, при їх використанні виключаються витрати на тару, забезпечується краще збереження вантажу при навантаженні, перевезенні, скорочуються об'єми ручної праці і час

навантажувально-розвантажувальних робіт, відповідно зменшуються собівартість продукції [188].

Для перевезення і тимчасового зберігання рідких, газоподібних і сипучих вантажів служить спеціалізований рухомий склад - автоцистерни та причепи і напівпричепи-цистерни. Перевезення паливно-мастильних матеріалів (палива, масла, спирту, спеціальних охолоджуючих рідин і т.п.) і заправка ними транспортних і інших енергетичних засобів здійснюється автозаправниками. Ця категорія ТЗ поділяється по конструкції на рамні і безрамні, по призначенню - для транспортування рідких, газоподібних і сипучих вантажів, по місткості - малої, середньої і великої.

Автомобілі та автопоїзда-цистерни отримують все більш широке поширення, хоча собівартість перевезень у автоцистернах в середньому дещо вища у порівнянні зі звичайними вантажними автомобілями. Однак, при їх використанні виключаються витрати на тару, забезпечується краще збереження вантажу при навантаженні, перевезенні, скорочуються об'єми ручної праці і час перевантажувально робіт, відповідно зменшуються собівартість продукції.

Автомобілі-цистерни і автозаправники випускаються на базі шасі основних моделей вантажних автомобілів, причепів і напівпричепів і зображені на рис.1.6. Вони відрізняються лише вантажним кузовом, виготовленим у вигляді цистерни, і оснащені спеціальним обладнанням (компресор, насоси, крани, клапани та ін.), бо призначені для виконання відповідних робіт. Застосування цистерн-напівпричепів дозволяє різко збільшити вантажопідйомність рухомого складу і знизити собівартість перевезень.

Фізико-хімічні властивості вантажів, що перевозяться суттєво впливають на конструкцію автоцистерн. Характеристики насоса і швидкість перекачування напряму пов'язані з густиною, в'язкістю, температурою застигання і здатністю електризуватися. Щоб уникнути застигання деяких матеріалів при транспортуванні, наприклад, парафіну, мила, смоли, мазуту та ін. цистерни виконуються з термоізоляцією, підігрівом. Для перевезення продуктів, які швидко

псуються цистерни виконуються з штучним охолодженням. Корозійностійкість залежить від матеріалу антикорозійного покриття і технологічного обладнання, вмісту води і механічних домішок, виду засобів очищення і періодичності обслуговування і ін.



а)



б)



в)



г)



д)



е)



є)



ж)



з)

Рисунок 1.6 – Цистерна- самоскид а) з вертикально розміщеними відділеннями, б) продукція компанії Dragon: в) дво- і тривісні причіпи з від 38 до 46 м³ цистернами для дво- і триланкових автопоїздів, г) модель 107 BBL із задньою кришкою, що повністю відкривається, д) двовісна на 30000 л і тривісна на 45000 л, є) багатосекційна безрамна, ж) 40 футова контейнерна з) з пониженою конічного типу рамою здвоєна на 31500 л

Вантажні кузова-цистерни мають різну форму, конструкцію і виготовляються з матеріалу, що залежить від виду вантажу, що перевозиться і його властивостей (рис. 1.7). Зазвичай виконуються зварними з маловуглецевої, корозійностійкої листової сталі. Цистерни з маловуглецевої сталі можуть мати внутрішнє антикорозійне покриття з емалі, свинцю, цинку, пластмаси, епоксидних

смоли і інших матеріалів. Деякі види цистерн також виготовляються з алюмінієвих сплавів або пластмас.

Kässbohrer є одним з небагатьох виробників напівпричепів, які виробляють для перевезки сипучих вантажів самоскиди бункерного типу з алюмінієвим шасі об'ємом до 90 м³. Безшовне шасі забезпечує високу міцність з довгим і ефективним терміном експлуатації. Причепи обладнуються електричним насосом 4 кВт для перекидання без задіювання гідравлічних систем тягача.

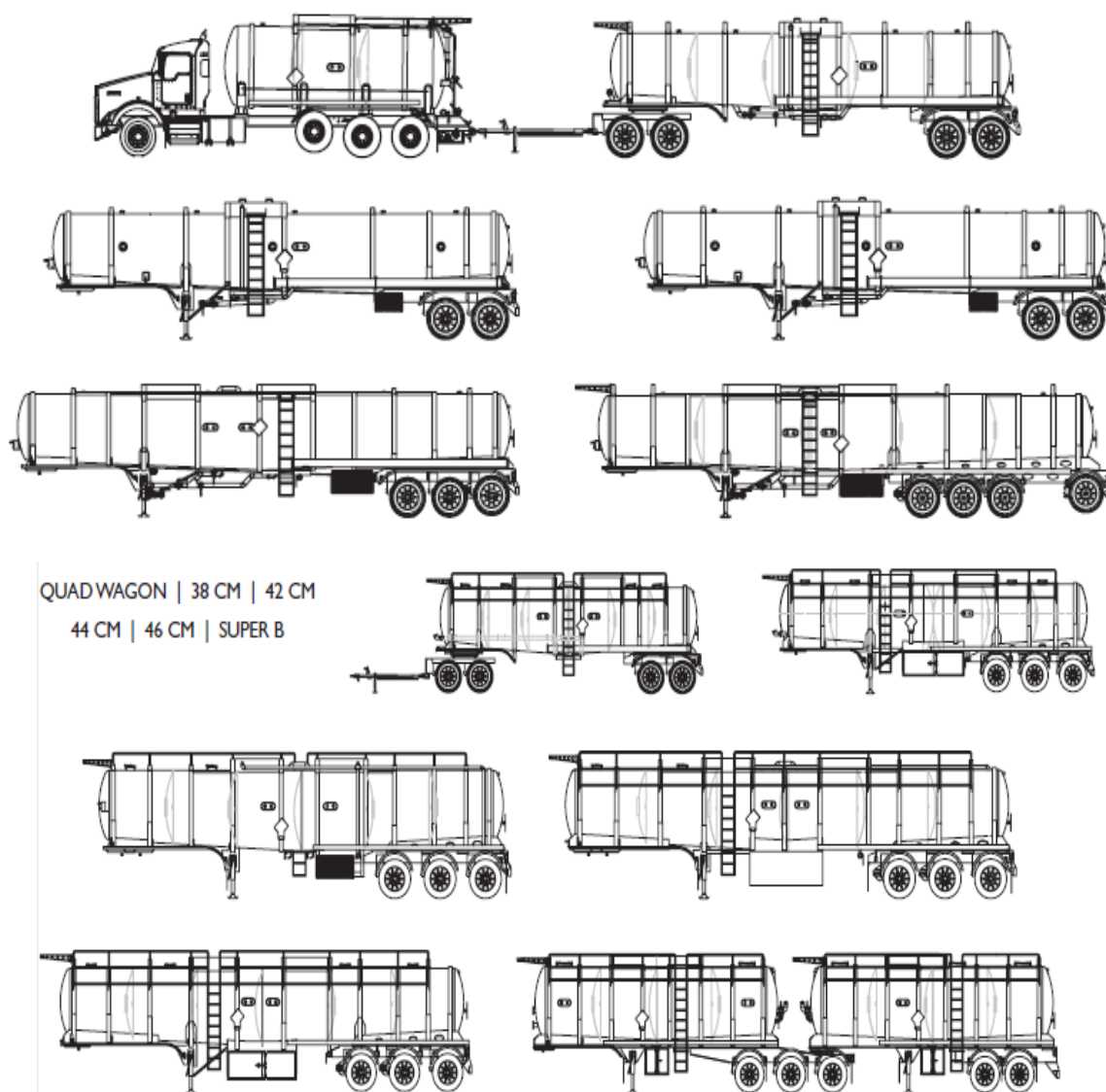


Рисунок 1.7 – Типоряд автоцистерн американської компанії Dragon [38]

У K.SSK40/3-10/24 шасі екструдовано подвійні профілі типу Т (подвійний Т). Вони виготовлені з алюмінієвого сплаву і забезпечують високу надійність і

міцність відповідно до ISO 1726. Шасі спроектоване на двох зварних поздовжніх двотаврових балках з поперечними балками на певних відстанях. Балки і поперечини виготовлені зі сталі S355J2, що забезпечує високу якість і міцність відповідно до ISO 1726. Корпус виготовлений з високоякісного нержавіючого матеріалу AISI 316Ti (DIN 1.4571), має на кожному відділенні люк заповнювання або для чищення, який відповідає стандарту EN 140 25. Корпус циліндричної секції розділено хвилерізами з кодом ADR L4BH.

Для перевезення бітумних матеріалів розроблено модель K.STS32/1-10/24. Її корпус виготовлений з високоякісного нержавіючого матеріалу AISI 321 (DIN 1.4541), має на кожному відділенні люк для заповнення згідно стандарту EN 14025. Корпус з циліндричним поперечним перерізом розділено 4 перегородками. Високу міцність згідно норм ISO 1726 забезпечують два профіля з спеціального алюмінієвого сплаву, які розміщені в коробі з перехресними з'єднаннями.

Цистерни для перевезення бітуму мають термоізоляційний шар і підігрівачі, так як бітум необхідно перевозити при температурі 190...260°C. Система підігріву включає в себе П-подібну жарову трубу, що проходить уздовж цистерни, підігрівач і паливні бачки. Бітумні насоси - механічні або об'ємні і мають привід від коробки передач автомобіля. Автобітумовози АБ-30,5-6443 і АБ-20 змонтовані на двовісних візках, в конструкції яких максимально використані складальні одиниці сидельного тягача КРАЗ-6443. Автобітумовоз АБ-22 змонтований на тривісному візку з пневмопідвіскою, гальмівною і електричною системою виробництва Німеччини. У цих цистернах можуть перевозитися також масла, мазут і більш в'язкі нафтопродукти (гудрон, асфальт, бітум і ін.).

Цистерни для перевезення нафтопродуктів служать головним чином для доставки палива з нафтобаз до паливороздавальним колонок і проміжним паливних сховищ, а також для заправки паливом різних ТЗ (літаки, автомобілі, трактори та ін.). Для перевезення паливно-мастильних матеріалів Kässbohrer має 39м³ модель K.STBE39/5-11/24, у якої база становить 6700 мм, а загальна довжина 11250 мм. Цистерна виготовлена з маловуглецевої сталі, всередині покрита

цинком, має еліптичну форму і горизонтальне розташування. Аналогічно моделі K.STS32/1-10/24 виконано з спеціального алюмінієвого сплаву. Цистерни оснащені насосами для заповнення, зливу і перекачування палива, які мають привід від двигуна рухомого складу через коробку відбору потужності і карданну передачу. Для безпеки цистерни обладнані заземлювальними пристроями та вогнегасниками. Горловини служать не тільки для заповнення цистерн паливом, але і є додатковими резервуарами, які заповнюються при розширенні палива внаслідок його нагрівання. Цистерни калібрують (тарують), і їх об'єм вказується на тарувальній пластині, яка закріплена всередині горловини.

1.2.8. Узагальнення огляду спеціальних автомобілів та КТЗ.

Вищенаведений стислий огляд найбільш розповсюджених САТКГМ дозволяє констатувати (попри очевидну агрегатну спорідненість і використання агрегатної бази значно більшого за обсягами виробництва вантажних автомобілів і шасі) значні відмінності сфер використання різновидностей САТКГМ і явну тенденцію подальшого розвитку власне спеціальних та технологічних шасі під конкретні сфери та технологічне навісне/забудоване обладнання [189-192].

Все це обумовлює і суттєві відмінності у теорії і практиці конструктивного синтезу як відповідних колісних шасі, так і САТКГМ у цілому, що тільки починає формуватись у сучасному аспекті провідних світових виробництв на теренах України та СНД. Зрештою специфіка навісного обладнання і сфери експлуатації вже десятиліттями реалізована і у СНД при проектуванні і виробництві і спеціалізованих КТЗ. Достатньо звернути увагу на мабуть найбільш розповсюджений тип спеціалізованих КТЗ – автосамоскиди, де домінує спеціально укорочена коліна база, часто з підсиленими лонжеронами рами, обігрів днища вантажної платформи відпрацьованими газами двигуна, трансмісія з коробкою відбору потужності та змінами передатних чисел коробки передач/головної передачі і т.п. (у порівнянні до вантажівок загального призначення).

Таким чином об'єктивно формується необхідність розширення підходів і

засад конструктивного синтезу САТКГМ у порівнянні з класичною структурою НДКР у автомобілебудуванні як інструментарію знаходження оптимальних компромісних поєднань з одного боку умов максимальної уніфікації з більш масовим виробництвом КТЗ загального призначення (бо це і собівартість продукції та її експлуатаційна/ремонтна технологічність), а з другого – максимальної функціональності, включно навіски/забудоване технологічне обладнання певній, домінуючій сфері використання.

При цьому велику роль відіграє і взаємовплив конкретного типу технологічного процесу (технологічних операцій, власне для яких і призначена конкретна САТКГМ) та конструкції шасі/машини у цілому і конкретних умов експлуатації. Очевидно, що останні можуть відчутно відрізнитись з умов раціоналізації виробництва обумовлює здебільшого необхідність у відповідних модифікаціях, тобто вже при формуванні базового варіанту конструкції (для найбільш типових і розповсюджених сфер використання) необхідно це передбачати.

Визначальну роль при цьому відіграє наявність відповідної квантифікованої інформаційної бази даних про найбільш характерні умови роботи конкретного типу САТКГМ, що докорінним чином відрізняється від звичних у практиці автомобілебудуванні умов експлуатаційних навантажень. Відповідно і впорядкованість (у розумінні пріоритетів значимості) інформаційної бази щодо технологічної сфери використання є наступним важливим чинником успішності конструктивного синтезу САТКГМ.

Сучасні темпи оновлення техніки та конкурентність середовища збуту обумовлюють у свою чергу актуальність мінімізації затрат часу і коштів як на дослідно-конструкторські роботи так і на підготовку та освоєння виробництва, що стимулює використання принципу предиктивності впродовж всього етапу створення і організації виробництва нових моделей САТКГМ (принцип предиктивності (від лат. Praedictivus – передбачений, прогнозований) у поєднанні з сучасними CALS-технологіями проектування дозволяє від етапу технічного

завдання і формування перших варіантів 3D-компоновки машини дозволяє взаємопов'язати потенційні проектні, конструкторські рішення з технологічною складністю їх реалізації у виробництві (а це і цінова конкурентність машини) та ефективність (оцінкового) її у типовій сфері використання,

Логіка максимально можливої уніфікації базового колісного шасі (як спеціалізованого/спеціального КТЗ чи технологічного) під різні сфери використання і відповідну комплектацію навісного/технологічного обладнання обумовлює у свою чергу доцільність використання методу почленної диз'юнкції для формування структури спеціального КТЗ чи КТМ. Суть останньої полягає у формуванні структури машини у цілому (зрештою і окремих систем машини) на основі типових елементів (блоків) адекватно пріоритетам завдань/цільових функцій у сфері використання/експлуатації всіх можливих модифікацій даної колісної техніки.

Формалізація конструктивних схем САТКГМ, враховуючи різнобічність фаз руху (транспортування) і роботи (технологічної) найбільш наглядна з використанням так званих графів конструкції, тобто виділенням зв'язків елементів САТКГМ/КТЗ з урахуванням будови конструкції і зовнішніх впливів – чинників у транспортній і технологічній сферах.

Власне різноплановість сфер використання вищерозглянутих базових типажів колісних автотехніки при спільних характерних умовах конструктивного синтезу насамперед шасі, включно силовий, гальмівний та кермовий приводи і обумовлюють формування дещо відмінної від автомобілів загального призначення методології загального компонування та конструктивного синтезу спеціальних автомобілів та технологічних колісних машин (з обмеженим доступом до автодоріг загального користування), що і стало предметом даного дослідження.

1.3. Сучасні методики дослідження шасі машин і їх механізмів

На стадії ТЗ необхідно встановити склад, принцип дії, властивості та інші аспекти функціонування шасі САТКГМ. Це можна зробити на основі дослідження

та аналізу їх функціонування. Для цього використовують фізико-натурні і віртуальні експериментальні дослідження [193-202].

При натурному експериментальному дослідженні функціонування машин, механізмів емпіричні рівняння отримуються на основі дослідів, що проводять на самих машинах. Ці рівняння є частковими і не можуть бути поширені на інші умови протікання процесів [203]. Для узагальнення результатів дослідів і поширення їх на широке коло явищ користуються методом теорії подібності, що є основою моделювання процесів [204,205]. Застосування теорії подібності дозволяє виконувати дослідження на відносно дешевих моделях замість дорогих трудомістких дослідів на машинах і їх механізмах [206,207].

Узагальненою метою експериментальних досліджень можна вважати дослідження робочого процесу та пошук шляхів підвищення економічності і надійності функціонування ТО. Конкретна мета формується програмою випробувань.

З метою підвищення ефективності проведення досліджень (мінімальний об'єм і необхідна точність) застосовують математичну теорію та планування експерименту [198,207]. Однією з поширених ідей теорії експерименту є концепція оптимального використання простору чинника, або концепція багатofакторного експерименту. Вона полягає в тому, що поведінка досліджуваного об'єкта в кожному досліді визначається по результату одночасного варіювання чинників, що викликають зміну стану ТО.

Математична теорія формування САТКГМ створюється шляхом об'єднання математичних моделей і фізичних процесів, які задіяні в машинах та їх механізмах під час їх функціонування. Моделювання – заміна одних об'єктів, зв'язків та процесів іншими так, щоб між ними зберігалася певна відповідність [200-204].

Для досягнення цих властивостей існують певні принципи (правила) математичного моделювання [208-209], частина з яких наведена нижче.

Принцип цілеспрямованості полягає в тому, що модель повинна забезпечувати досягнення строго певної мети і, в першу чергу, відображати ті

властивості оригіналу, які необхідні для досягнення мети.

Принцип інформаційної достатності полягає в обмеженні кількості інформації про шасі ТЗ при створенні його моделі і пошуку оптимуму між інформацією, що вводиться, і результатами моделювання. Він може бути проілюстрований наступним чином (табл. 1.2).

Таблиця 1.2 – Випадки доцільності моделювання шасі САТКГМ

	Можливі випадки моделювання		
Наявність інформації про об'єкт	Інформація відсутня повністю	Інформація не повна	Доступна вся інформація
Доцільність моделювання	Модель неможлива	Моделювання	Модель не потрібна

Принцип здійсненності вибору шасі САТКГМ полягає в тому, що модель повинна забезпечувати досягнення поставленої мети з вірогідністю близькою до одиниці і за скінченний час. Цей принцип можна виразити двома умовами

$$P(t) \geq [P], \quad t \leq [t],$$

де $P(t)$ – дійсне значення вірогідності досягнення мети; t – дійсне значення часу досягнення мети, $[P]$ і $[t]$ – допустимі мінімальне значення вірогідності та максимальне значення часу досягнення мети.

Принцип агрегування шасі САТКГМ полягає в тому, що модель повинна складатися з підсистем 1-го рівня, які, у свою чергу, складаються з підсистем 2-го рівня і т. д. Підсистеми повинні оформлятися у вигляді окремих самостійних блоків. Подібна побудова моделі дозволяє використовувати стандартні процедури розрахунків, а також робити легшою адаптацію моделі до вирішення різних завдань.

Принцип параметризації шасі САТКГМ полягає в заміні при моделюванні певних параметрів підсистем, описаних функціями, відповідними числовими характеристиками.

Принцип фізичного експериментального моделювання шасі САТКГМ

полягає у вивченні необхідних динамічних процесів не на самій машині, а на її фізичній моделі, побудованій на основі теорії подібності [206]. До того ж замінивши машину об'єктом моделювання і досліджуючи його можна заощадити ресурси, час і досягнути високої якості нового зразка машини. При моделюванні шасі САТКГМ необхідно забезпечити максимальну ефективність моделі системи матмоделей. Ефективність характеризує різницю між показниками цінності результатів, отриманих завдяки експлуатації моделі, і тими витратами, які були вкладені в розробку, створення і експлуатацію її.

Серед варіантів уявного моделювання найбільшого поширення знайшло математичне моделювання. Наглядне і символічне моделювання використовують лише на попередніх стадіях створення нових та вдосконаленні існуючих ТС і ТО. На сучасному рівні розвитку науки намічається тенденція переходу від використання феноменологістичного опису методів і створених за їх допомогою ТС і ТО до застосування формального апарату сучасної математики. Але поки що не сформований цілісний і однозначний підхід як на рівні методології, так і принципів чи методів.

На рівні методологій існує проблема загальної концепції САТКГМ, яка полягає у визначенні принципів створення нових САТКГМ [208]. Зараз домінує системний підхід при створенні нових ТС, ТО [198]. Тут методологія полягає у формуванні теорії функціонування ТС, ТО, яка містить складові: основу, ядро і відображення [204]. Ці складові мають підсистеми або множини знань, що забезпечують різні аспекти взаємодії між собою: загальні закони, правила, аксіоми, способи функціонування нових ідей теорії, меж їх застосування. Тобто існує простір в якому знаходяться множини знань, які впорядковано за своїм змістом і мають визначені взаємозв'язки між собою. У різних авторів ці взаємозв'язки несуть різне смислове навантаження [211-213].

Прикладна реалізація теорії на сучасному рівні розвитку науки можлива з використанням наукового, символічного і математичного моделювання. При символічному моделюванні задіюють морфологічні (мовні і символічні) моделі.

При аналітичному моделюванні використовуються параметричні, структурно-параметричні моделі.

Морфологічні моделі в значній мірі залежать від суб'єктивного підходу програміста [214,215]. Існує проблема реалізації морфологічних моделей (як підклас символічних) в математичні. Вирішення цієї проблеми науковці вбачають у створенні розширення, уточнення і структуризація середовищ чи просторів проектування [216-224]. При проектуванні технічних об'єктів доводиться представляти різні види інформації. Тому традиційні алгоритмічні мови, засновані на чисельному представленні даних, є неефективними. Для цього використовуються спеціальні мови представлення знань, засновані на символічному представленні даних. Вони діляться на типи по формальних моделях представлення знань [223-226]: продукційні моделі; логічні моделі; мережеві моделі; фреймові моделі.

Параметричні моделі мають фіксовану структуру і, відповідно, малу гнучкість. Прикладом можуть бути поліноми багатofакторного експерименту, члени яких для іншої машини необхідно підбирати заново.

Структурно-параметричні моделі найбільш широко використовуються [227], оскільки їх можливо з великою точністю пристосувати до конкретних прикладних технічних проблем [228-234].

Залежно від математичного апарату використовують алгебраїчні моделі, диференціальні моделі, кінцеві автомати, нейронні мережі.

Алгебраїчні системи найбільш універсальні, але мають недоліки: складність опису стохастичних і нечітких систем; вони не динамічні.

В диференціальних моделях системи описуються апаратом диференціального числення в якомусь метричному просторі, на який накладаються додаткові обмеження, що відображає особливості конкретної задачі.

Моделі, що базуються на теорії кінцевих автоматів, задаються: перша множина - вхідний алфавіт X , друга множина - вихідний алфавіт Y , множина станів Q і дві однокрокові функції переходу λ , δ . Перша з них визначає наступні

стани, а друга - вихідні значення, тобто:

$$\lambda: Q \times X \rightarrow Q; \quad \delta: Q \times X \rightarrow Y.$$

Кінцеві автомати представляють собою стаціонарні системи з незалежними від часу властивостями та з дискретним часом $T = \{0, 1, \dots\}$.

Недолік теорії кінцевих автоматів полягає в тому, що уникнення явного застосування часу зручне, але звужує межі застосування таких моделей.

Врахувати імовірнісний характер умов роботи машин і устаткування дозволяє імітаційне моделювання. Розробці моделюючого алгоритму передують етапи змістовного опису процесу складання формалізованої схеми.

Щоб застосувати метод імітаційного моделювання, необхідно заздалегідь визначити статистичні характеристики (закон розподілу, математичне очікування, дисперсію), часу виконання основних етапів технологічного процесу, а також простоїв, пов'язаних з відмовами техніки [234]. Програми імітаційного моделювання САТКГМ дозволяють визначити залежність вибраних критеріїв від сукупності аналізованих параметрів.

Імітаційна модель необхідна для реалізації серії варіантних розрахунків: дослідникові важливо уявити собі характер процесу, що вивчається, ступінь його "керованості", характер граничних можливостей (множини досяжності), тобто організувати багато разів повторений машинний експеримент з моделлю.

Імітаційне моделювання на комп'ютерах є одним з найбільш могутніх засобів дослідження, зокрема, складних динамічних систем [210]. Воно дає можливість проводити числові експерименти з САТКГМ, які ще тільки проектуються, або з такими САТКГМ, з якими натурні експерименти із-за міркувань безпеки або вартості - не доцільні. Одночасно, завдяки своїй близькості формою до фізичного моделювання, цей метод дослідження доступний ширшому колу користувачів.

Після проведення досліджень з використанням математичних моделей створюють фізичну модель шасі САТКГМ – його макет, виконаний в масштабі, такий, що дозволяє врахувати чинники, якими нехтували при математичному

моделюванні, і встановити факт працездатності запропонованого шасі САТКГМ.

Завершальним етапом при моделюванні функціонування шасі САТКГМ є їх оптимізація – вибір якнайкращих або оптимальних умов функціонування згідно мотивації на основі вибраних критеріїв [211-214].

До моделювання повертаються також на стадії ескізного проектування. Тут модель повинна враховувати варіанти реальної зміни характеристик прототипу шасі САТКГМ. Тому виникає необхідність створення методик побудови моделей необхідної і достатньої складності, що дозволяє значно ощадливіше і ефективно вивчити характеристики складних явищ.

Існуючі методики розрахунку машин і механізмів в деяких випадках вимагають дуже складних математичних операцій, в інших випадках розрахункові формули не завжди забезпечують бажану точність або не охоплюють всі можливі варіанти конструкції [235-237].

Проблему методик створення моделей вирішують прогнозуванням складності майбутньої моделі шляхом формалізації процесу синтезу структурних схем шасі САТКГМ.

Хоча дані принципи і методики дозволяють формалізувати процес синтезу структурних схем шасі САТКГМ, в інженерній практиці їх використовують достатньо рідко. При виборі структурної схеми або її синтезі, оптимізації, розробник керується комплексом вимог – геометричних, технологічних і т. п. Використовувати в цих випадках класичної системи структурного синтезу важко, що підкреслюється багатьма авторами [238-247].

1.4. Застосування стандартів для шасі САТКГМ в автомобілебудуванні

Застосування стандартів на автомобільному транспорті дозволить впровадити єдину науково-технічну концепцію створення експлуатації, ремонту, технічного обслуговування та утилізації транспортних засобів. При цьому за мету слід ставити надійність, комфорт та безпеку транспортних засобів, якість робіт та послуг з врахуванням рівня науки і техніки, потреб населення і народного

господарства. Наявність стандартів дозволить забезпечити захист інтересів споживачів і держави у питаннях безпеки перевезень для життя, здоров'я людей та майна осіб, охорони довкілля, економію всіх видів ресурсів, поліпшення техніко-економічних показників діяльності транспортних підприємств. На міжнародному рівні стандартизація забезпечить для співпраці з закордонними суб'єктами, пов'язаними з атомобільною галуззю.

Перелік обов'язкових нормативних вимог щодо конструкції колісних машин з умов допуску до експлуатації на дорогах загального користування наведено в додатку А (табл.А.1). Перелік законодавчої нормативної бази у сфері робочого (навісного/забудованого) обладнання спеціальних і технологічних колісних машин наведено в додатку А (табл.А.2). Максимально допустима маса та навантаження на осі КТЗ кат. N₃ в додатку Б (табл.Б.1). Допустимі навантаження на багатоколісні осі САТКГМ наведено в додатку Б (табл.Б.2). Допустимі розміри КТЗ категорій N,N+O в додатку Б (табл.Б.3).

В організаційному плані використання стандартів дозволить вдосконалити систему управління транспортно-технологічним комплексом технологічної системи САТКГМ, що обслуговується на макрорівні і в регіонах. Як один з напрямків такого покращення – розробка нормативних документів по організації процесу доставки технологічного обладнання, безпеки перевезень, екології.

1.5. Завдання дослідження

Для досягнення поставленої мети дисертаційної роботи визначені наступні завдання дослідження:

1. Розробити наукові основи системного аналізу та синтезу конструктивних схем шасі САТКГМ з технологічним обладнанням у різних сферах використання на засадах можливості прогнозування (предиктивності) їх параметрів та характеристик з застосуванням відповідного морфологічного середовища.

2. Розробити наукові основи та методологічні принципи конструктивного синтезу та компонування сімейства максимально уніфікованих шасі САТКГМ за

заданими пріоритетними критеріями на основі принципу предиктивності з використанням в морфологічному середовищі методом почленної диз'юнкції.

3. Опрацювати практичні засади формування колісних схем та масо-габаритних характеристик сімейств 2-, 3-, та 4-вісних спеціальних шасі для будівельної, комунальної та інших сфер використання з урахуванням тріади взаємовпливів (конструктивна схема-технологічний процес-умови експлуатації).

4. Науково обґрунтувати і практично розробити методи опису конструкцій машин в математичних моделях їх функціонування з використанням рівняння Лагранжа II-го роду, які формуються на основі графів конструктивних схем машин і структури зв'язків узагальнених координат і дають можливість виявлення подібності між класами різнорідних машин.

5. Удосконалити принципи проектування та алгоритми їх реалізації для САТКГМ на основі секційності та модульності з урахуванням технологічних процесів, в яких задіяні САТКГМ, та умов їх експлуатації.

6. В рамках нормативних вимог-обмежень Директиви ЄС 96/53 опрацювати методи компонування спеціальних/спеціалізованих КТЗ категорії N_3 , N_4 стосовно взаєморозміщення колісних візків шасі і каркасних силових конструкцій (рами/цистерни) з умов динаміки навантажень на осі, вертикальних/горизонтальних навантажень і вібрацій, умов експлуатації, синтезу і розрахунку на міцність методом скінченних елементів відповідних силових конструкцій.

7. Опрацювати методи аналітичного комп'ютерного моделювання та експериментальної оцінки граничних динамічних навантажень для шасі САТКГМ у процесі функціонування технологічного обладнання (підіймально-транспортного, будівельного обладнання, для комунальних робіт), не характерних для колісних і гусеничних ТЗ та розробити рекомендації щодо зменшення навантажень і металомісткості.

8. Опрацювати методи оцінки ефективності функціонування дволанкових САТКГМ на прикладі універсальної технологічної машини з урахуванням з'єднань сідлового і причепного типу ланок/секцій та розробити конструктивні рекомендації щодо зменшення навантажень силових конструкцій у процесі руху та виконання технологічних операцій.

РОЗДІЛ 2

МЕТОДОЛОГІЧНІ ЗАСАДИ СИНТЕЗУ САТКГМ ТА ЇХ ЕЛЕМЕНТІВ НА ОСНОВІ ПРЕДИКТИВНОСТІ, МОРФОЛОГІЧНОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ДИЗ'ЮНКЦІЇ

2.1. Методи концептуального проектування САТКГМ

Притік великих об'ємів знань відбувається на всіх етапах створення і освоєння нової техніки: на рівні наукових відкриттів, лабораторних досліджень, розробки виробничих зразків, при широкому застосуванні в якійсь одній чи в різних галузях. Темпи зміни поколінь технічних рішень почали значно випереджати темпи зміни поколінь їх розробників. Тепер за час трудової діяльності одного фахівця в передових галузях виробництва відбувається зміна декількох етапів технічних засобів. Таке швидке технічне переоснащення викликає таке ж швидке застарівання накопиченої бази знань і вимагає їх швидкої модернізації і доповнення. Але і до розробників пред'являються все більш зростаючі вимоги і ставляться все нові завдання. Щоб конструктор не відставав від технічного прогресу в різних областях техніки, йому доводиться безперервно удосконалювати свої знання і уміння виходячи не тільки з вузької спеціалізації, але враховуючи досвід і технічні можливості прогресу. Модернізації знань особливо допомагає величезний об'єм науково-технічної і виробничої і технологічної інформації, яка є Інтернеті, і яку надають науково-технічні, дослідні інститути, а також промислові лабораторії.

У випадку дослідження вже синтезованих конструкцій машин використовуються такі програмні середовища як Solid Work, Modelica, MathLab та інші. Сам процес синтезу нових конструктивних рішень залишається за інженерами. Допомогти їм в цьому можуть середовища для формування знань про конструктивні рішення.

У фазі створення конструкцій машин, яку називають фазою концептування, використовується феноменологістичний опис методів проектування (евристичні методи, методи ітерацій, морфологічного аналізу, декомпозиції, теорія вирішення

винахідницьких завдань). Спроби створення середовищ для обробки великих масивів знань, а не просто інформації поки-що не досягли великих результатів.

Феноменологістичний опис мислення людини накладає суттєві обмеження на дослідження, аналіз і використання знань, пов'язаних з діяльністю суспільства. Спроби використати успіхи сучасної математики досягають локальних результатів [246,247]. Впорядкування і структуризація знань – шлях до побудови такого середовища знань, яке б дозволяло моделювати людське мислення у створенні нових машин і механізмів, та дослідженні їх функціонування. Взаємозв'язки і особливості роботи середовища можна відобразити за допомогою графів. Структуру графа можна представити таблично, на основі якої сформуувати кінцеву формулу функціонування середовища.

Створення чи вдосконалення починають з огляду літератури по досліджуваній проблемі. Зараз спостерігається тенденція до накопичення значних масивів знань з окремої тематики. В Інтернеті для пошуку інформації для конкретної проблеми використовують пошукові роботи, що здійснюють підбір за ключовим словом. Такий принцип ефективний для порівняно невеликих баз даних. У випадку конкретних досліджень на запит по ключових словах пошуковий робот може видати кілька тисяч відповідей, відображення яких займають сотні екранів монітора. Сприйняти і систематизувати такий обсяг інформації дуже важко і займає багато часу.

Для систематизації і класифікації знань використовуються евристичні методи. Такі методи реалізують процедури, що мають раціональний зміст з точки зору людини [242]. В оптимізаційних методах показник якості задано в явному вигляді і який необхідно перетворити в екстремум по множині допустимих розбиттів [243].

Агломеративні методи послідовно об'єднують окремі об'єктивні групи (кластери), а дівізімні методи розчленовують групи на окремі об'єкти [244]. Агломеративні і дівізімні методи трудомісткі і їх важко використовувати для великих сукупностей. До того ж результати роботи таких алгоритмів (їх графічне

відображення) важко піддається візуальному аналізу.

Тобто є потреба створення нових методів систематизації і класифікації, які б дозволяли ефективно структурувати знання в окремих галузях науки і техніки.

Вдосконалення методів проектування є актуальним і при створенні ТЗ. Маючи за основу мінімальну вихідну структуру (базове шасі ТЗ) ми можемо, компонуючи елементи структури тим чи іншим способом, створювати інші, більш складніші структури. Компонування або синтез нових структур на основі базового шасі слід здійснювати з враховуючи взаємовплив тих технологічних процесів, умов експлуатації і нормативної бази, де буде використовуватися ТЗ (рис. 2.1). Їх поєднання накладає межі зміни конструкції ТЗ. З іншого боку особливості конструкції ТЗ вимагають коректування технологічного процесу, умов експлуатації (наприклад, дороги певної якості), нормативної бази.

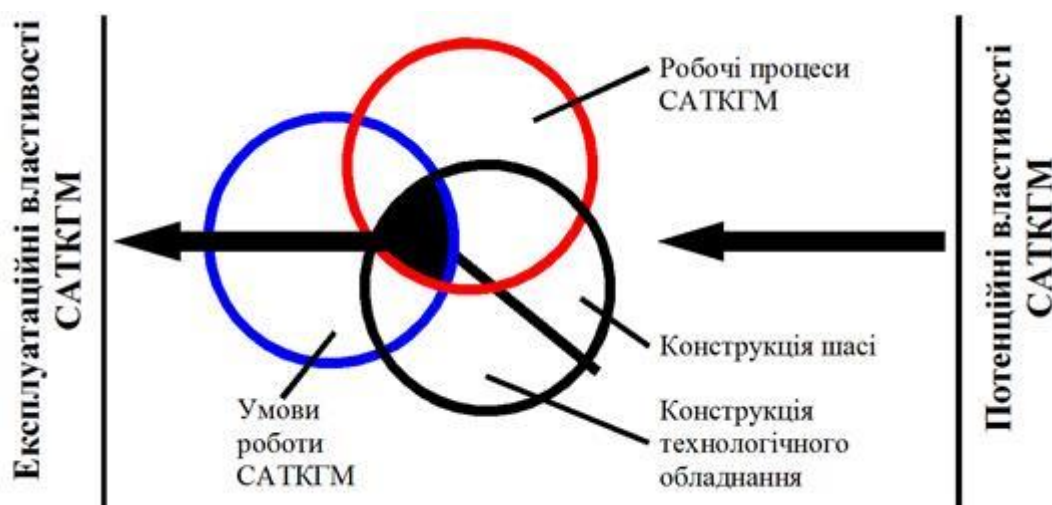


Рисунок 2.1 – Взаємовпливи при формуванні концепції та синтезу САТКГМ

Сьогодні автомобільні заводи випускають базові вантажні автомобілі під маркуванням «шасі», які не потрапляють під класичне визначення цієї конструкції. Відмінність полягає в тому, що на повнокомплектну рамну конструкцію шасі встановлюється двигун з системою випуску газів, кабіна з усіма приладами, прокладається електроустаткування і встановлюється увесь комплект світлотехніки. Такі автомобілів-шасі призначені для подальшої доукомплектації

різними видами кузовів, або встановлення на них різноманітного спеціального устаткування, типу кранів, маніпуляторів, гідропідійомників, бурових установок і цистерн різного призначення.

Шасі (автомобіль) – сукупність агрегатів і вузлів сухопутних транспортних засобів та інших самохідних машин змонтована на спільній рамі. Вузли та агрегати шасі забезпечують стійкий, керований рух ТЗ з заданими властивостями.

Шасі наземного ТЗ призначене [188]:

– для того, щоб забезпечити рух шляхом передачі крутного моменту від джерела енергії на тягові колеса, змінюючи його параметри в потрібних для руху межах;

– для зменшення навантажень на ТЗ при русі по нерівностях;

– для дотримання заданого напрямку або зміни траєкторії руху ТЗ, а також для гальмування і забезпечення положення стоянки ТЗ.

– У наземних ТЗ є декілька видів шасі, залежно від типу засобу.

– Автомобільне шасі – для легкових і вантажних машин, причепів і напівпричепів.

– Тракторне шасі – воно може бути колісним і гусеничним.

– Шасі для мотоциклів, трициклів і квадрациклів.

– Шасі для самохідної і несамохідної спеціальної техніки. Це шасі також може бути як на колісному ході, так і на гусеничному.

– Шасі для трамваїв і залізничного транспорту.

– Шасі для ТЗ, що переміщуються у водному і повітряному середовищі.

Усі ці види мають відмітні особливості в конструкції, але в найбільш загальному вигляді вони підрозділяються на:

– шасі ТЗ, що монтується на зварній рамі, виготовленій з високоміцних сталевих швелерів, – це закінчена конструкція, яка здатна пересуватися на колесах або гусеницях. Таку конструкцію використовують при виготовленні вантажних автомобілів, тракторів, причепів і напівпричепів, позашляховиків (типу SUV), всюдиходів, спеціальної техніки і залізничних вагонів;

- шасі ТЗ, що кріпиться на жорсткий, несівний кузов, з підрамником або без нього;
- самохідне шасі – особливий вид рамної конструкції на яку встановлений двигун і сидіння оператора з рульовою колонкою. Такі самохідні шасі використовуються для установки на них спецобладнання або озброєння;
- шасі для мотоциклів, у яких рама має особливу конструкцію і виконана з труб.

Створення автомобілів – це формування конструктивних зв'язків між базовим шасі і надбудовою залежно від таких чинників як призначення (використання) автомобіля, технологічні процеси, в яких задіяний автомобіль, умов експлуатації, нормативної бази (рис.2.2).

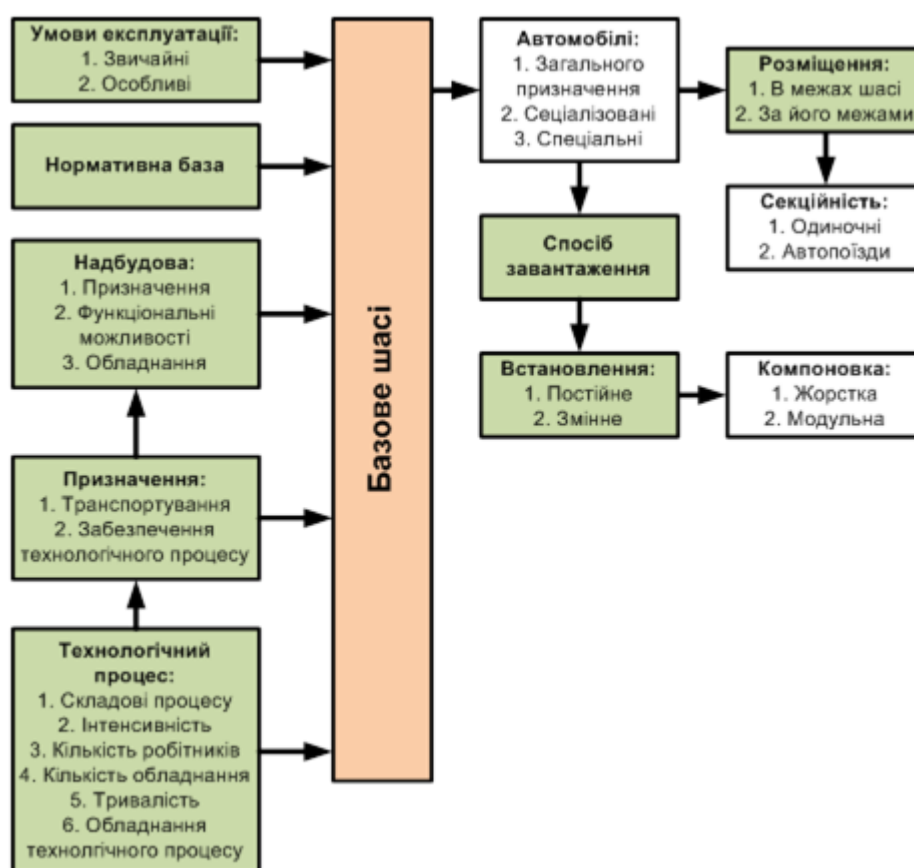


Рисунок 2.2 – Класифікація конструкції ТЗ на основі базового шасі залежно різноманітних чинників

Можна виділити п'ять основних напрямів в створенні САТКГМ:

1) установка на базове шасі надбудови загального універсального призначення. В цьому випадку автомобіль можна віднести до класу загальнотранспортних. Він є найбільш поширеним в створенні автомобілів, найбільш технічно і економічно обґрунтований, а саме використання стандартних шасі. В цьому випадку, як базові шасі використовують переважно шасі вантажних автомобілів, що піддаються лише незначному доопрацюванню.

2) установка на базове шасі надбудови з технологічним устаткуванням. В цьому випадку автомобіль можна віднести до класу спеціальних.

3) установка на базове шасі надбудови пристосованої для виконання спеціалізованих завдань. Автомобіль відносять до класу спеціалізованих.

4) використання агрегатів, вузлів і механізмів та базових шасі (або спеціально спроектованих) для створення спеціального шасі з новими властивостями і параметрами, відсутніми у базових моделях або їх модифікацій. На спеціальних шасі встановлюють, як правило, надбудови специфічного технологічного призначення. Застосовується в економічно обґрунтованих випадках, де параметри існуючих стандартних шасі не забезпечують виконання компонувальних, швидкісних і інших вимог, що пред'являються до визначених категорій автомобілів.

5) установка на базове шасі надбудови модульного типу. Залежно від технологічного процесу, в якому задіяне шасі, використовується різне технологічне обладнання. Воно встановлюється у вигляді окремих незалежних модулів. Розглядаються також зворотні варіанти використання шасі: наприклад, від умов експлуатації для доставки технологічного модуля використовується або гусеничне або колісне шасі.

Зазвичай технологічні процеси, в яких задіяні автомобілі, а також умови експлуатації автомобілів можуть змінюватися в широких межах. Це вимагає зміни елементів конструкції автомобіля. Зміна важливих елементів конструкції автомобіля підвищує матеріало-, енерго- і трудозатрати на модернізацію (пристосування до нових умов). Тому актуальним використання принципів

модульності та секційності.

Особливість компонування надбудови, наприклад, для модульних автомобілів полягає у використанні модулів, якими компонується базове шасі конкретних операцій технологічного процесу. Знімні модулі дають можливість використовувати автомобіль і як звичайний транспортний засіб (при їх відсутності). Формування модуля відбувається на основі вивчення особливостей технологічного процесу, задіяного при цьому обладнання і урахування класу шасі (легке, середнє чи важке).

На базовому шасі встановлюються необхідні модулі, які враховують зміни в технологічних процесах [184]. Якщо ж конструкція (базове шасі) за своїми технічними характеристиками не задовольняє реалізацію технологічного процесу чи функціонування в інших умовах експлуатації – слід приєднувати додаткову секцію, яка б компенсувала ті характеристики, яких бракує базовому шасі (рис.2.3).

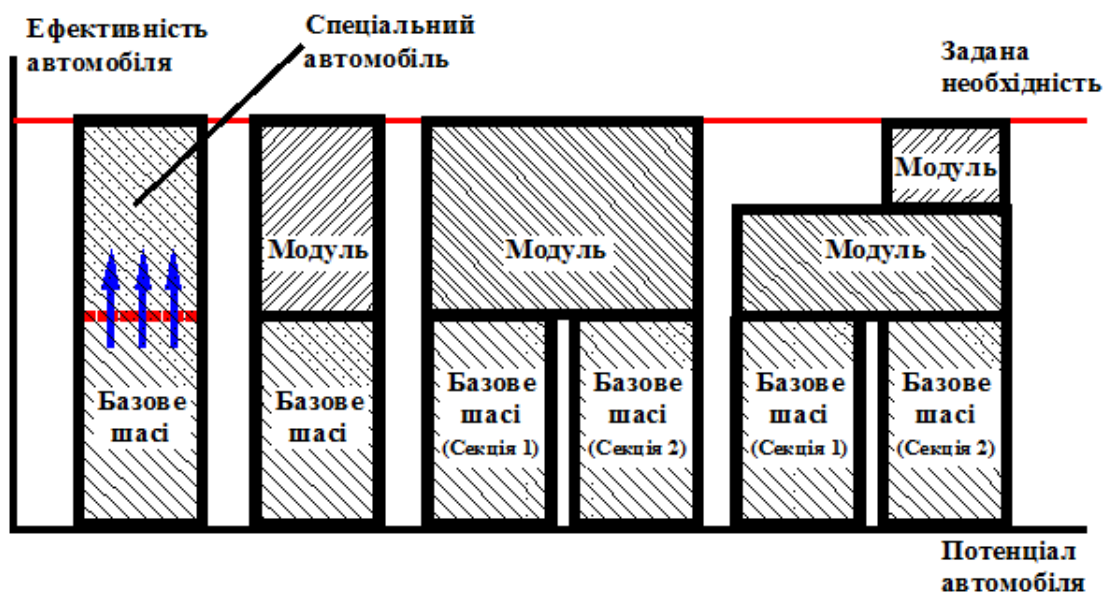


Рисунок 2.3 – Формування базового шасі на основі принципів секційності та модульності

Шасі, вибране для створення автомобіля, повинне мати такі параметри (конструкційні, експлуатаційні, економічні), які дозволили б при заданих витратах

на виробництво і експлуатацію техніки мінімізувати цільову функцію, тобто ефективність використання автомобіля за вибраними критеріями.

Тому при створенні автомобіля формують вимоги, які є основою технічного завдання. Приведений комплекс вимог до базових шасі є переважно таким, що визначає вплив на технічний рівень автомобілів. Реалізація цих вимог здійснюється вибірково, при наявності технічної можливості на базових шасі або їх модифікаціях.

2.2. Формування інформації про САТКГМ з використанням принципу предиктивності

Принцип предиктивності (від лат. *Praedictivus* – «передбачений, прогнозований») методик створення САТКГМ та інструментальних засобів, тобто програм, що забезпечують зв'язок етапів функціонально-логічного, технічного (конструкторського) етапу проектування і етапу технологічної підготовки виробництва дозволяє прогнозовано створювати конструкції проєктованих зразків з заданими властивостями. При цьому, предиктивний інструментарій використовується як на рівні окремих проєктних стадій, так і на рівні проєкту в цілому. Тому таке проєктування дозволяє отримувати виріб з більш високими експлуатаційними характеристиками.

Враховуючи різноманітність сфер використання шасі опрацьовано застосування принципу предиктивності (від лат. *Praedictivus* – «передбачений, прогнозований») методик створення САТКГМ та інструментальних засобів, тобто програм, що забезпечують зв'язок етапів функціонально-логічного, технічного (конструкторського) етапу проектування і етапу технологічної підготовки виробництва, що дозволяє прогнозовано створювати конструкції проєктованих зразків ТЗ із заданими властивостями (рис.2.4). При цьому, предиктивний інструментарій використовується як на рівні окремих проєктних стадій, так і на рівні проєкту в цілому.

Для реалізації деяких технологічних процесів автомобілі загального призначення не є придатними. Більш ефективними в цьому випадку є

спеціалізовані, а ще краще спеціальні автомобілі. У випадку, коли один автомобіль не є ефективним використовують або спеціальний модуль, або спеціалізовану секцію (див. рис. 2.3). Варіантом такої спеціалізації є автопоїзди. Використання автопоїздів неможливе без спеціальних зчіпних пристроїв, що забезпечують безпеку руху на високих швидкостях і різноманітних умовах експлуатації. Для збільшення продуктивності таких транспортних засобів важливою є розробка і дослідження ТЗП з характеристиками, що відрізняються від відомих, і дозволяють вирішити цілий ряд завдань, пов'язаних з ефективністю використання ТЗП [192-195].

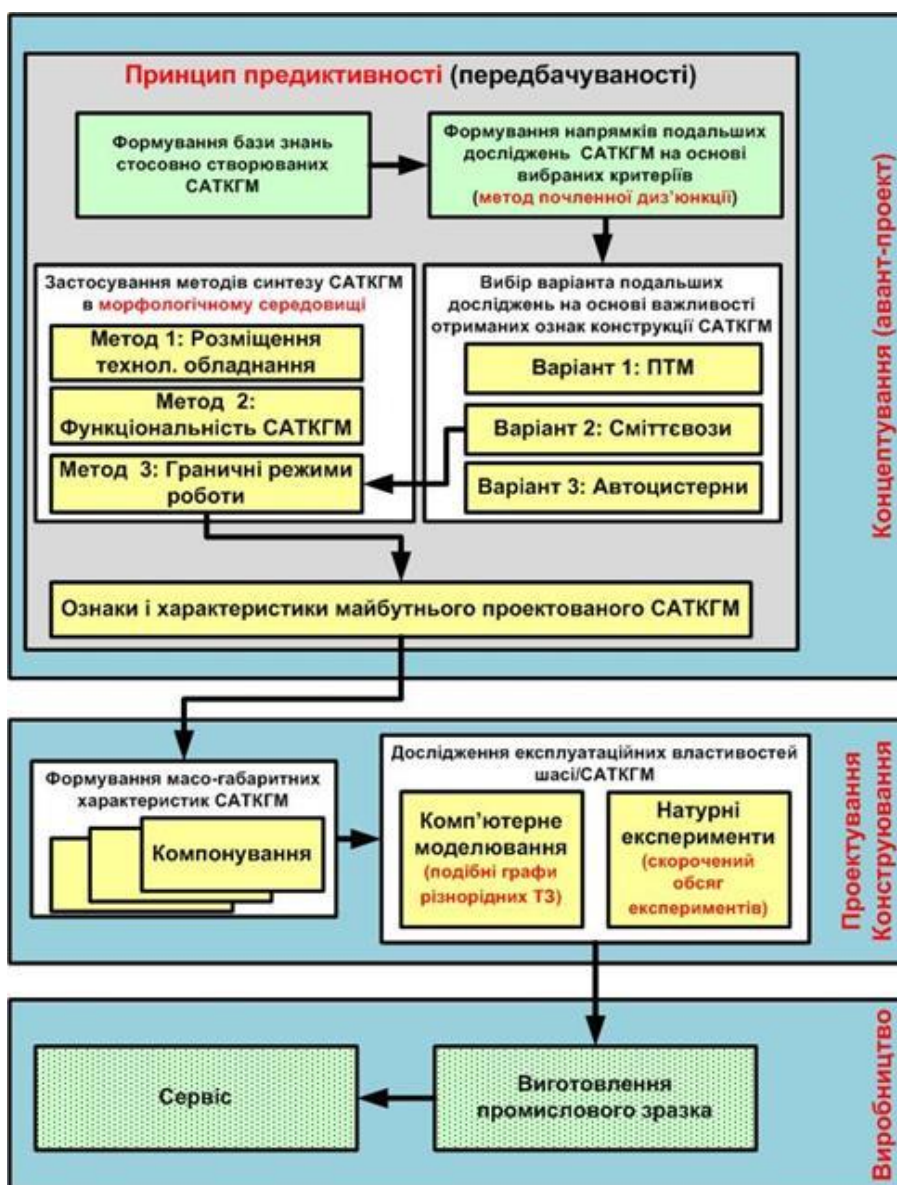


Рисунок 2.4 – Алгоритм застосування методології формування шасі САТКГМ з використанням принципу предиктивності

Зараз спостерігається тенденція прогресуючого зростання структурної і функціональної різноманітності САТКГМ, що обумовлено необхідністю забезпечувати їх надійне функціонування і необхідні характеристики стосовно різноманітних умов експлуатації. Тенденція неухильного зростання різнотипних САТКГМ супроводжується прогресуючими об'ємами розрізненої інформації, пошук якої пов'язаний зі значними часовими і матеріальними витратами.

Для впорядкування інформації про функціональний клас САТКГМ традиційно використовуються класифікації [189], більшість яких враховують як технологічні (функціональні), так і структурні (конструктивні) ознаки. Проте такі підходи до класифікацій не відрізняються точністю, оскільки практично завжди знаходяться об'єкти, які або не враховані, або належать одночасно до різних класифікаційних груп.

У цих умовах актуальними є дослідження, спрямовані на створення науково обгрунтованої класифікації, що дозволяє на єдиній методологічній основі упорядковувати інформацію про існуючі різновиди САТКГМ з можливістю передбачення їх нових структурних різновидів [22,192]. Особливу значущість проблема структурного передбачення набуває в сучасних умовах жорстокої конкуренції між фірмами за ринки збуту продукції.

Недоліком сучасних наукових досліджень є їх роздрібленість і спеціалізація хоча в різних галузях знань існують подібні структури. Перспективним є проведення класифікації на основі теорії еволюції на прикладі електромеханічних систем [148], яка враховує методики біологічних наук, теорій систем і катастроф.

Згідно прийнятої генетичної концепції в основі структурної різноманітності геометричних систем повинна лежати кінцева множина первинних елементів, властивості яких наслідують в структурах вищого рівня складності, синтезованих на цих елементах. Тому концепції побудови генетичної класифікації повинні передувати розробки відповідного понятійного апарату, вибору початкових ідеалізацій, побудови генетичних моделей і визначення правил їх застосування.

Найбільш природною класифікацією систем, очевидно, буде їх поділ за

критерієм лінійного ієрархічного ряду структурних рівнів. Тобто специфіка того чи іншого класу систем буде визначатися законом зв'язку їх елементів, їх організацією та відношенням до прилеглих (ієрархічно) структурних рівнів. При цьому можна використовувати генетико-морфологічний підхід, запропонований проф. Кузнецовим Ю. М. [149].

Розглянемо певне представлення САТКГМ як систему з базовою множиною елементів. Завдання побудови класифікації такого рівня належить до категорії системних і пов'язане передусім з пошуком певної абстрактної множини первинних елементів і закону їх впорядковування, відповідно до якого усі інші системи можна було б розглядати як логічний наслідок або результат певних перетворень, які торкаються множини її первинних елементів. Моделюючи системи з такими властивостями отримують статус генетичної класифікації [250] по аналогії з біологічними системами [251,252].

Процес проведення класифікації полягає у визначенні системоутворюючої одиниці, до якої додаються елементи, що описують додаткові особливості одиниці. Функцію системоутворюючої ланки виконує категорія Виду, становленню якої передувала розробка генетичної теорії видоутворення [253]. Відповідно до принципу збереження генетичної інформації Види (для рушіїв: колісні, гусеничні, спеціальні) служать системними інваріантами в різноманітності функціональних класів САТКГМ (табл. 2.1).

Наявність системної інформації про кількість і генетичну структуру Видів дозволяє визначити рангову структуру основних систематичних одиниць класу, в якій Вид виконує функцію основної систематичної категорії для таксонів надвидових рівнів: "Вид" → "Рід" → "Підрід" → "Сімейство" (рис. 2.5). Рангова послідовність основних систематичних одиниць є універсальною для довільних функціональних класів як електромеханічних так і механічних систем, наприклад, САТКГМ (рис. 2.6), що забезпечує методичну єдність і інваріантність структур. Такі структури формуються на основі базових понять таксонометрії, складовими частинами якої є систематика і класифікація. Вони дозволяють виділити групи і

впорядкувати їх по рангах важливості. Далі в групах формується номенклатура елементів, які можуть мати свої ізотопи (конструктивні аналоги).

Таблиця 2.1 – Морфологічна таблиця класифікації САТКГМ

Породжуюча структура базового виду (САТКГМ)	Елементи (вузли) Рівень 1	Складові елементів (деталі) Рівень 2	Варіанти складових (ізотопи) Рівень 3	
САТКГМ	1. Надбудова	Робоча платформа	Універсальні, спеціалізовані	
		Кабіна	Коротка, денна, спальна	
		Кузов автобуса	Несівні, напівнесівні, розвантажені	
	2. Шасі	Типове		
		Спеціальне		
		Остов	Рамний, напіврамний, безрамний	
	3. Рушій	Колісний	Діагональна, радіальна шина	
		Гусеничний	Металевий, гумо-металевий	
		Інший		
	4. Двигун	ДВЗ	Цикл Отто, Дизеля	
		Електричний	Постійного, змінного струму	
		Інший		
	Автомобілі загального призначення			

Таким чином, багаторівнева генетико-морфологічна модель САТКГМ має наступний згорнутий вигляд:

$$M_{втзп} = M_e \wedge M_{се} \wedge M_{вс_i}$$

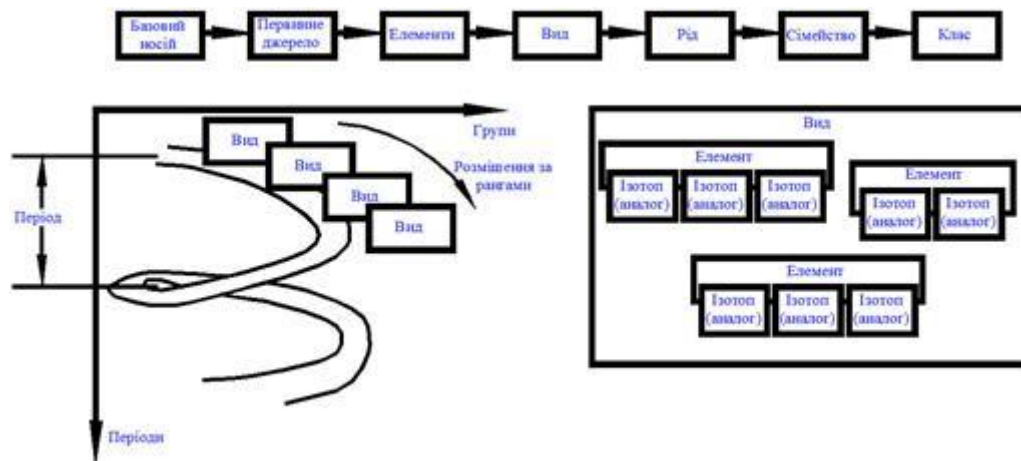


Рисунок 2.5 – Рівні організації складної системи

де Мвтзп – модель визначника САТКГМ; Ме, Мсе, Мвсі – морфологічні матриці складових елементів (вузлів, деталей, ізоотопів) в розгорнутому вигляді:

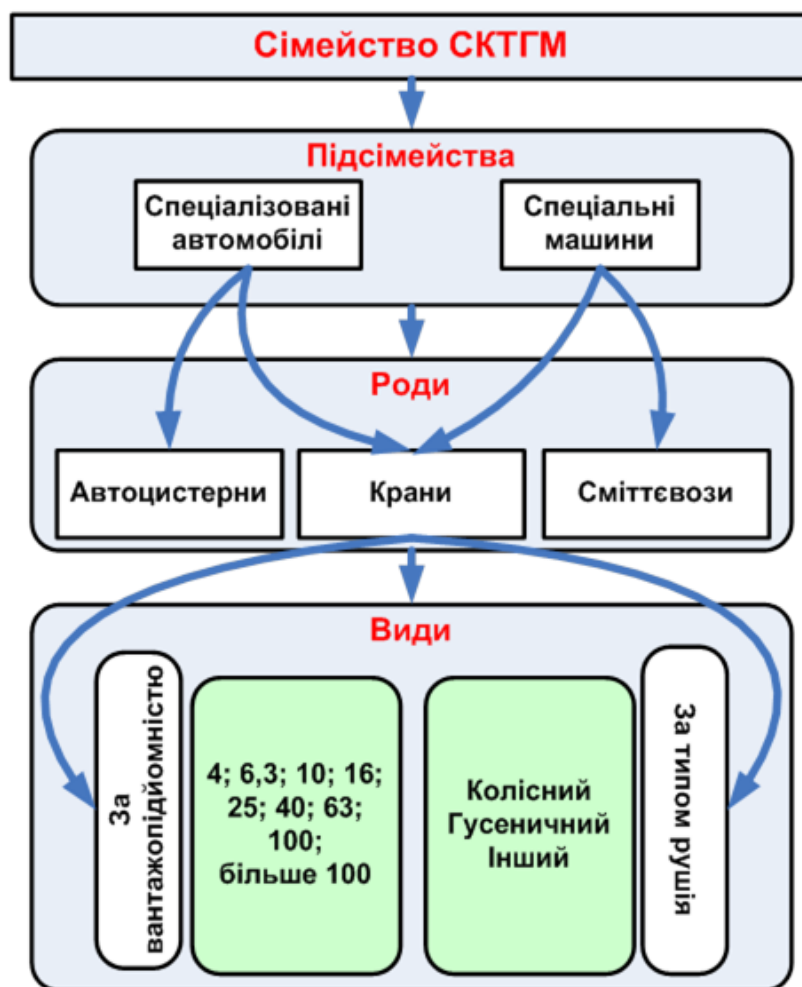


Рисунок 2.6 – Рангова структура систематики функціонального класу САТКГМ

$$M_{BTЗП} = \left| \begin{array}{c} 1.1 \\ 1.2 \\ 1.3 \\ 1.4 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 2.1 \\ 2.2 \\ 2.3 \\ 2.4 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 3.1 \\ 3.2 \\ 3.3 \\ 3.4 \\ 3.5 \end{array} \right|$$

На основі генетико-морфологічної класифікації довільний САТКГМ можна записати: САТКГМ.НБ1.КАС3.НС3 – САТКГМ, де надбудова НБ: кузов автобуса КАС, несівна конструкція НКЗ: розвантажена.

Генетико-морфологічна класифікація дає можливість використовувати принципово нові підходи до постановки і вирішення задач направлено пошуку і синтезу оптимальних конструкцій САТКГМ на рівні їх структурно-функціональних класів. В основі такого синтезу є два процеси – спадковість і змінюваність. Спадковість зберігає, так званий генотип САТКГМ, його загальну структуру, а змінюваність визначає диференціацію структури, її варіанти на рівні Виду. Вибравши відповідні критерії, можна проводити направлений пошук і відбір необхідних конструкцій САТКГМ. Автоматизація і візуалізація результатів генетико-морфологічного підходу дає можливість розв'язувати широке коло як системних так пошуково-іноваційних технічних задач вже на початковому етапі створення нових технічних об'єктів.

2.3. Вдосконалення елементів САТКГМ у морфологічному середовищі

Після впорядкування інформації стосовно створення автомобіля виникає необхідність його аналізу і подальшого синтезу конструкції. Перші етапи носять якісний характер і при цьому використовують відомі способи проектування технічних систем. Було встановлено, що велике різноманіття способів проектування можна описати визначеної кількістю множин з певними інформаційними характеристиками [254]. Такі множини з відповідними зв'язками утворюють МС, яке забезпечує роботу того чи іншого способу проектування. В МС записані методи створення технічних систем за допомогою математичних

формул, які описують напрямки і об'єми інформаційних потоків під час створення технічних систем. Це дає можливість підбирати відповідний метод для створення відповідної системи за її складністю.

Морфологічне середовище для моделювання технічних систем представлено в [23,32,39]. Об'єкти зовнішнього світу (багатомірна інформація ззовні) завдяки рецепції відображаються в МС на множину Ω (рис. 2.7). При цьому формується МПВ або положення (знаходження, місце) об'єктів в МС Ω . МПВ містить саму МВО, її сигнатуру Σ та аксіоматику U . Сигнатура Σ – група правил, що встановлюють процедуру порівняння. Сигнатура містить множини правил для відтворення елементарних ознак і властивостей, наборами правил побудови виразів з елементів, що входять в алфавіти. Аксіоматика (словник) U – фундаментальні поняття, що характеризують властивості об'єктів. Аксіоматика містить множини понять, визначень, символів для відтворення елементарних ознак і властивостей, сукупністю понять, визначень, символів і позначень, за допомогою яких утворюються алфавіти мов морфологічного простору.

В МС система відповідностей R визначає можливість сприйняття потоку інформації із зовнішнього світу, який надходить в середовище через множину відображень Ω . Розміри множини системи відповідностей обмежують максимальну інформацію множини відображень об'єкта.

Проблематико-евристична система I визначає способи обробки інформації і на основі відповідних правил (множина сигнатури Σ) відбувається процес обробки інформації (прагматико-процедурна множина X).

Модельно-репрезентативна множина K (досвід, база знань, яка є в морфологічному середовищі) дозволяє інтерпретувати отримані результати (морфологічна система розв'язків σ) і на їх основі формувати нові поняття і визначення (множина аксіоматики U).

У формулі (рис. 2.7) системи і множини морфологічного середовища представлені з урахування вхідних і вихідних потоків інформації. Чим більше існує взаємозв'язків між системами у системі відповідностей R , тим ефективніше

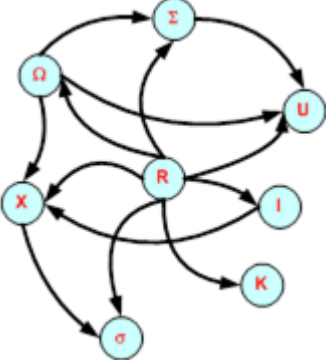
вона може функціонувати. Відповідно, множина відображень Ω повинна мати один потік вхідної інформації, яка в людському мозку, наприклад, надходить ззовні за допомогою кількох каналів (органи відчуттів).

Проблемно-евристична система I , множини сигнатури Σ і прагматико-процедурна X для однозначності обробки потоку інформації повинні мати по одному виходу.

Модельно-репрезентативна множина K , морфологічна система розв'язків σ і множина аксіоматики U сприймають вхідні потоки інформації. Якщо б вони самі генерували вихідні потоки, можна говорити про стан психіки людини, коли бажане видається за дійсне.

Морфологічне середовище дає можливість визначити напрямки та інтенсивність інформаційних потоків. У випадку застосування методів генерування нових ідей це дає можливість підбирати метод, відповідний по ефективності відповідно до поставленої проблеми.

Граф і його матриці суміжності та інциденцій



	R	Ω	Σ	U	I	K	σ	X
R		1	1	1	1	1	1	1
Ω	1		1	1				1
Σ	1	1		1				
U	1	1	1					
I	1							1
K	1							
σ	1							1
X	1	1			1		1	

$$[R > \Omega] > [I > \Sigma > X] > [K > \sigma > U] \left[\begin{array}{l} 7 \\ 0 \end{array} > \begin{array}{l} 3 \\ 1 \end{array} \right] > \left[\begin{array}{l} 1 \\ 1 \end{array} > \begin{array}{l} 1 \\ 2 \end{array} > \begin{array}{l} 1 \\ 3 \end{array} \right] > \left[\begin{array}{l} 0 \\ 1 \end{array} > \begin{array}{l} 0 \\ 2 \end{array} > \begin{array}{l} 0 \\ 3 \end{array} \right]$$

Рисунок 2.7 – Взаємозв'язки складових морфологічного середовища

В таблиці В.1 (Додаток В) наведені найхарактерніші методи створення та проектування нових та вдосконалення існуючих зразків машин. Повний перелік методів представлено в [32]. На основі вербальних описів задіяних алгоритмів

була записана схема їх роботи і ця схема переведена у формулу для запису в морфологічне середовище. Запис формули відбувався з урахуванням трьох основних процесів: сприйняття інформаційного потоку знань, його обробка і зберігання або інтерпретація.

Паралельним доповненням до морфологічного середовища і напрямком реалізації принципу предиктивності є використання методу почленної диз'юнкції.

2.4. Використання почленної диз'юнкції для вибору напрямку досліджень

Суть методу почленної диз'юнкції полягає в тому, що вибірку елементів, які мають спільні ознаки і властивості, переформовують на основі заданого критерія [12,18]. Метод почленної диз'юнкції використовується для формування характеристик і властивостей машин. Це здійснюється на основі початкової інформації про машини і їх застосування.

Диз'юнкцією двох висловлювань називається таке нове висловлювання, яке істинне тоді і тільки тоді, коли істинно хоча б одне з цих висловлювань.

З вибірки предметів, які можуть мати спільні ознаки і властивості, а в цілому об'єднуватися між собою за сукупністю ознак можна вибрати ті предмети, що мають спільну властивість або критерій [7,18]. Перетворення з використанням почленної диз'юнкції показано на рис. 2.8.

Метод почленної диз'юнкції дозволяє якісні ознаки технічної системи перепоеднувати між собою на основі вибраного критерію. Новий критерій перепоеднує ознаки системи і показує вагомість тої чи іншої ознаки при вибраному критерії.

При впорядкуванні інформації, пов'язаної з вдосконаленням конструкції машин пропонується питання, що стосуються проблеми функціонування машин розбивати на взаємопов'язані множини: сукупність ознак, ознаки і характеристики ознак. Таке впорядкування дає можливість розбиття загального обсягу знань на окремі логічні області, а представлення утворених предикатів у графічному вигляді – візуалізації дослідженої проблеми і швидшому сприйняттю наповненості

інформаційним матеріалом тих чи інших підрозділів тематики. Запропонований метод особливо ефективний при великих масивах знань. Для демонстрації суті такого впорядкування наведемо приклад з використанням тільки невеликої кількості елементів.

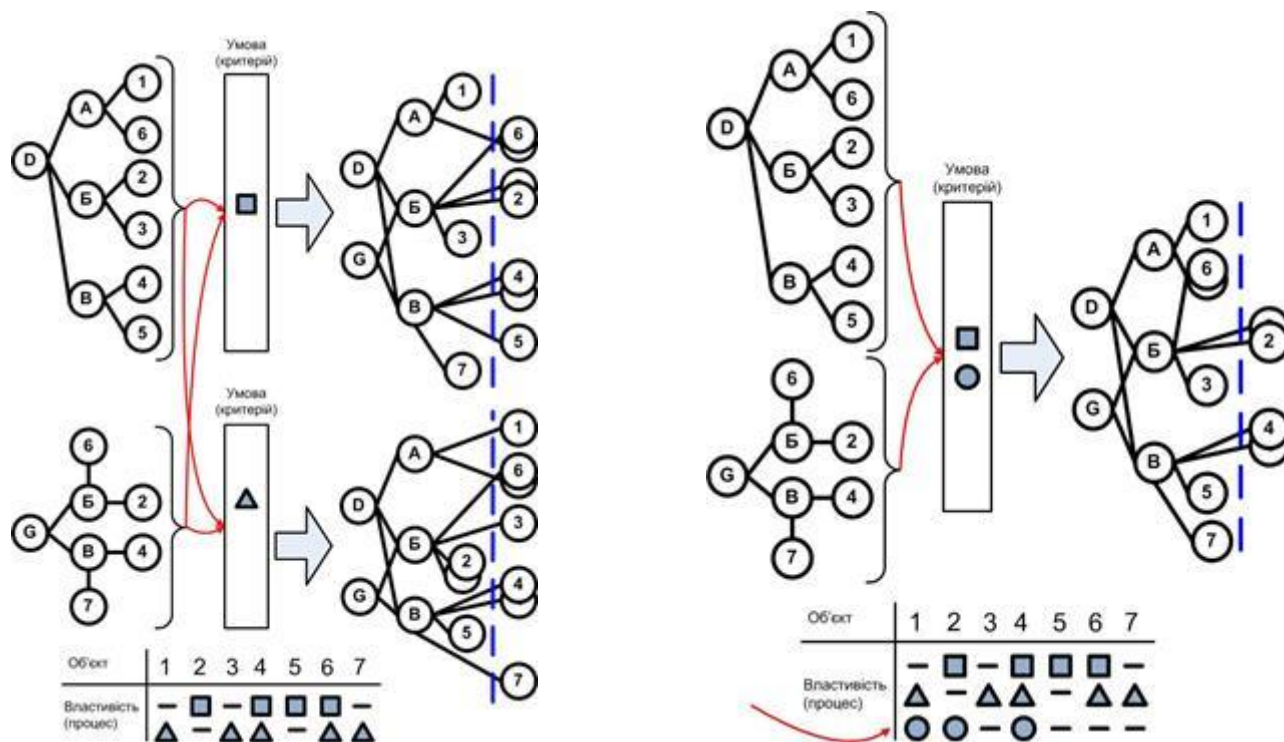


Рисунок 2.8 – Формування нової множини властивостей машини на основі заданого критерію з використанням методу почленної диз'юнкції.

Нехай потрібно сформулювати базу знань з проблеми полегшеного рушання ТЗ [1,4,5,32,34]. Огляд літературних джерел дає можливість визначити питання, що належать до цієї проблеми за сукупністю ознак: полегшити рушання ТЗ можна зміною ваги складових, опору коченню, і зміною зусилля на тягових колесах. Реалізуються ці принципи за допомогою тягово-зчіпних пристроїв, розподілом мас ТЗ, зміною характеристик коліс. Конструктивно наведені принципи виконуються з'єднанням складових автопоїзда вільним способом, пружним, пружно-демфуючим або з'єднанням мас ТЗ послідовно, паралельно чи каскадно. Зміни опору або передачі зусилля можна досягнути різницею тисків в частинах колеса або збільшенням крутного моменту.

Отже, запишемо множину «Сукупність ознак» $R=\{ri\}$, яка має 3 предмети – значення сукупності ознак, тобто $i=1,\dots,3$, де $r1$ = зміна ваги; $r2$ = зміна опору коченню; $r3$ = зміна зусилля.

Множина «Ознаки» $U=\{ui\}$ також має 3 предмети – значень ознак, тобто $i=1,\dots,3$, де $u1$ = зчіпні пристрої; $u2$ = розподіл мас ТЗ; $u3$ = характеристики колеса.

Множина «Характеристики ознак» $L=\{li\}$ має 8 предметів – значень характеристики ознак, тобто $i=1,\dots,8$, де $l1$ = спосіб з'єднання вільний; $l2$ = пружний; $l3$ = пружно-демфуючий; $l4$ = поєднання мас послідовне; $l5$ = паралельне, $l6$ = каскадне; $l7$ = різниця тисків в частинах колеса; $l8$ = збільшення крутного моменту.

Введемо множину $Q=\{qi\}$ областей знань $qi, i=1,\dots,12$, тобто:

$$Q=\{qi, i=1,\dots,12\}.$$

Можна побудувати парадигматичну таблицю, що відображає зв'язок між областю локалізації знань qi і предметних змінними l, u, r (табл. 2.3).

Опишемо, що означає, наприклад, область локалізації знань $q1=r1u1l1$ = зміна ваги^У зчіпні пристрої^У спосіб з'єднання вільний. Сміслове значення виразу: полегшене рушання ТЗ досягається зміною ваги з використанням тягово-зчіпних пристроїв, що вільно пов'язують елементи автопоїзда. $q5=r1u2l2$ = зміна ваги^У розподіл мас ТЗ^У спосіб з'єднання пружний. Сміслове значення виразу: полегшене рушання ТЗ досягається зміною ваги його поєднаних мас, з'єднаних пружно.

Область локалізації знань q виражається через значення предметних змінних r, l, u наступним чином:

$$r1u1l1=q1 ; r1u1l2=q2 ; r1u1l3=q3 ; r2u2l1=q4 ; r2u2l2=q5 ; r1u2l3=q6 ; r1u2l4=q7 ; r1u2l5=q8 ; r1u2l6=q9 ; r2u3l7=q10 ; r3u3l7=q11 ; r3u3l8=q12 .$$

Таблиця 2.3 – Зв'язок між областю локалізації знань q^i та предметними змінними l, u, r

Сукупність ознак	Ознаки	Характеристики ознаки	Означення
r1 (зміна ваги)	u1 (зчіпні пристрої)	I1 (спосіб з'єднання вільний)	q1
r1 (зміна ваги)	u1 (зчіпні пристрої)	I2 (спосіб з'єднання пружний)	q2
r1 (зміна ваги)	u1 (зчіпні пристрої)	I3 (спосіб з'єднання пружно-демфуючий)	q3
r1 (зміна ваги)	u2 (розподіл мас T3)	I1 (спосіб з'єднання вільний)	q4
r1 (зміна ваги)	u2 (розподіл мас T3)	I2 (спосіб з'єднання пружний)	q5
r1 (зміна ваги)	u2 (розподіл мас T3)	I3 (спосіб з'єднання пружно-демфуючий)	q6
r1 (зміна ваги)	u2 (розподіл мас T3)	I4 (поєднання мас послідовне)	q7
r1 (зміна ваги)	u2 (розподіл мас T3)	I5 (поєднання мас паралельне)	q8
r1 (зміна ваги)	u2 (розподіл мас T3)	I6 (поєднання мас поєднання мас)	q9
r2 (зміна опору коченню)	u3 (характеристики колеса)	I7 (різниця тисків в частинах колеса)	q10
r3 (зміна зусилля)	u3 (характеристики колеса)	I7 (різниця тисків в частинах колеса)	q11
r3 (зміна зусилля)	u3 (характеристики колеса)	I8 (збільшення крутного моменту)	q12

Виконуємо операцію почленної диз'юнкції можливо більшого числа споріднених рівностей [32]. Введення почленної диз'юнкції з використанням спорідненої рівності обумовлене необхідністю отримання локальних областей знань. Такі області можуть включати більш, ніж одну обчислювану обмежену кількість ознак і предметних областей досліджень.

$$r1u1(l1 \vee l2 \vee l3) = q1 \vee q2 \vee q3,$$

$$r1u2(l1 \vee l2 \vee l3 \vee l1 \vee l2 \vee l3) = q4 \vee q5 \vee q6 \vee q7 \vee q8 \vee q9;$$

$$r2u3l7 = q10, \quad r3u3(l7 \vee l8) = q11 \vee q12.$$

Формуємо функцію переходу від предметної області знань q до локальної області досліджень експерта m , у професійну діяльність якого входить ця область дослідження q . Тобто з загального об'єму знань в домінуючі множини визначаємо знання, які можна характеризувати, як полегшене рушання з використанням способу з'єднання.

$$q1 \vee q2 \vee q3 \vee q4 \vee q5 \vee q6 = m1; \quad q7 \vee q8 \vee q9 \vee q10 \vee q11 \vee q12 = m2 \quad (2.1)$$

Враховуючи залежності предметних областей знань q від предметних змінних r, l, u та зв'язок між предметними областями знань q та локальними областями досліджень експерта m (2.1), залежності локальних областей m від предметних змінних r, l, u мають вигляд:

$$m1 = r1u1(l1 \vee l2 \vee l3) \vee r3u2(l1 \vee l2 \vee l3); \quad m2 = r1u2(l4 \vee l5 \vee l6) \vee r2u3(l7 \vee l8)$$

Предикат $P(r, l, u, m)$, що описує зв'язок між локальними областями досліджень експерта m та предметними змінними r, l, u має наступний вигляд:

$$P(r, l, u, m) = m1r1u1(l1 \vee l2 \vee l3) \vee m1r1u2(l1 \vee l2 \vee l3) \vee m2r1u2(l4 \vee l5 \vee l6) \vee m2r2u3(l7 \vee l8)$$

Швидке зростання обсягів різномірної інформації вимагає пошуку нових засобів для її компактного представлення. Одним із важливих підходів є візуалізація, тобто спосіб представлення даних у вигляді двовимірних або тривимірних рухомих та нерухомих зображень. Більшу частину інформації, що стає доступною для людини, неможливо представити у дво- або тривимірному вигляді без втрат. Тому важливим є вирішення проблеми зменшення цих втрат, тобто збереження інформативності при зведенні багатовимірних даних до зручного для людського сприйняття вигляду. Пропонується предикат P наочно зобразити у вигляді графа (рис.2.9). З графічного представлення видно, що в локальних областях досліджень, де домінуючими є дослідження для характеристик ознак $l1$, $l2$ і $l3$ (способи з'єднання зчипних пристроїв) є накопичення однотипних знань. Тобто дослідження в цій області проводяться інтенсивно і є актуальними.

Якщо ж сформувати функцію переходу від предметної області знань q до локальної області досліджень експерта m з іншою домінуючою вимогою, більш ширшою, наприклад, полегшене рушання з використанням ваги, то локальні області досліджень матимуть вигляд:

$$q1 \vee q2 \vee q3 \vee q4 \vee q5 \vee q6 \vee q7 \vee q8 \vee q9 = m1; \quad q10 \vee q11 \vee q12 = m2 \quad (2.2)$$

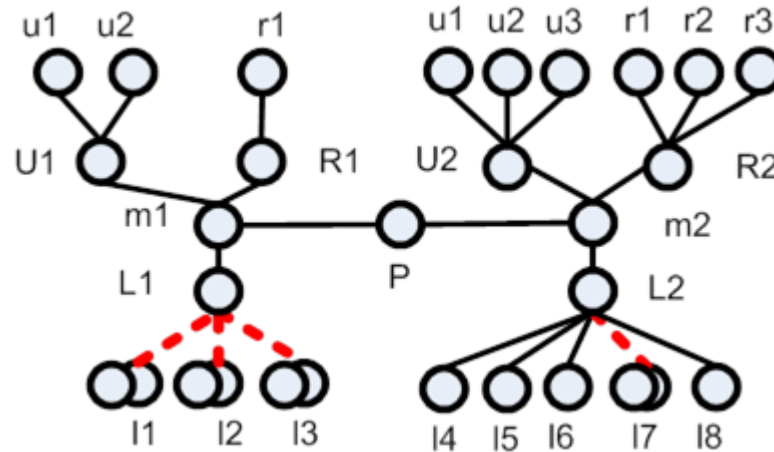


Рисунок 2.9 – Предикат Р, що описує базу знань з проблеми полегшеного рушання ТЗ на основі способу з'єднання частин ТЗ

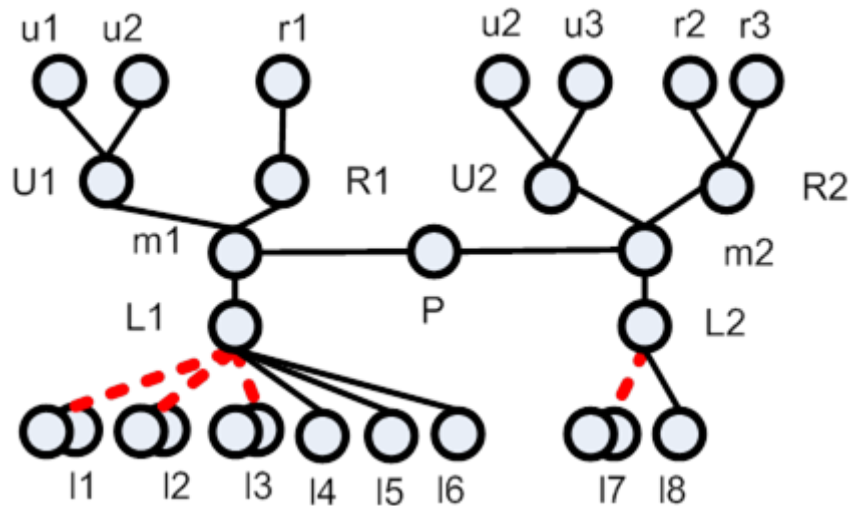


Рисунок 2.10 – Предикат Р, що описує базу знань з проблеми полегшеного рушання ТЗ на основі поєднання елементів одного ТЗ

Предикат $P(r,l,u,m)$ матиме наступний вигляд (рис.2.10):

$$P(r,l,u,m) = m1r1u1(l1 \vee l2 \vee l3) \vee m1r1u2(l1 \vee l2 \vee l3 \vee l4 \vee l5 \vee l6) \vee m2r2u3l7 \vee m2r3u3(l7 \vee l8)$$

Аналіз літературних джерел, що представляють локальну область досліджень, представлених на рис.2.9, а саме конструкцій тягово-зчіпних пристроїв, дозволив запропонувати нову конструкцію (рис. 2.11).

Тягово-зчіпний пристрій містить дишло причепа 1, яке закінчується повзуном 2, напрямку 3, з'єднану з тяговим органом 4. На повзуні 2 встановлено обмежуючий буфер 6 і опорну пластину 7, а на напрямній 3 – обмежуючий буфер

8 і опорну пластину 7, а на напрямній 3 – обмежуючий буфер 8 і опорну пластину 5, дишлом 1 причепа і тяговий орган 4, також пневмобалоном 9 з'єднано і амортизатором двосторонньої дії 10. Пневмобалоном 9 через клапан керування 11 з'єднано з ресивером 12. Клапан керування 11 під'єднано до блока керування 13. До блока керування 13 під'єднано датчик вантажності 14 і пришвидження 15.

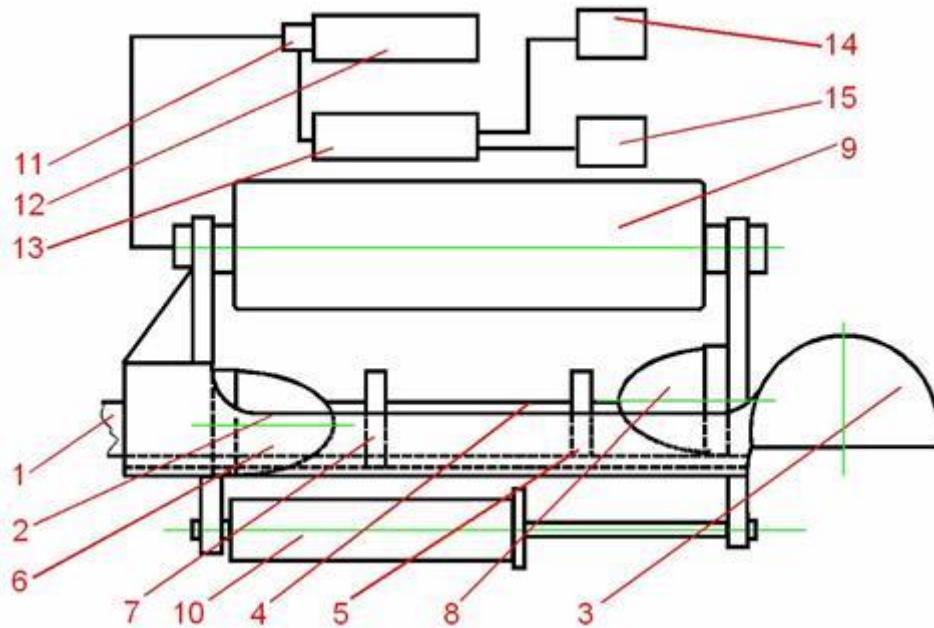


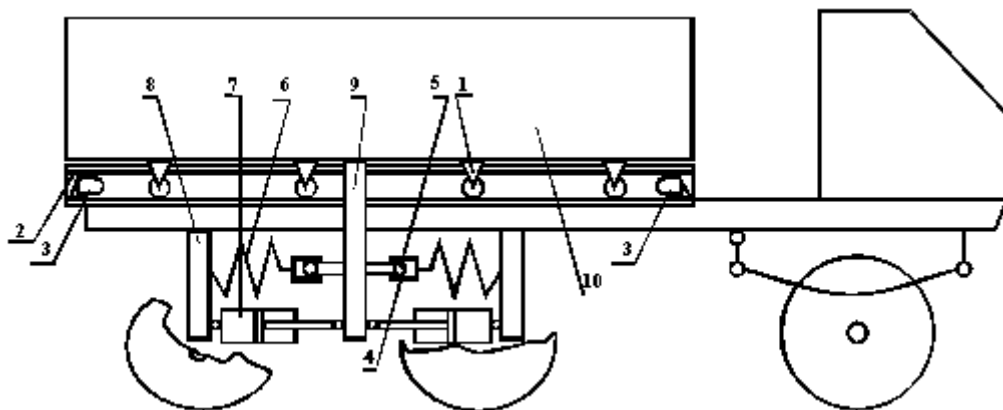
Рисунок 2.11 – Тягово-зчіпний пристрій

У випадку розширення області досліджень, представленої на рис. 2.10, аналіз додаткових літературних джерел з даної тематики дозволив запропонувати інший конструктивний варіант розв'язання проблеми полегшеного рушання ТЗ (рис. 2.12).

Було запропоновано повне розчленування кузова і рами ТЗ у повздовжньому напрямку, яке забезпечується використанням зазору у кріпленні пружних і демпфувальних елементів [10,57]. Тому при рушанні з місця за рахунок інертності маси кузова з вантажем, спочатку рушатиме ТЗ, а далі, після вибирання зазору до маси ТЗ приєднається маса кузова з вантажем.

Пристрій, що забезпечує розчленування кузова і рами ТЗ містить ролики 1, які встановлені з можливістю повздовжнього переміщення по напрямних 2 на рамі

транспортного засобу. Це переміщення обмежують стопорні буфери 3. До боковини кузова кріпиться кронштейн з пазом 4, в якому із зазором встановлено повзун 5, що з'єднаний з кінцем пружини 6 і демпфуючого елемента 7. Другий кінець повзуна закріплений до опори 9, з'єднаний з кузовом автомобіля.



- 1 – ролики, 2 – напрямні, 3 – стопорні буфери, 4 – кронштейн з пазом, 5 – повзун,
6 – пружини, 7 – демпфуючий елемент, 8 – крайні опори, 9 – середня опора;
10 – кузов

Рисунок 2.12 – Конструктивна схема пристрою для кріплення кузова транспортного засобу

В обидвох випадках в область досліджень експерта не входив напрямок досліджень, пов'язаний з дослідженнями колісного рушія, а саме впливу різниці тисків в частинах колеса на покращення експлуатаційних властивостей ТЗ. Графічне представлення систематизованих знань по цій проблемі дає можливість звернути увагу на цей напрямок досліджень.

На основі аналізу літературних джерел з цієї тематики була запропонована конструкція багатосекційної надувної камери, яка забезпечує зменшення опору рухові колеса в умовах бездоріжжя, а також подальшу можливість руху навіть при пошкодженні кількох секцій камери [8,9,58] (рис. 2.13).

Камера для автомобільної шини містить: суцільну надувну камеру 1, яку розділено на окремі секції за допомогою перегородок 2. Перегородки 2 з'єднанні з надувною камерою 1 еластичними елементами кріплення 3 у вигляді гумових стрічок. У кожену секцію вставлено ніпель 4 для наповнення повітрям.

Морфологічні середовища для створення конструкцій автомобілів в яких використовується метод почленної диз'юнкції дозволять пришвидшити роботу інженерів, зробити її більш ефективною.

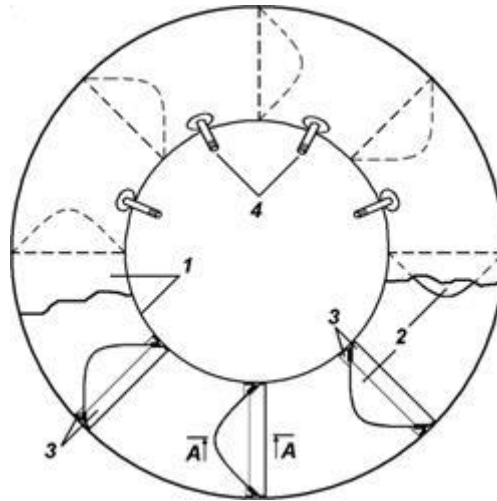


Рисунок 2.13 – Загальний вигляд багатосекційної надувної камери

На прикладі вирішення проблеми полегшеного рушання ТЗ показано, що залежно від постановки задачі і формування напрямків вдосконалення на основі однієї і тієї ж бази знань про конструкцію автомобіля можна отримати різні конструктивні розв'язки поставленої задачі.

2.5. Вибір базової САТКГМ на основі ГСКС

Машина, як технічна система має структуру (будову), яка задає особливості її функціонування в певному технологічному процесі, залежному від структури САТКГМ з одного боку і від зовнішнього доквілля з іншого боку. Структуру САТКГМ доцільно відображати за допомогою графів структур конструктивних схем САТКГМ [37,38,41,255,256]. Під графом структури конструктивних схем (ГСКС) САТКГМ розуміють такий, який виділяє зв'язки елементів САТКГМ з урахуванням її будови і зовнішніх впливів.

При побудові графа ланка конструктивної схеми САТКГМ відображається колом, а кінематичний зв'язок між двома ланками відповідними позначеннями залежно від функції (пружний, жорсткий, дисипативний) і стану стосовно передачі

енергії (активний чи пасивний) [25,35,36]. Структури плоских конструктивних схем можна розділити на кілька груп за критерієм подібності графів структури. Два графи структури будемо вважати подібними, якщо відсутня різниця в їх будові або ця різниця вважається елементарною.

Якщо графи структур конструктивних схем САТКГМ відображають в її статистиці, то опис функціонування САТКГМ в її технологічному процесі – це динаміка розвитку чи поведінки в часі [20,21].

Отже, якісні зміни в формуванні технологічних процесів ведуть до змін в САТКГМ, які задіяні в них. Критична величина зміни структури САТКГМ призводить до якісної зміни в технологічних процесах. Оцінкою величини і якості змін слугують критерії, що формуються на основі потреб технологічного процесу або суспільних потреб.

Особливості поведінки САТКГМ описують якнайрізноманітнішими способами, використовуючи ймовірнісні методи, статистичну інформацію про поведінку САТКГМ. Одним з ефективних методів побудови рівнянь функціонування ТС з дискретно розподіленими параметрами є принципи механіки та загальне рівняння динаміки механічних систем.

Створення і запис системи таких рівнянь з урахуванням можливості ієрархічного впорядкування абсолютних змінних можна здійснити, використавши графи структури рівневих зв'язків координат математичної моделі [53,256]. Під графом структури зв'язків узагальнених координат математичних моделей розуміємо такий граф, який показує перелік узагальнених координат у математичних моделях і зв'язки між ними. Для відображення рівня залежностей одних узагальнених координат від інших ці координати розміщують за рівнями залежності і позначають ці рівні послідовно знизу вгору, починаючи з нульового.

Графи структури зв'язків узагальнених координат САТКГМ відрізняються між собою такими параметрами [255,256]: кількістю координат нульового рівня, що обумовлено кількістю приводів виконавчих механізмів САТКГМ; наявністю чи відсутністю розгалужень на рівнях залежностей вище першого; кількістю рівнів

залежностей, що обумовлено складністю виконавчих механізмів.

Застосування графів конструкції САТКГМ дозволяє зробити висновок, що, на відміну від конструкції зовсім неподібних за конструкцією машин, їх графи конструкції майже однакові. Це дає можливість для дослідження експлуатаційних властивостей таких машин використовувати однакові за структурою математичні моделі.

Представлення зв'язків координат у вигляді графів дозволяє з'ясувати взаємовплив роботи елементів САТКГМ і будувати моделі з врахуванням цих зв'язків. Крім того, графи зв'язків дозволяють однозначно визначити необхідну кількість і перелік узагальнених координат, які потрібні для розв'язання конкретної задачі. Застосування цих графів дозволить визначати необхідний і достатній рівень майбутньої моделі функціонування САТКГМ. Це зменшить трудові затрати на створення, відлагодження та використання моделі.

Використання графів достатньо ефективно для аналізу і класифікації САТКГМ за структурно-конструктивними ознаками. Тому графи використовували і для моделювання внутрішніх зв'язків між узагальненими координатами моделей функціонування машин. Розглянемо плоскі конструктивні схеми САТКГМ. При аналізі машин використаємо графи структур їх плоских конструктивних схем, в яких ланка схеми відображається кружком, а кінематичний зв'язок між двома ланками наступним чином (табл.2.4).

Структури плоских конструктивних схем САТКГМ можна розділити на шість груп за критерієм подібності графів структури [255,256]. Два графи структури будемо вважати подібними, якщо відсутня різниця в їх побудові або ця різниця вважається елементарною.

Надалі, опускаючи всі можливі деталі конструкції САТКГМ, зупинимось на моделюванні зв'язків між узагальненими координатами лише для шести типів машин (табл. 2.5), що представлені подібними графами структури конструктивних схем (табл. 2.6; подібність графів зменшується від позначки (а)), використовуючи графи структури зв'язків узагальнених координат.

Таблиця 2.4 – Класифікація зв'язків між елементами САТКГМ і їх механізмів стосовно зовнішнього впливу

Класифікація стосовно зовнішнього впливу	Зв'язки		
	жорсткі	пружні	дисипативні
Пасивні – зовнішній вплив некерований			
Активні – зовнішній вплив задається			
Змінні			

Передача зусилля	Передача крутного моменту	Елемент, що ініціює вплив

САТКГМ відрізняються між собою такими параметрами:

- кількістю координат нульового рівня, що обумовлено кількістю ведучих коліс та приводів виконавчих механізмів;
- наявністю чи відсутністю розгалужень на рівнях залежностей вище першого;
- кількістю рівнів залежностей, що обумовлено складністю виконавчих механізмів.

Таблиця 2.5 – Класифікація конструктивних схем САТКГМ за критерієм подібного графа структури

Типи подібних графів	1	2	3	4	5	6
Варіанти подібних графів структур	а	а	а	а	а	а
				б	б	б
				в	в	в
				г		г
				д		

Спільним для цих графів є одна узагальнена координата на першому рівні залежності, а саме координата відносного повороту корпусу САТКГМ у вертикальній площині. Представлення зв'язків координат у вигляді графів дозволяє з'ясувати взаємовплив роботи виконавчих механізмів мобільної машини і будувати моделі з врахуванням цих зв'язків. Крім того, графи зв'язків дозволяють однозначно визначити необхідну кількість і перелік узагальнених координат, які потрібні для розв'язку конкретної задачі. Якщо метою аналізу є вивчення функціонування грейдера з основним ножем за схемою 4г (табл. Г.1, Додаток Г) без роботи переднього ножа, то в графі 4г будуть відсутні координати правої гілки другого і третього рівнів залежності і, як наслідок, в моделі, яка побудована з врахуванням цього графа, не будуть наявні ці координати.

Розглянемо приклади використання графів структур зв'язків координат для ілюстрації їх побудови та зв'язків між координатами в самому графі.

Візьмемо дві обертові пружно зв'язані маси. Граф структури зв'язків узагальнених координат буде мати вигляд, наведений на рис. 2.14,а. Для автомобіля з задніми ведучими колесами граф структури зв'язків координат показано на рис. 2.14,б. Якщо задачею моделювання передбачено вивчення вібрацій сидіння водія, то граф матиме вигляд, наведений на рис. 2.14,в.

Таким чином, графи структур зв'язків узагальнених координат моделі функціонування САТКГМ наочно показують взаємозв'язки між їх координат, а саме:

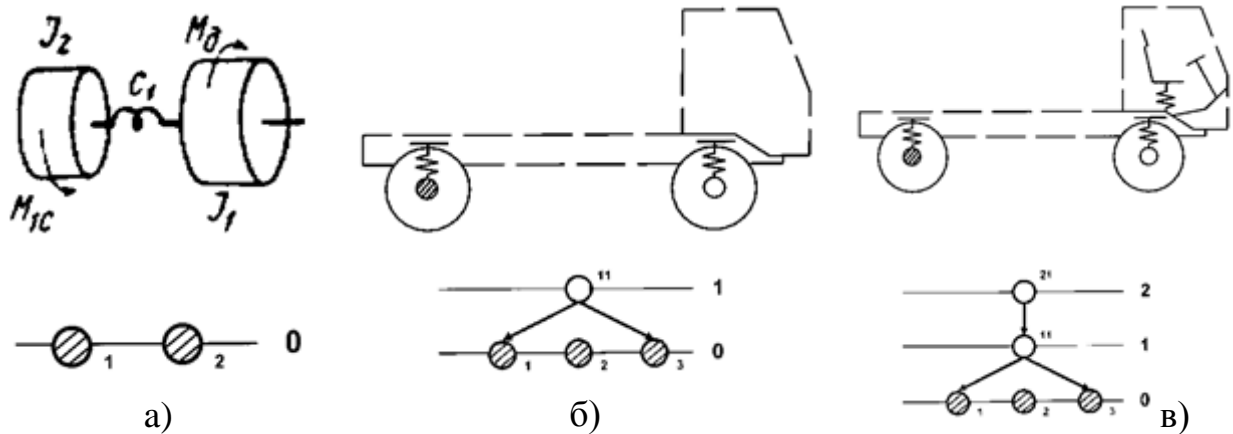


Рисунок 2.14 – Конструктивні схеми автомобіля та відповідні графи структур зв'язків узагальнених координат: а) дві обертові пружно зв'язані маси; б) автомобіль з задніми ведучими колесами; в) сидіння водія в автомобілі з задніми ведучими колесами

– узагальнені координати шести типів САТКГМ і зв'язки між ними зручно представляти у вигляді графів структур зв'язків координат, вони описуються двома типами графів;

– залежно від задачі досліджень за допомогою графа структури можна сказати, які та скільки необхідно і достатньо вибрати координати, а потім і перевірити структуру правих частин побудованих рівнянь моделей функціонування САТКГМ.

– Методика побудови моделей функціонування САТКГМ, яка складається із таких процедур:

– відповідно до задач досліджень визначається достатня адекватність моделей, що будуються;

– будується подібний граф конструктивної схеми САТКГМ, функціонування якої досліджується;

– будується граф структури зв'язків узагальнених координат;

– з врахуванням поставлених задач з множини чинників вибираються ті чинники, які необхідно врахувати в майбутній моделі;

– на основі прийнятих припущень та графа структури зв'язків узагальнених

координат будується розрахункова схема з дискретно розподіленими інерційними та пружними параметрами, де показуються вибранні чинники;

- визначаються ліві і праві частини рівнянь Лагранжа II-го роду;
- за допомогою графа структури зв'язків узагальнених координат перевіряється структура розподілу других похідних від координат в лівих частинах отриманої системи диференціальних рівнянь;
- формулюються початкові умови та інші обмеження на роботу і рух машини, що буде досліджуватися.

2.6. Подібність графів різнорідних САТКГМ

Конструкції САТКГМ відповідають тим функціям, для яких вони створені. Тому здійснити класифікацію таких САТКГМ можна тільки в певному класі. Цей клас, зазвичай, зорієнтований на функціональне призначення машин. Відповідно дослідження конструкцій та експлуатаційних властивостей проводяться в межах класу. Отримані результати стосуються тільки невеликої частини окремих машин.

Вигідно представляти конструкцію САТКГМ за допомогою графа конструктивної схеми (табл.2.7) на основі якої, залежно від поставленої мети досліджень, можна сформулювати граф структури рівневих зв'язків узагальнених координат математичної моделі. З табл. 2.7. видно, що при різних вибраних системах координат (1а і 1б або 2а і 2б), отримано відмінні графи структури рівневих зв'язків узагальнених координат математичної моделі а, отже і моделі різної складності.

При описі конструкцій САТКГМ з причепом з різними конструкціями ТЗП і врахуванням режимів руху сформовані різні графи структури рівневих зв'язків узагальнених координат математичних моделей (табл.2.8). Вони мають спільну базову модель, яка, залежно від завдань досліджень зазнає змін [41].

Можна побачити, що конструкції гусеничних рушіїв у випадку представлення графами конструктивних схем є подібними. Зміни графів конструктивних схем гусеничних рушіїв різної конструкції ведуть до змін графів

структури рівневих зв'язків узагальнених координат їх математичних моделей (табл. 2.9).

Якщо конструкцію САТКГМ чи гусеничного рушія представити у вигляді графів конструкції і провести узагальнення, то можна встановити, що САТКГМ, різні за своїм функціональним призначенням мають однакову або подібну структуру графа конструкції. Можна побачити схожість в графах конструкції транспортних машин, які складаються з кількох секцій і промислових або підйомно-транспортних машин (табл. 2.7 і табл.2.8).

Відповідно і графи структури міжрівневих зв'язків узагальнених координат в математичних моделях, що описують роботу таких САТКГМ також подібні (табл. 2.7, 1б і 2а), (табл. 2.7, 2а і табл. 2.9, 1б). Тобто, зробивши константами декілька узагальнених координат і відкоригувавши відповідні вхідні параметри математичних моделей можна за допомогою однієї моделі досліджувати цілу низку різнорідних машин, які за своєю конструкцією і функціональним призначенням можуть суттєво відрізнятися [25,257].

Різноманітність робочих процесів, забезпечуваних САТКГМ, призводить до необхідності створення різноманітних виконавчих механізмів. Конструкції виконавчих механізмів САТКГМ визначаються не тільки виробничими функціями, які виконує машина, а й особливостями вантажу. Для якнайширшого висвітлення можливостей запропонованого методу проектування в дисертаційній роботі обрано представника САТКГМ, який за своїми функціональними призначеннями та конструктивними особливостями найбільш повно відбиває поняття “універсальна технологічна машина”.

Для вибору представника УТМ, який найповніше відображає функціональні можливості всієї множини САТКГМ розглянемо одну з існуючих класифікацій виконавчих механізмів [257]:

- за функціональним призначенням: для транспортування, від'єднання, подрібнення, сепарації вантажу;
- за структурою виконавчих механізмів: розгалужені, послідовні; граничні (зовнішні), внутрішні;
- за кількістю виконуваних операцій;

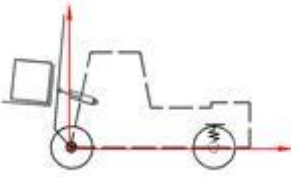
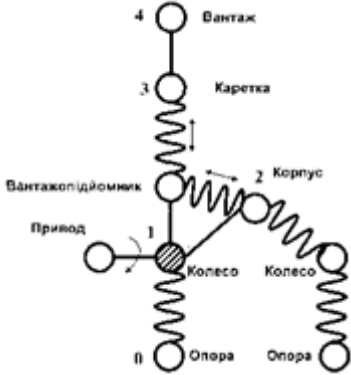
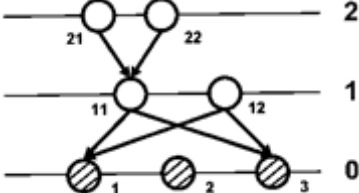
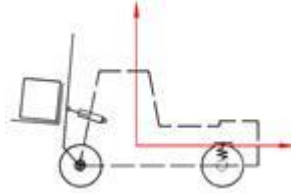
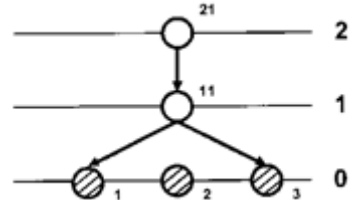
- за розміщенням (положенням) елементів виконавчих механізмів: об'єднане, рознесене;
- за напрямком дії: рецептори, ефектори.

З табл. Г.1 (Додаток Г) видно, що використання графів структури дає можливість зібрати в одну групу різних загальноприйнятих функціональних класів САТКГМ, які мають однакові або близькі структури конструктивних схем. Графи структури конструктивних схем в першому наближенні відображать функціональну подібність технологічних процесів в яких задіяні САТКГМ. Тому можна говорити про універсальну технологічну машину, яка має однаковий або подібний граф до інших САТКГМ і забезпечує технологічні процеси, для яких були створені інші САТКГМ. Прикладом УТМ є сімейство мультифункціональних повнопривідних середньотоннажних вантажівок, виробництва Mercedes-Benz (Daimler AG) – Unimog (назва Unimog походить від німецької аббревіатури UNiversal-MOtor-Gerät, де Gerät – німецьке слово для позначення машин або пристроїв) [258], Mulі виробництва фірми Reform [199], чеського Praha UV80) UV – universalny vozidla) [259,260], комунальний автомобіль EM-C320 «Електрон» [261] (рис.2.15).



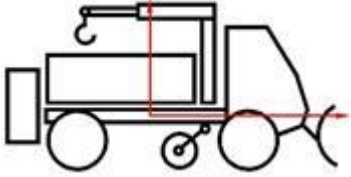
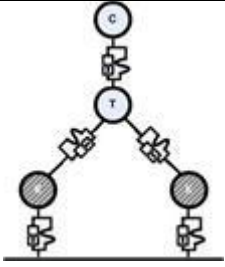
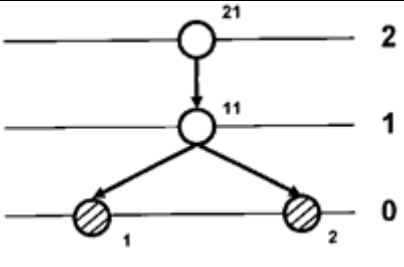
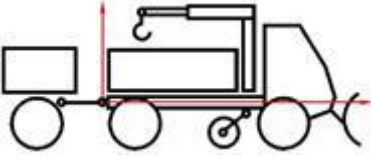
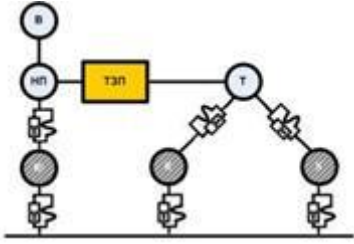
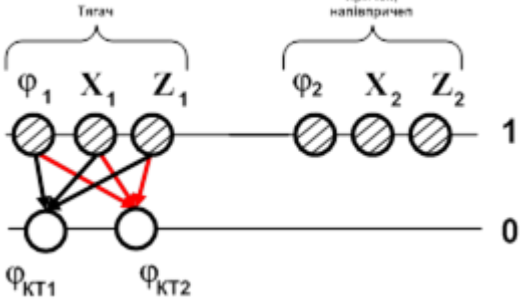
Рисунок 2.15 – Приклади УТМ – мультифункціональних повнопривідних середньотоннажних вантажівок: Unimog; EM-C320 «Електрон»

Таблиця 2.7 – Графи структури рівневих зв'язків узагальнених координат САТКГМ в різних системах координат

№ п/п	Конструктивна схема САТКГМ	Граф структури конструктивної схеми САТКГМ	Граф структури рівневих зв'язків узагальнених координат
1а			
1б			

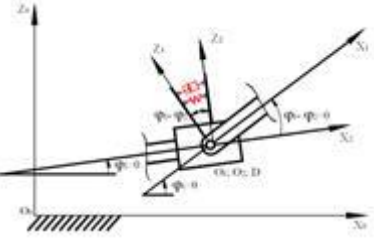
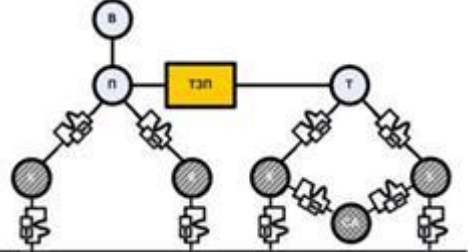
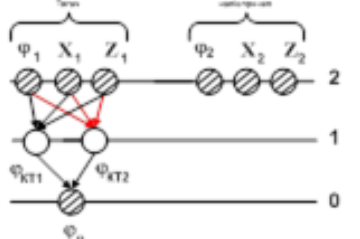
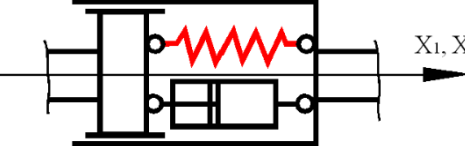
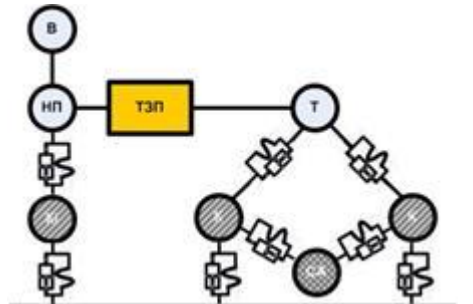
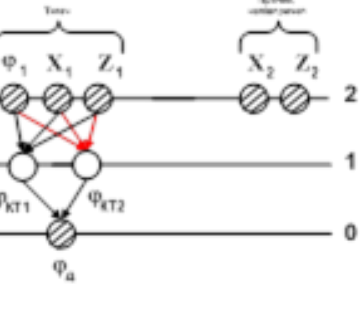
В конструктивних схемах САТКГМ вибір системи координат для послідуочого формування математичної моделі не має першочергової важливості.

Продовження табл. 2.7

2а			
2б			

Але графи структури рівневих зв'язків узагальнених координат при цьому можуть відрізнятися. Це пояснюється взаємозв'язком систем координат в яких розміщені узагальнені координати.


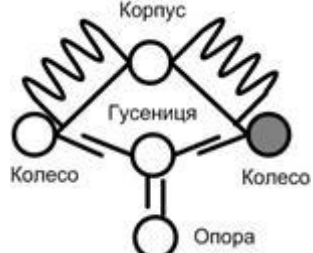
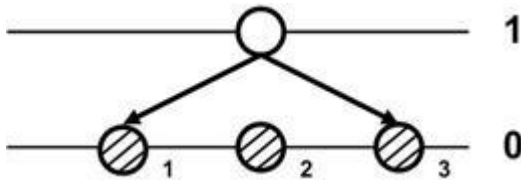
Таблиця 2.8 – Графи структури рівневих зв'язків узагальнених координат САТКГМ з ТЗП різної конструкції

№ п/п	Конструктивна схема ТЗП	Граф структури конструктивної схеми машини	Граф структури рівневих зв'язків узагальнених координат
1а			
2а			

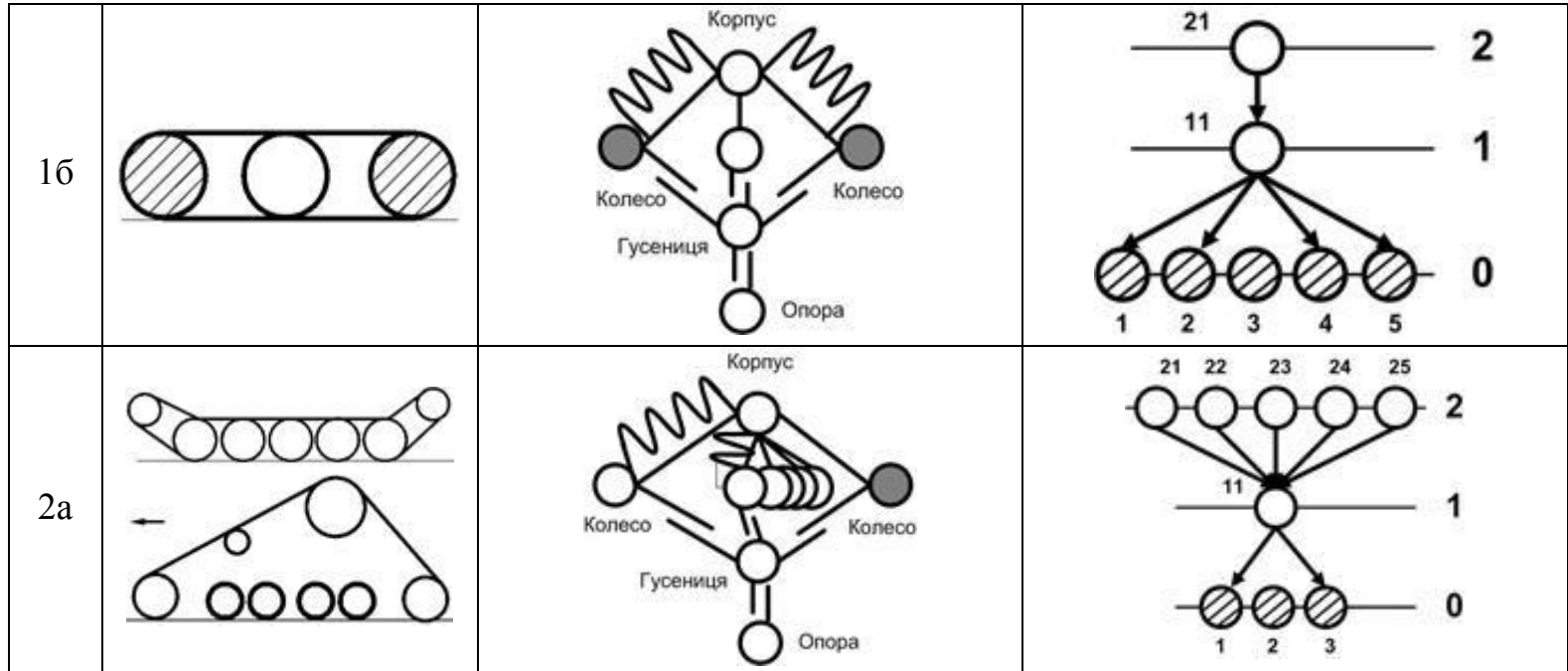
Продовження табл. 2.8

26		
----	---	---

Таблиця 2.9 – Графи структури рівневих зв’язків узагальнених координат гусеничних рушіїв різної конструкції

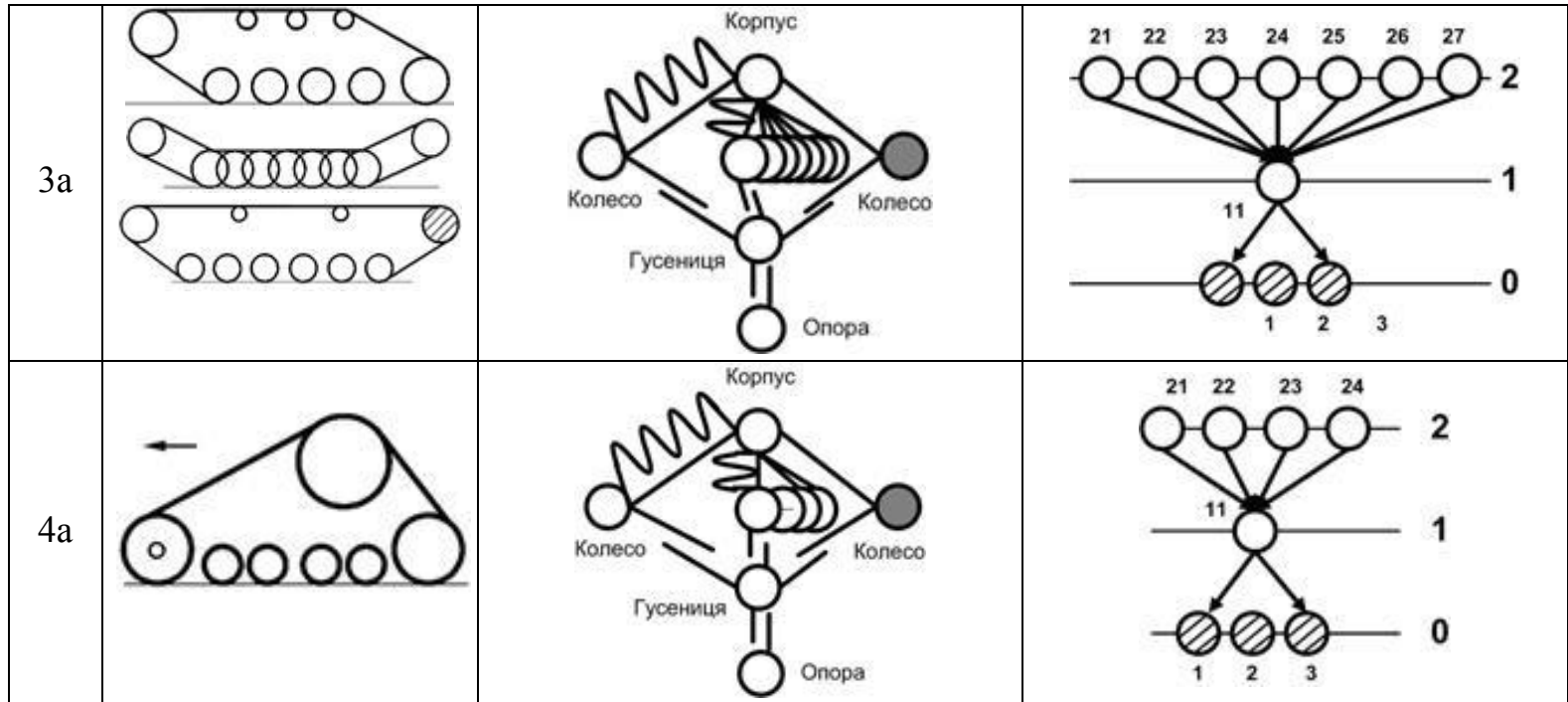
№ п/п	Конструктивна схема гусеничного рушія	Граф структури конструктивної схеми гусеничного рушія	Граф структури рівневих зв’язків узагальнених координат
1а			

Продовження табл. 2.9



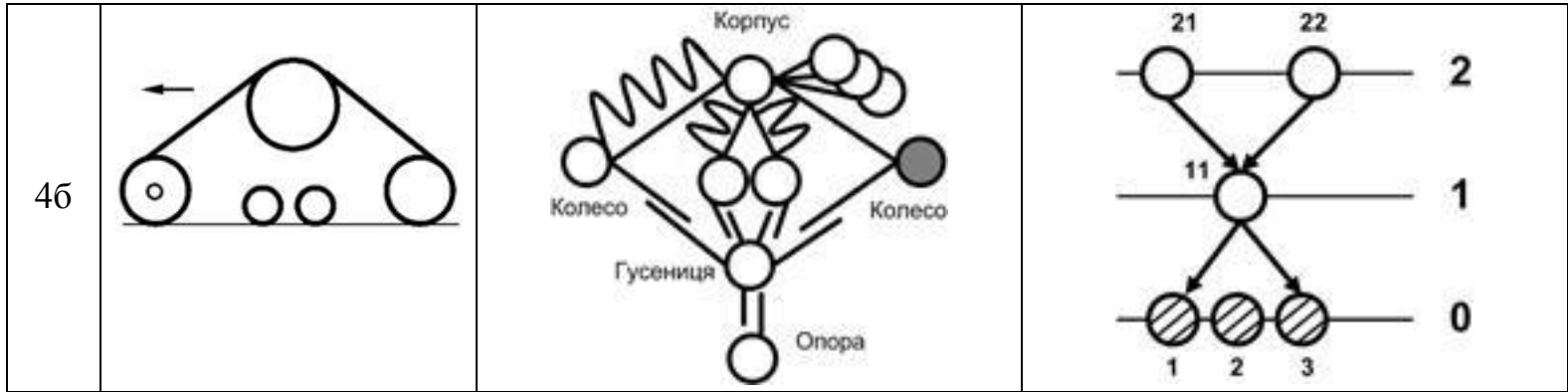
У варіанті 2а конструктивної схеми гусеничного рушія кількість коліс визначає кількість узагальнених координат. Можливо використовувати сумування таких координат. За протіканням процесів в таких коліс спостерігається подібність.

Продовження табл. 2.9



У варіанті 3а конструктивної схеми гусеничного рушія можливі інші конструктивні схеми. Важливо зберігати задану кількість колісних рушуїв.

Продовження табл. 2.9



Графи конструкції транспортних машин, які складаються з кількох секцій, промислових або підйомно-транспортних машин мають однакову або подібну структуру графа конструкції. В цьому випадку можливий опис роботи таких секцій як синхронний або наближений з певною величиною похибки. Повна подібність неможлива, оскільки умови руху першої секції і наступної будуть вже відрізнятися.

2.7. Моделювання роботи САТКГМ

Математичну модель функціонування САТКГМ сформуємо з урахуванням принципів модульності і секційності представлених на рис. 2.3. Для забезпечення технологічного процесу вважатимемо, що однієї секції САТКГМ недостатньо. Тому додаємо ще одну секцію – причеп. Можливі варіанти розрахункових схем САТКГМ з колісним і гусеничним рушіями представлено на рис. 2.16.

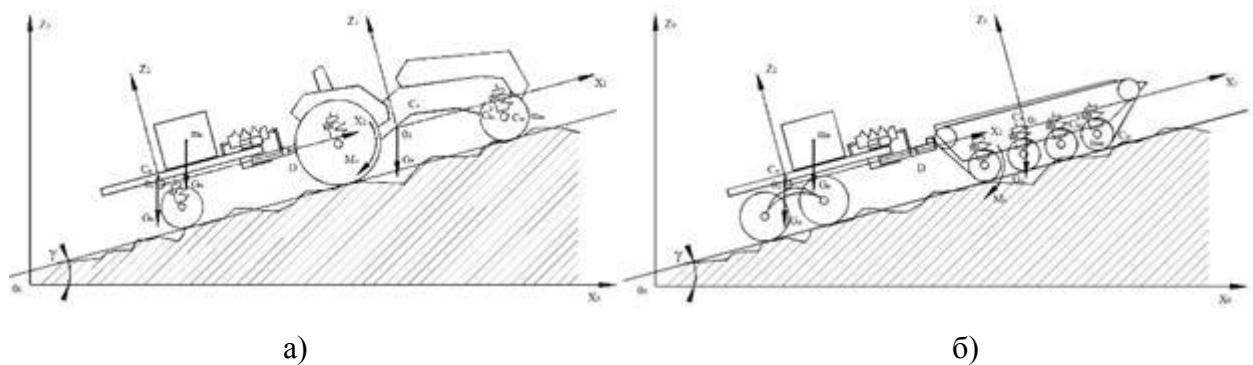


Рисунок 2.16 – Розрахункові схеми САТКГМ з причепом:
а – тракторного поїзда; б – гусеничної машини

На основі загального рівняння динаміки механічної системи інерційних жорстких тіл записаного в узагальнених координатах [262,263] для САТКГМ з графами структури конструктивних схем (табл. Г.1), в яких використано ТЗП загального випадку (табл. Г.1,1а) і яким відповідає перший з трьох графів структури рівнів узагальнених координат математичної моделі роботи цих САТКГМ (табл. Г.1), можна побудувати саму математичну модель у матричному записі.

Тобто математична модель роботи САТКГМ, що побудована з використанням графів (табл. Г.1), має дев'ять звичайних диференціальних рівнянь другого порядку. За допомогою цієї математичної моделі можна досліджувати вплив на ефективність роботи САТКГМ:

- 1 – зовнішньої швидкісної характеристики двигуна, параметрів трансмісії.
- 2 – характеристик складових трансмісії, якості покриття та профілю дороги.
- 3 – вплив вагових та геометричних характеристик вантажу.

4 – пружно-демфуючих характеристик підвіски тягача та причепа (напівпричепа).

5 – характеристик ТЗП.

6 – чинників, що впливають на паливну ошадливість.

Як видно з перелічених можливостей математичної моделі, що будується на графах структури рівнів узагальнених координат, вона достатньо потужна і має багато можливостей моделювати реальні процеси експлуатації САТКГМ. Недоліком такої математичної моделі є її багатопараметричність та громіздкість.

Адекватність математичної моделі - міра відповідності результатів, отриманих по розробленій моделі, даних експерименту або тестового завдання [54-56].

Вирішення питання про точність моделювання залежить від вимог, що пред'являються до моделі, і її призначення. При цьому повинна враховуватися точність отримання експериментальних результатів або особливості постановок тестових завдань. У моделях, призначених для виконання оцінних і приблизних розрахунків, задовільною вважається точність 10-15%. У моделях, використовуваних в керуючих і контролюючих системах, необхідна точність може бути 1-2% і навіть більше.

Програмну модель дослідження динамічних процесів САТКГМ доцільно розробляти в середовищі програмування таких як MathCAD, Simulink, Mathematica, які дозволять вести дослідження в широкому діапазоні значень параметрів ТЗ.

Для інтегрування "жорсткої" системи диференціальних рівнянь першого порядку, розв'язаних відносно цих похідних, можна застосовувати функцію Radau (y_0, t_0, t_1, M, F), що використовує алгоритм RADAUS для жорстких систем звичайних диференціальних рівнянь. Аргументами цієї функції слугує: y_0 – вектор початкових значень невідомих функцій при $t = t_0$, t_0, t_1 – початкова та кінцева точки інтегрування, M – число кроків інтегрування, F – векторна функція правих частин системи рівнянь.

Перевірка математичної моделі функціонування САТКГМ складається з

трьох рівнів [205]:

1. За допомогою програмної моделі моделювалися тривіальні випадки статичної і динамічної руху УТМ.

Зіставлялися відомі результати відомих досліджень динамічних процесів руху УТМ з результатами роботи програмної моделі.

Зіставлялися результати спроектованого УТМ, отримані за допомогою програмної моделі, з результатами натурного експерименту, що отримані за допомогою натурної експериментальної установки.

На першому рівні апробації програмної моделі (ПМ) були розглянуті такі тривіальні випадки статичної і динамічної руху УТМ:

1. УТМ знаходиться на горизонтальній прямолінійній дорозі. В початковий момент часу всі її елементи перебувають у стані врівноваженого спокою:

а) двигун та гальма виключені. Тоді в подальшому основні елементи УТМ повинні зберігати стан спокою. У цьому випадку результати роботи ПМ полягали в тому, що переміщення основних елементів УТМ не повинно перевищувати 10^{-6} м; швидкості переміщень – 10^{-5} м/с; пришвидшення – 10^{-3} м/с²; зусилля в пружних елементах зчленування не перевищувало 100 Н.

б) двигун включено, гальма виключено. Напрямок крутного моменту двигуна приймався додатний, або від'ємний. УТМ рухається у бік збільшення (вперед) або зменшення (назад) координати ${}^0X_{O1}$ відповідно. У цьому випадку результати роботи ПМ мають бути аналогічними.

2. УТМ знаходиться на прямолінійній ділянці дороги з додатним або від'ємним процентом ухилу. Двигун включено. При додатному проценті ухилу дороги швидкість переміщення шасі ${}^0\dot{X}_{O1}$ менша, ніж при від'ємному проценті ухилу. У такому випадку результати роботи ПМ мають бути аналогічними.

3. Збільшення коефіцієнта f_a опору руху шасі з боку дороги призводить:

- на етапі розгону – до зменшення максимальної швидкості УТМ;
- на етапі гальмування – до зменшення часу і шляху гальмування.

У цьому випадку результати роботи ПМ мають бути аналогічними.

Такий аналіз тривіальних випадків статичної і динамічної САТКГМ за допомогою ПМ показує високу якість і надійність математичної моделі.

Метою другого етапу апробації ПМ є аналіз результатів відомих досліджень та їх співставлення з результатами, що отримані за допомогою розробленої ПМ.

Співставлення виконуються так:

- базуючись на можливостях ПМ, розв'язують певне коло задач із дослідження динамічних процесів у САТКГМ. З відомих літературних джерел вибираються результати розв'язання аналогічних задач динаміки САТКГМ.

- за допомогою програмної моделі розв'язуються ці задачі при однакових з літературними джерелами значеннях параметрів САТКГМ;

- при зіставленні результатів розв'язання задач робиться висновок про адекватність розробленої програмної моделі.

Метою третього рівня перевірки ПМ є порівняння результатів комп'ютерного і натурального досліджень динамічних навантажень САТКГМ.

З метою підтвердження ефективності використання ПМ у подальших теоретичних дослідженнях функціонування САТКГМ проводять порівняння числових значень результатів, отриманими у натурному і комп'ютерному експериментах з використанням УТМ.

САТКГМ розглядається як складна коливальна система, що складається з багатьох зосереджених мас, з'єднаних між собою ланками різної жорсткості [24]. Пропонована методика в дисертаційній роботі дозволяє досліджувати конструктивні особливості САТКГМ різної тоннажності при широкому діапазоні умов експлуатації і майже повністю виключити вплив індивідуальних особливостей роботи водія на режимах рушання і значно зменшити цей вплив при перемиканні передач у процесі форсованого розгону [47,48]. Це забезпечує добру повторюваність результатів випробувань.

Загальний спектр експериментальних досліджень САТКГМ можна розділити на дві групи: випробовування у складі кількох секцій і випробовування з метою визначення експлуатаційних властивостей окремої секції. Визначивши експлуатаційні властивості, можна спрогнозувати ефективність використання

базового модуля як у складі багатосекційного САТКГМ так і окремих елементів чи агрегатів. Також проведення таких випробувань дає можливість виявити недоліки, коли критерієм ефективності є відповідні нормативні документи.

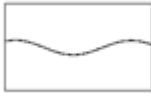



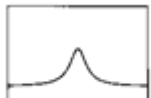
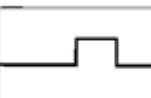


Критерієм достовірності є тільки результати фізичних експериментів. Але проводити весь обсяг досліджень складно і трудозатратно. Тому при проведенні трирівневої апробації одним з завдань було забезпеченні необхідних вихідних даних для ПМ [2,13]. Така модель дає можливість швидше і з меншими затратами дослідити експлуатаційні властивості УТМ, при необхідності внести відповідні конструктивні поправки і визначити ефективність таких поправок.

Використовуючи ПМ руху УТМ можна проаналізувати найширшу гаму режимів руху і на основі отриманих результатів визначити зміну ефективності машини в залежності від зміни конкретних умов експлуатації. Під конкретними умовами експлуатації УТМ будемо розуміти набір чинників, що впливають на ефективність її функціонування і робочий цикл її конкретного використання. Основною вимогою до ПМ в цьому випадку є її спроможність моделювати будь-який конкретний режим руху, тобто бути універсальність. Щоб забезпечити цю здатність моделі, досліджували також структуру довільного технологічного циклу, для якого призначена УТМ, визначали його складові.

Для більш точного дослідження руху УТМ також описувався дорожній профіль, який моделювався за допомогою періодичних функцій від періодичного аргумента і неперіодичного профілю за допомогою одиничної функції Хевісайда.

Приклади моделей типових профілів дороги приведені в таблиці 2.10. В подальшому з типових профілів складалася ділянка дороги. Це давало можливість формувати як тестові відрізки так і реальні відрізки, на яких можлива експлуатація реального зразка. З метою збереження тільки додатніх значень координат z_0^∂ профіля дороги, вісь O_0x_0 вибираємо так, щоб вона проходила нижче найнижчої точки профілю, а сам профіль задамо залежністю: $z_0^\partial = z_0^\partial(x_0)$.

Таблиця 2.10 – Приклади моделей типових профілів дороги

Графік функції	Вигляд функції	Графік функції	Вигляд функції
	${}^0 z_{\partial} = A \sin x_{o13}$		${}^0 z_{\partial} = Ax_{o13} + B \sin x_{o13}$
	${}^0 z_{\partial} = A \sin x_{o13} $		${}^0 z_{\partial} = A \sin(\sin x_{o13})$
	${}^0 z_{\partial} = \frac{8a^3}{x_{o13}^2 + 4a^2}$		${}^0 z_{\partial} = aU_+(x_{o13}) + b[U_+(x_{o13} - x_{o13K}) - U_+(x_{o13} - x_{o13\Pi})]$
	${}^0 z_{\partial} = x_{o13} \operatorname{tg} \alpha$		${}^0 z_{\partial} = aU_+(x_{o13}) - b[U_+(x_{o13} - x_{o13K}) - U_+(x_{o13} - x_{o13\Pi})]$

2.8. Часткові випадки застосування узагальненої матмоделі САТКГМ

При визначенні особливостей функціонування САТКГМ спочатку необхідно отримати їх математичну модель. Ця модель повинна містити опис характеристик і параметрів досліджуваної САТКГМ. Безпосередньою метою роботи математичної моделі є знаходження рішення системи диференціальних рівнянь. Залежно від отриманого рішення оцінюється ефективність САТКГМ.

Чим точніша модель, тим ближче вона до реальної роботи САТКГМ, проте бажання повніше враховувати складну природу функціонування САТКГМ призводить до занадто складних рівнянь, що містять велику кількість невизначених параметрів. При цьому модель втрачає практичну цінність.

Тому в деяких випадках доцільно використовувати спрощені варіанти повної математичної моделі залежно від поставлених задач дослідження. Спрощені або наближені моделі не враховують в повному об'ємі фізичні процеси, що протікають при функціонуванні САТКГМ, але є простішими в використанні.

У випадку вирішення спрощених задач досліджень нема потреби реалізувати весь цикл розробленої методології. Достатньо використати необхідні блоки, але з деяким врахуванням вхідної і вихідної інформації суміжних. Зазвичай результатом більшості досліджень є створення дослідного

зразка САТКГМ. Розроблена методологія дозволяє проводити дослідження в області експлуатаційних властивостей ТЗ, а також – міцності. Отримані параметри і характеристики з динаміки можуть слугувати вхідною інформацією для міцнісних розрахунків. Зокрема пропонується використання модуль-елементів/секцій при компонуванні і дослідженнях на міцність. Це наступний крок для покращення ефективності створення САТКГМ на основі загальновідомого принципу модульності, а при розрахунках на міцність – застосування модуль-елементів круглої форми як продовження запропонованих проф. Горбаєм О.З. модуль-елементів кутної форми.

Висновки до розділу 2

Використання однієї з методик принципу предиктивності, а саме генетико-морфологічної класифікації дало можливість впорядкувати і класифікувати інформацію про САТКГМ, визначити найбільш перспективні напрямки подальших досліджень.

Морфологічне середовище завдяки розробленому алгоритму аналізу конструкції САТКГМ дозволило визначити основні ознаки конструкції і підібрати вихідні характеристики.

Застосування методу почленної диз'юнкції дозволило уточнити подальший напрямок досліджень, а саме розробку пневматичного тягово-зчіпного пристрою секційної САТКГМ.

Запис конструкцій САТКГМ за допомогою графів конструктивних схем показав їх подібність і дозволив сформувати у відповідні класи. Запропоновано для подальших досліджень використовувати універсальну технологічну машину, конструкція якої враховує основні параметри і характеристики більшості класів САТКГМ.

Подібність графів конструктивних схем дозволило стверджувати, що можна використовувати подібні математичні моделі.

Показано, що графи конструктивних схем гусеничних рушіїв є подібними до

деяких графів конструктивних схем САТКГМ, що дає можливість використовувати для математичних моделей однакові математичні моделі.

Запропонована структура узагальненої математичної моделі руху САТКГМ, яка на відміну від відомих одночасно враховує: механічну характеристику силового агрегату, інерційні характеристики основних елементів САТКГМ і вантажів, характеристики пружно-демпфувальних пристроїв та профіль дороги. Запропонована на її основі програмна модель дозволяє моделювати і досліджувати динамічні навантаження на основні елементи різноманітних типів САТКГМ при перевезенні різних вантажів. Це створює умови для надання практичних рекомендацій щодо підбору параметрів досліджуваних елементів САТКГМ.

Ефективність розробленої конструкції запропоновано досліджувати за допомогою програмної моделі, створеної на основі узагальненої математичної моделі руху САТКГМ. Перевірку її адекватності фізичним процесам запропоновано здійснювати на трьох рівнях: перевірка тривіальних випадків, порівняння з результатами інших дослідників, спрощений натурний експеримент для порівняння значень в контрольних точках і визначення величини похибки.

У випадку проведення часткових досліджень доцільно використовувати тільки окремі складові загальної методології.

Матеріали до цього розділу опубліковані у наступних роботах автора [5, 8-10, 18, 20, 22, 23, 25, 27, 32-34].

РОЗДІЛ 3 ОСНОВИ ФОРМУВАННЯ КОМПОЗИЦІЇ ТА МАСОГАБАРИТНИХ ХАРАКТЕРИСТИК САТКГМ

3.1. Сфери використання автомобілів і спеціальних колісних шасі

Відповідно різних умов використання і технологічних процесів, в яких задіяні автомобілі загального призначення, необхідна їх спеціалізація. Різноманітність конструкцій ускладнює їх виготовлення і експлуатацію, ремонт і планування використання. З метою скорочення різноманітності та підвищення рівня уніфікації колісних машин розробляються типажі (типорозмірні ряди) – раціональна номенклатура зразків, систематизована та уніфікована за функціонально-конструктивними ознаками і значеннями параметрів, яка забезпечує перспективну потребу в зразках з необхідним технічним рівнем [264-269]. Також все більш актуальним є використання принципу модульності [270,271]. Але при цьому нема узагальнених рекомендацій стосовно створення модулів [272-273].

Правильно зкомпонована САТКГМ з урахуванням зовнішніх розмірів кабіни сприяє підвищенню маневреності автомобіля на обмеженому просторі. Невелика власна маса дозволяє використовувати такі машини для перевезення важких обладнання і вантажів, а міцна конструкція, потужні двигуни і широкий вибір комбінацій шасі і осей дозволяють використовувати їх в самих різних областях застосування: як для внутрішньоміських перевезень так і в якості автомобілів спеціального призначення, наприклад, пожежних машин або автоцистерн, до інженерно-будівельних машин і автомобілів, призначених для перевезення вантажів на великі відстані.

Такі САТКГМ можуть використовуватися:

– при забезпеченні технологічних процесів: забезпечення технологічних процесів в різних галузях господарства або доставка технологічного обладнання забезпечення таких процесів. Можливі випадки використання в специфічних географічних, кліматичних, температурних умовах.

– при перевезенні спеціальних вантажів: перевезення вантажів в

промислових центрах, населених пунктах і сільськогосподарських районах, підвезення вантажів до магістрального транспорту і доставка їх одержувачам від пунктів призначення магістрального транспорту; перевезення з пунктів виробництва в пункти споживання за відсутності зв'язків між видами транспорту, перевезення швидкопсувних і інших вантажів в межах економічної доцільності, перевезення усередині вузлів в контейнерах і дрібними відправками.

– при перевезенні пасажирів: перевезення пасажирів на короткі відстані (у випадку відсутності автошляхів, в районах з великими площами бездоріжжя на відстані до 500 км).

- САТКГМ містить:
- транспортні засоби, шасі, спеціальний або СРС;
- технічні засоби механізації і автоматизації навантажувально-розвантажувальних процесів і транспортно-складських робіт;
- системи обслуговування користувачів транспорту (клієнтів);
- засоби механізації процесів в інфраструктурі транспорту.

СРС призначений для забезпечення виконання або виконання технологічних процесів в різних галузях господарства, транспортування людей і вантажів на певну відстань за заданий відрізок часу.

Сучасний СРС характеризується великою різноманітністю типів машин (шасі), їх взаємодією з транспортним простором і технологічними процесами і видами перевезень.

Використання САТКГМ потребує узгодження в таких сферах: технічній, технологічній, організаційній, економічній, правовій.

Використання САТКГМ припускає наступні форми координації:

- використання СРС в технологічних процесах вимагає узгодження технічної спроможності технологічного обладнання і СРС при експлуатації в технологічних циклах роботи різних технологічних систем;
- облік взаємних вимог і ув'язка параметрів СРС і контейнерів по габаритах, вантажності, місткості з метою ефективного використання перевантажувальних засобів і доставки технологічного обладнання до місця використання;

- Ці форми взаємодії різних видів транспорту реалізуються через:
- уніфікацію і стандартизацію вузлів, деталей і габаритів навантажувально-розвантажувальних машин і механізмів;
- узгодження параметрів контейнерів і конструкцій САТКГМ, використання роудтрейлерів, автомобільних напівпричепів-контейнеровозів і тому подібне.

Технологічна область взаємодії передбачає організацію комплексної системи експлуатації різних видів САТКГМ:

- розробку погоджених контактних графіків роботи видів САТКГМ;
- організацію комплексних технологічних процесів роботи (можливість не тільки доставки технологічного обладнання але і його енергетичне забезпечення, забезпечення життєдіяльності обслуговуючого персоналу у випадку експлуатації в особливих районах чи умовах).

Організаційна сфера координації охоплює управлінську і інформаційну області використання САТКГМ. Вони передбачають:

- розробку єдиної, погодженої системи управління транспортно-технологічним комплексом технологічної системи, що обслуговується на макрорівні і в регіонах;
- вироблення нормативних документів, статутів і кодексів по організації процесу доставки технологічного обладнання, безпеки перевезень, екології;
- економічна область взаємодії включає:
 - розробку і узгодження планів-прогнозів попиту на транспортне забезпечення технологічних процесів, що знаходяться в державній і приватній власності;
 - обґрунтування і узгодження показників обліку транспортних витрат на транспортне забезпечення технологічних процесів для правильного їх відображення в макроекономічних показниках;
 - розробку єдиної методичної основи визначення експлуатаційних витрат, собівартості на транспортне забезпечення технологічних процесів, ефективності капітальних вкладень і продуктивності праці;

Правова область взаємодії включає вирішення юридичних, правових питань, що стосуються взаємовідносин між різними обслуговуючими організаціями і замовниками. При цьому маються на увазі розробка, узгодження і контроль за дотриманням правових положень про взаємну відповідальність сторін по виконанню контрактів і договорів на транспортне забезпечення, забезпеченню безпеки перевезень, збереження обладнання, вантажів, а також за виконанням страхових зобов'язань і загальнодержавних законів, статутів, кодексів і інших підзаконних актів і інструкцій.

3.2. Концептуальні засади компонування СТКГМ для різних сфер використання і навісного обладнання

Автомобілі за своєю складністю можуть бути віднесені до великих технічних систем, які характеризуються великим числом елементів, що взаємодіють один з одним таким чином, що зміна одного параметра або показника спричиняє за собою зміну ряду інших [274]. Іншими словами, всі параметри і показники автомобіля тісно взаємопов'язані між собою.

Як велика технічна система, автомобіль складається з ряду підсистем різних рівнів складності. Підсистемами 1-го рівня складності є базове шасі і надбудова, від якої визначає призначення автомобіля. На 2-му рівні складності, як підсистеми розглядаються групи агрегатів, що обумовлюють ефективність функціонування автомобіля: двигун, трансмісія, ходова частина, технологічне обладнання тощо. При розгляді структурної схеми на 3-му рівні складності кожен з елементів, складових структурної схеми підсистеми на 2-му рівні складності, буде системою елементів. Наприклад, двигун шасі складається з функціональних систем (живлення, запалювання, мащення, охолодження і тощо) і механізмів (кривошипно-шатунного і газорозподільчого).

Вибір шасі. Структурне різноманіття розглянутих підсистем свідчить, що вибір шасі є одним з найбільш відповідальних етапів процесу створення автомобіля [268,269]. Від обґрунтованості прийнятого рішення залежить, наскільки ефективною в експлуатації і пристосованою до технічного обслуговування з'явиться створювана модель [275].

При вивченні конструкцій САТКГМ нема точного взаємозв'язку між взятим за основу шасі та обладнанням, що на нього встановлюється. Нема також обґрунтування потужності та компоновання для конкретних умов застосування конкретних класів САТКГМ.

Базове шасі для САТКГМ повинне вибиратися з урахуванням технологічних процесів, обладнання, яке в цих процесах використовувалося (рис. 3.1). Така вхідна інформація є основою для визначення необхідної питомої потужності двигуна шасі, а також для формування надбудови.

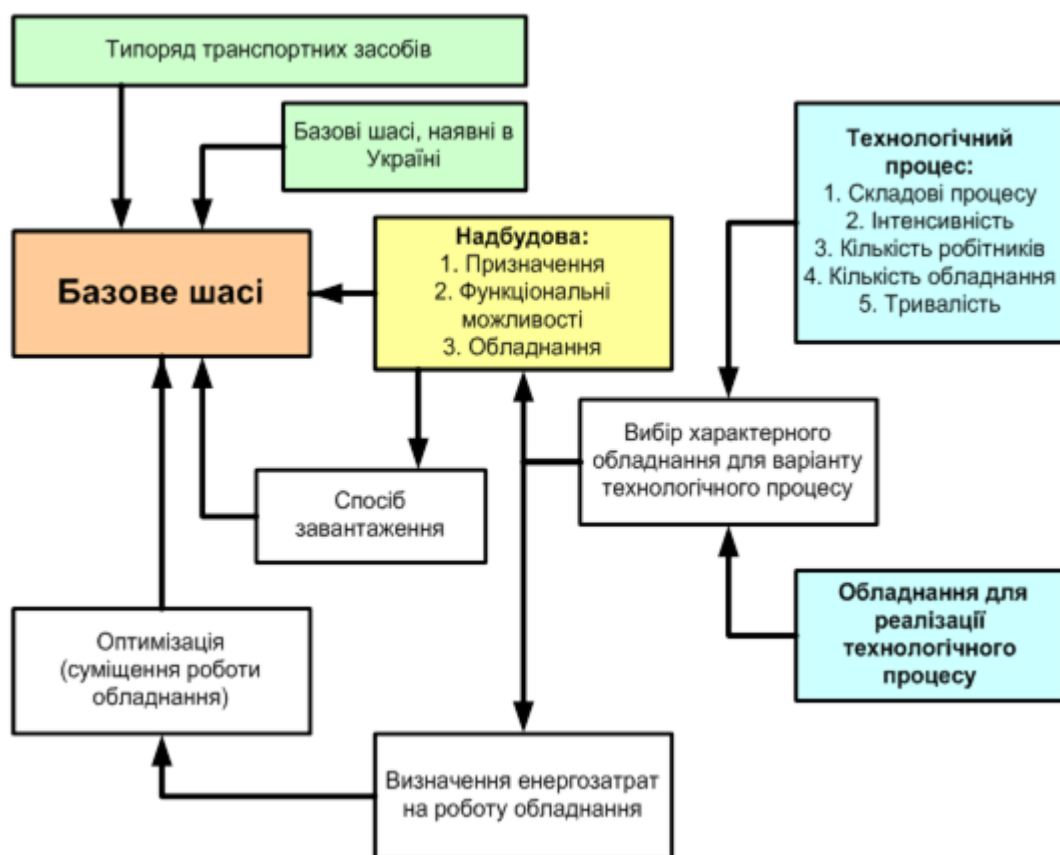


Рисунок 3.1 – Методика вибору базового шасі САТКГМ

Шасі, вибране для створення САТКГМ, повинне забезпечити ефективне її функціонування, яке полягає реалізації експлуатаційних характеристик в поєднанні з якісним виконанням технологічного процесу, в якому вона задіяна.

Комплекс вимог до базових шасі є переважно, таким, що робить вплив на технічний рівень САТКГМ. Реалізація цих вимог здійснюється вибірково, при наявності технічної можливості на базових шасі або їх модифікаціях.

Для базового шасі крім вантажопідйомності важливим також є можливість розміщення обладнання з урахуванням об'ємів такого обладнання.

Компонування, тобто формування малогабаритних характеристик колісної машини/шасі з чітким визначенням схем і розміщення агрегатів і систем шасі, робочого місця водія та передбачених варіантів забудови технологічного навісного обладнання і схем їхнього приводу є визначальним етапом процесу проектування і є основою для подальшого процесу конструювання (розробки конструкторської документації) спеціалізованими відділами/бюро КБ/УГК.

Природно, що на компоновку (на стадії авант-проекту і формування технічного завдання (ТЗ)) визначальним чином (окрім природного пріоритету покращення функціональних, експлуатаційних характеристик з порівнянні з аналогами, конкурентним на ринку, та існуючої на виробництві моделі власного виробництва) впливають існуючі та заплановані нові законодавчі нормативні міжнародні та вітчизняні бази галузі. Докорінною відмінністю в цьому плані стосовно спеціальних та технологічних колісних шасі є забезпечення відповідності машин на спеціальних (рівно ж і автомобільних) шасі законодавчій нормативній базі – в Україні насамперед так зв. Правил ЄЕК ООН в рамках Угоди про прийняття єдиних технічних приписів для транспортних засобів, предметів обладнання та частин, як можуть бути встановлені та або використані на колісних транспортних засобах і про умови взаємного визнання офіційних затверджень, виданих на основі цих приписів, укладеної у 1958 роках, з поправками 1995 року [276].

Стосовно технологічних шасі, що не передбачають обов'язкової оцінки відповідальності законодавчій базі для повсякденної експлуатації на дорогах загального користування, очевидний пріоритет, як граничних, крайових умов, нормативної бази у сфері цільового використання тих чи інших технологічних машин (дорожньо-будівельна, піднімально-транспортна, комунальна і т.д.). Поряд з тим, враховуючи можливості виїзду за окремими дозволами-погодженнями цих машин на дороги загального користування, очевидно слід враховувати при компонуванні та подальшому проектуванні цих машин/шасі і нормативну базу

щодо колісних ТЗ загального і спеціалізованого призначення [277,278].

Стосовно спеціальних шасі колісних машин, що допускаються (при умові відповідних випробувань-сертифікації) до повсякденного руху на автомобільних дорогах загального користування узагальнений перелік законодавчих стандартів-вимог щодо безпечності і економічності наведено в Додатки табл. А.1. Практично чинні нормативно-правові акти можна згрупувати у декілька груп, що безпосередньо впливають-обмежують масо-габаритні чи певні технічні характеристики проєктованих колісних машин:

а) вимоги щодо допустимих граничних габаритних розмірів колісної машини та навантажень на вісь для доріг з твердим покриттям (І і ІІ категорій) загального користування. Це нормативні акти визначаються національними стандартами, в Україні зокрема Законом України «Про дорожній рух» (габаритні обмеження) [228] та так зв. Державними будівельними нормами ДБН [278]. Вимоги щодо атмосферно-кліматичних умов експлуатації – насамперед гарантованого діапазону температури повітря (нижня і верхня межа) теж фіксовані. Загалом вимоги щодо обмеження габаритної довжини колісної машини (колісного транспортного засобу – автомобіля) в країнах ЄС близькі, хоча дещо відрізняється – в більшості промислово розвинутих країнах (ФРН, Франції і інш.) дозволена дещо більші значення, рівно ж і як мати на увазі не тільки з умов потенційного експорту, але і з умов конкурентності проєктованої машини на внутрішньому ринку по відношенню до конкурентної імпоротної продукції з фактичною відсутністю законодавчої нормативної бази захисту – обов'язковості врахування вимог національної нормативної бази.

б) вимоги щодо забезпечення так зв. активної безпеки руху, тобто конструктивних заходів, що зменшують ймовірність ДТП. Насамперед це чинні з 2000р. в Україні міжнародні нормативи щодо:

- ефективності гальмівних систем;
- світлотехніка і світлова сигналізація;
- звукові сигнальні прилади;
- дзеркала заднього огляду і їхнє розміщення;

- шини і диски коліс;
- оглядовість з робочого місця водія;

в) вимоги щодо забезпечення так зв. пасивної безпеки руху, тобто конструктивних заходів, що знижують, комплектують негативні наслідки ДТП та травмування водія і пасажирів:

- безпечність лобового скла і ошалінню кабіни;
- ремні безпеки і їхнє кріплення;
- замки і петлі дверей кабіни;
- а також на рівні національних нормативних баз:
- захисні властивості кабіни;
- безпечність паливних баків.

г) так зв. економічні вимоги щодо зменшення негативного впливу колісної машини на довкілля:

– обмеження допустимого рівня викидів нешкідливих компонентів у відпрацьованих газах двигуна (так зв. норми Євро-5, що чинні в Україні до 2019р., Євро-6 в ЄС з 2016р.);

– обмеження вимоги щодо належних умов роботи оператора-водія машини, що регулюються на рівні національної нормативної бази. В Україні, на жаль, поки що, за винятком санітарних норм і правил (табл. 3.1), що у протиріччі до міжнародної практики не мають де-юре статусу національного стандарту, стосовно гранично допустимих рівнів концентрації токсичних компонентів і вібронавантажності на робочому місці водія, відсутня національна нормативна база вимог щодо:

- внутрішнього шуму і вібронавантажень на екіпаж/пасажирів;
- вентиляції обігріву і кондиціонуванню кабіни (мікроклімату);
- ергономіки органів управління і інформативного забезпечення водія про роботу систем агрегатів машини;
- пиле- і волого захищеність кабіни (в умовах роботи на ґрунтових дорогах, будівельних майданчиках і т.п., що реально для розглядуваної сфери умов експлуатації спецтехніки).

Раніше існуюча галузева нормативна база в СРСР в Україні уже втратила свою чинність, а фінансування розробки нових стандартів, уже з врахуванням кліматичних та дорожніх умов власне в Україні та відповідних змін розвитку аналогічної нормативної бази в країнах ЄС теж не надається. Як приклад для орієнтації проектування в табл. А.1. (Додаток А) подано недолік оновленої бази, а також частково ще чинної з часів СРСР, що діє на території РФ.

Очевидно, що у процесі формування авант-проекту (включаючи і ТЗ на розробку) доцільно брати до уваги так звані добровільні стандарти ISO (міжнародної організації стандартизації). Зокрема це стосується насамперед актуальних для спеціальних колісних машин (в т.ч. автопоїздів з цистернами для вибухонебезпечних рідин) стандартів ISO щодо оцінки стійкості і керованості, що віднедавна у 2015-2016 р.р. нашвидкоруч прийняті в Україні, в якості національних стандартів ДСТУ (Додаток А, Табл. А.1.), хоча і поки що при існуючій системі сертифікації КТЗ не обов'язкових.

У залежності від сфери використання та відповідного навісного обладнання спеціалізованих та спеціальних колісних машин – ТЗ, що допущені до руху на автомобільних дорогах загального користування, при формуванні компоновки і проектуванні накладаються граничні умови – нормативні вимоги щодо конструкції і безпеки самого обладнання на шасі (незалежно, чи використовується автомобільне шасі від вантажівок, чи спеціально спроектоване технологічне). Перелік базових нормативних актів – державних стандартів, чинних у СНД/РФ представлено у Додатку А, табл.А.2. Очевидно, що власне у цій сфері (на відміну від автомобілебудування) попереду значний обсяг робіт по гармонізації нормативної вітчизняної бази з чинною в країнах ЄС,

Вищезазначені нормативні бази є рамковими для формування компоновки і робочого проектування як спеціальних так і технологічних колісних машин. Докорінною відмінністю стосовно власне технологічних машин є те, що вони (принаймні зараз) не підлягають держаній реєстрації у реорганізованих з ДАІ сервісних центрів МВС України (загалом у ЄС ці реєстраційні функції прав власності не належать до поліцейських, автомобілі, а також трактори і спецтехніка

реєструються у сервісних центрах під егідою Міністерств юстиції). Технологічні колісні машини, як от напр. автовантажник, не може без спеціального окремого дозволу на конкретний маршрут руху переміщатись по дорогах загального користування.

Відповідно і ряд законодавчих нормативних вимог, що обов'язкові для допуску КТЗ/спеціалізованих і спеціальних КТЗ, насамперед стосовно екології двигуна (чинна до 2020р. в Україні норма «Євро-5», Додаток А, табл. А.1) чи ефективності гальмування не є обов'язковими для технічних машин. Однак очевидна актуальність дотримання вимог щодо технологічного навісного чи забудованого обладнання (табл. А.2), рівно ж як і прагнення максимально наблизитись до стандартів екології і безпеки руху більш масового автомобіле- і тракторобудування. Звідки і використання більшість агрегатів шасі.

Загалом слід констатувати, що у сфері спеціальної колісної техніки і навісного забудованого технологічного обладнання в Україні, на відміну від автомобілебудування, практично ще не розпочаті роботи по гармонізації законодавчої нормативної бази з ЄС, що обумовлює певні об'єктивні труднощі при формуванні компоновки та технічно-нормативної документації на проектування.

Окрім законодавчих нормативних вимог, що визначають граничні умови формування масо-габаритних характеристик колісних машин (обов'язкових для спеціальних КМ/КТЗ), екологічності та безпеки конструкцій, наступним значимим фактором є врахування атмосферно-кліматичних та дорожніх (точніше опорних поверхонь при русі і стоянці підчас роботи спеціального обладнання) умов експлуатації САТКГМ.

Особливістю впливу атмосферно-кліматичних умов, у порівнянні до автомобілів загального призначення, є фактор запиленості (пилуки) повітря, що для ряду САТКГМ, які виконують свої функції в умовах, далеких від асфальтобетонних автодоріг I і II категорій, слід враховувати уже на стадії компонування-розміщення повітрязбірників системи живлення двигуна, в т.ч. і з високим ізольованим повітряним каналом та, при необхідності (сільське

господарство, ґрунтові поверхні зони робіт і т.п.) з опцією додаткового фільтра інерційного типу від пилюки.

Характеристики опорної поверхні мають визначальний вплив не тільки на компонування загальної колісної схеми машини (дво- три- чи чотиривісне шасі при співставимих значеннях повної маси САТКГМ), але і на вибір як загального передатного діапазону трансмісії, такі на необхідність введення двох чи навіть діапазонів роботи трансмісії з до включенням до звичної 5-6 ступеневої коробки передач дводіапазонних коробок (дільників) демультіплікаторів. При цьому окрім класичного тягового розрахунку у верхньому діапазоні трансмісії підбір передатних чисел нижнього діапазону здійснюється уже з врахуванням вимог руху в умовах опорних поверхонь, що є характерними для передбачуваної сфери експлуатації САТКГМ. Обмежуваним чинником в цьому плані є коефіцієнт зчеплення шин з дорогою φ , значення якого наближаються до значень коефіцієнта суммарного опору рухові ψ пропорційно переходу-зміни умов руху – від сухого асфальтобетону до ґрунтових, розбитих доріг та бездоріжжя. Відповідні узагальнені значення математичного очікування коефіцієнта сумарного опору рухові m_ψ , середнього квадратичного відхилення G_ψ та базових, опосередкованих значень коефіцієнта зчеплення φ представлені у табл. 2.3.

Третьою визначальною групою краєвих, граничних умов формування загальної компоновки САТКГМ є конструкції і умови забудови та функціонування спеціального та технологічного обладнання, схема робочого приводу останнього.

Для спеціальних колісних машин, що базуються на автомобільних шасі, проблема компоновки технологічного обладнання спрощується – при виборі базового шасі за підходящими малогабаритними характеристиками фактично до визначення необхідної, з умов маневровості у технологічному процесі, модифікації щодо колісної бази (ще існуючої модельної гамми або спеціального зменшення чи збільшення серійної моделі шасі) та формування схеми і агрегатів/вузлів необхідного відбору потужності приводу – технологічного обладнання, що заплановане для використання. Однак і ефективність такої пластики обмежується уже існуючими експлуатаційними характеристиками шасі,

що загалом проектувалось для інших цілей – перевезення вантажів на асфальтобетонних дорогах загального користування. Це і обумовило появу та відповідний попит у багатьох сферах використання власне технологічних колісних шасі, що концептуально проектується під певне технологічне обладнання і сфери використання, що суттєво відрізняються від суто транспортування вантажів автомобільними дорогами.

Фактично, на стадії концептування САТКГМ (рис. 2.4) до уваги беруться ще дві групи визначальних чинників:

- варіанти технологічного/навісного обладнання і сфери його використання;
- аналіз прототипів – аналогів у відповідних сферах використання.

На основі аналізу аналогів (і власного досвіду проектних робіт у даній галузі), оцінки – завдання повної маси колісної машини, що проектується, з врахуванням діапазону зміни технологічного/навісного обладнання (для універсальних шасі під різні сфери використання) бюро компоновки/завдання габаритних характеристик шасі з усіма можливими варіантами забудови технологічного обладнання. Оцінка розміру навантаження на осі – з врахуванням допустимих обмежень і для опорних поверхонь, що формуються (що є актуальним практично для всіх типів САТКГМ) – обумовлює вибір колісної схеми/кількості осей та певним чином і компоновочну схему розміщення кабіни екіпажу/водія-оператора та силового агрегата з трансмісією).

Загальну схему-структуру формування масо-габаритних характеристик технологічних шасі представлено на рис. 3.2, де визначальним у визначенні структури шасі є вищезазначені 3 основні групи факторів:

– обмеження по габаритних розмірах (з умов допуску без спеціальних одноразових дозволів) для руху по автомобільних дорогах загального користування;

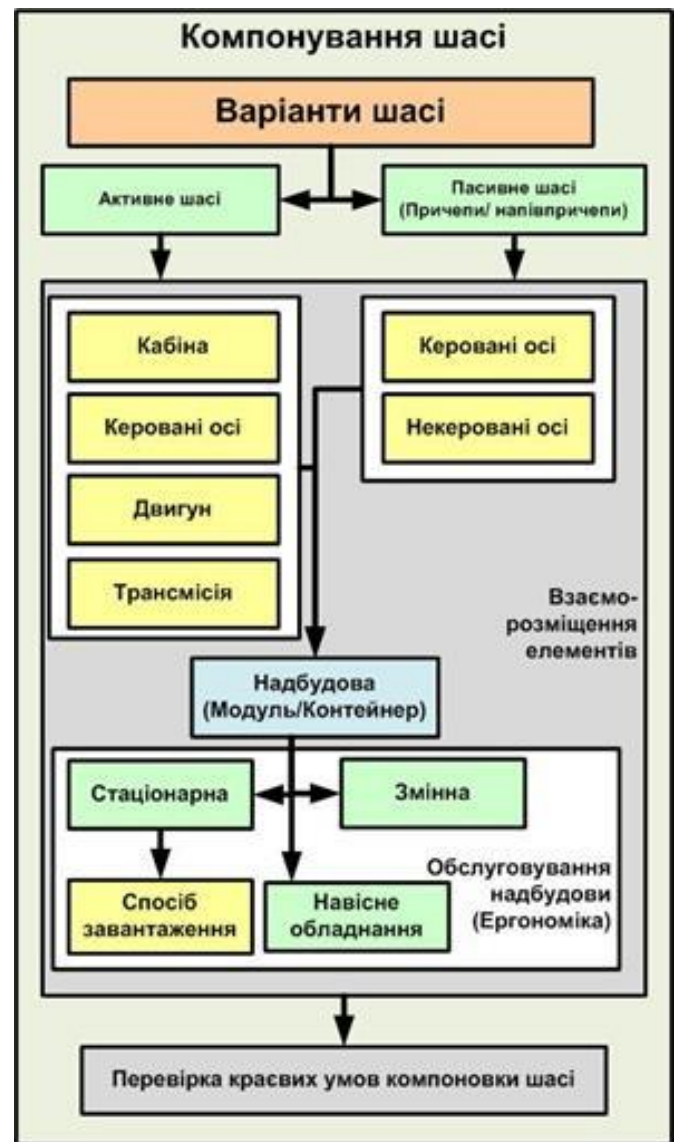
– дорожньо-кліматичні умови (точніше обмеження допустимих навантажень на вісь), як визначальні щодо схеми і кількості осей шасі;

– типи і масо-габаритні характеристики технологічного навісного/збудованого обладнання і робочих зон цього обладнання.



Рисунок 3.2 – Структура формування масогабаритних характеристик САТКГМ.

Рисунок 3.3 – Узагальнений алгоритм компонування УТМ для різних сфер використання і навісного обладнання



Можна запропонувати узагальнений алгоритм компонування універсальних повнопривідних шасі для різних сфер використання і навісного обладнання (рис.3.3.), який враховує наявність енергетичного потенціалу шасі (присутність/відсутність силового приводу до коліс, керованість), взаємозв'язок з надбудовою. Оцінка досконалості проведеного компонування визначається на основі визначених кращих умов. У випадку незадовільного результату проводиться наступна ітерація з уточненими або зміненими композиційними рішеннями. Класифікація САТКГМ дозволяє систематизувати за основними ознаками і експлуатаційними якостями серійні типи шасі, на базі яких можуть виготовлятися автомобілі, що випускаються або можливі в перспективі. Також вона слугує основою для розробки типорядів САТКГМ.

Всі шасі розподіляються на три основні групи: вантажні, легкові і автобусні. Кожна група, в свою чергу, ділиться на підгрупи за ознакою дорожніх умов. Саме дорожні умови визначають основні конструктивні особливості шасі: загальне число коліс, число ведучих осей (колісна формула), допустимі навантаження на осі (осьова формула), компоновання шасі.

3.3. Компоновання елементів шасі САТКГМ

Керованість. В залежності від типу опорної поверхні, де можуть використовуватись САТКГМ (і допустимих навантажень на вісь, що суттєво відрізняються від нормативних граничних значень для ТЗ на дорогах асфальтобетонного покриття I категорії), здійснюється відбір колісної схеми шасі САТКГМ. Як правило, допустиме навантаження на вісь для сухих ґрунтових поверхонь (що є одними з домінуючих у реальному використанні САТКГМ) обмежується 6т [279,280], що, відповідно, обумовлює розширення використання три- і чотирівісних схем шасі при прогнозованій повній шасі САТКГМ понад 12т. На рис. 3.4 представлено найбільш розповсюджені типи колісних схем САТКГМ, що суттєво розширені у порівнянні до звичних (а,г,є,ж – рис. 3.4) для автомобільних шасі категорій N.

Кабіна. Типорозмірні ряди кабін формуються залежно від технологічних процесів, в яких задіяні шасі, і можуть бути частково поліблочної конструкції, в якій окремі частини тільки кабіни повторюють самих себе, тобто ряд, уніфікований тільки за кабіною. При цьому враховуються функціональність і оглядовість. Типові схеми наведені в Додатку Д.

Типаж САТКГМ – це економічно оптимальна по номенклатурі і технічних параметрах сукупність шасі САТКГМ, що становить типорозмірні ряди, в яких машини об'єднані спільністю графа конструкції.

Передумовою для розробки параметричного і типорозмірного рядів шасі САТКГМ використовувалися наступні відомі положення [266].

1. Параметричний ряд – це впорядкована сукупність числових значень головного параметра машин одного або декількох видів, які забезпечують мінімум

приведених витрат в процесі виробництва і експлуатації.

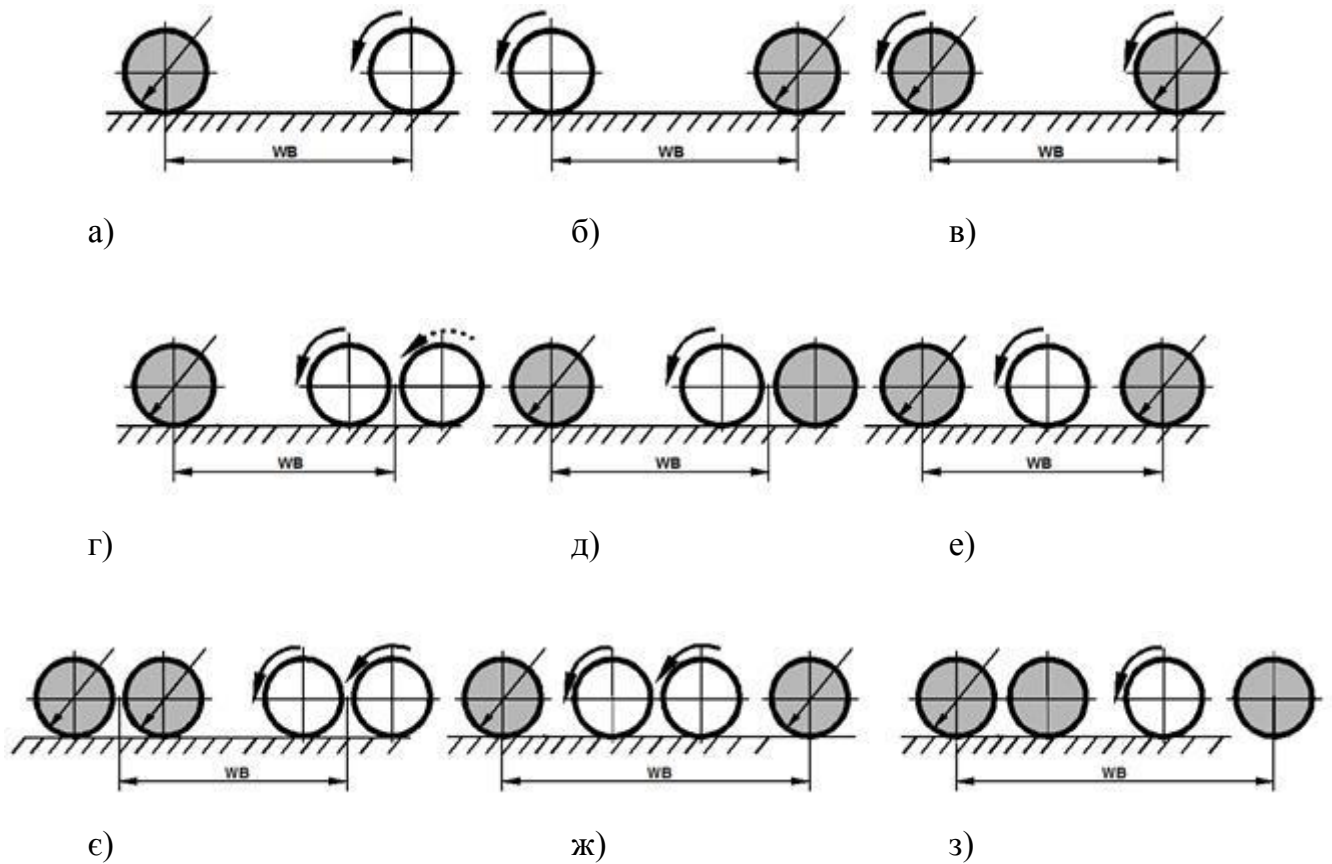


Рисунок 3.4 – Колісні схеми САТКГМ:

 - керована вісь;
  - пасивна підкеруєма вісь;
 WB – колісна база; стрілка вказує на тягові колеса.

2. Параметричний ряд, доповнений основними параметрами машин, утворює типорозмірний ряд.

Основними параметрами для шасі СКГТМ є колісна база, довжина шасі, навантаження на вісь. За головний параметр приймемо колісну базу, за основні – довжину шасі і навантаження на вісь.

Навантаження на вісь також має нормативні обмеження з боку моста на дорогу. Тому збільшувати вантажність ТЗ доцільно збільшуючи при цьому кількість колісних мостів. В цьому випадку можна говорити про типоряд колісних мостів.

Аналіз значень колісних баз шасі САТКГМ дав можливість визначити інтервал від 0,69 м до 12 м. Розмір 12 м визначається номативними обмеженнями

довжини для подинного ТЗ. Такий розмах варіювання дозволяє побудувати криву розподілу. Для цього отриману область значень колісної бази розбивають на класи скориставшись правилом Штюрґеса [266]:

$$K = 1 + 3,321g N,$$

де N – величина вибірки, довжина ряду;

K – число градацій.

$$K = 1 + 3,321g 12 = 4,58. \text{ Приймаємо } K = 5 \text{ градацій.}$$

Типоряд шасі САТКГМ побудований відповідно до метроритмічної структури арифметичної прогресії

$$a_n = a_1 + (n-1)d \quad (n=1,2,\dots)$$

де a_1 – це перший член прогресії;

d – це фіксована різниця між попереднім та наступним.

$$a_1 = 330 \quad a_9 = 330 * 9 \approx 3000$$

У створенні виразності метроритмічного ряду важливу роль відіграють не лише характер і розміщення елементів, а й їх кількість. Для утворення найпростішого метричного або ритмічного ряду необхідно не менше трьох-чотирьох елементів, які утворюють неперервність ритмічного руху. В нашому випадку маємо 5 елементів (табл. 3.1).

Порівнюючи значення колісних баз шасі САТКГМ з отриманим типорядом, можна побачити, що другий член типоряду g) порівняно рідко зустрічається в реальних лінійках продукуваної продукції фірм-виробників.

Обмеження по довжині одиночного ТЗ негативно впливає на ефективність використання. Ефективність можна підвищувати, додаючи причепні ланки, комбінуючи їх таким чином, щоб не перейти номативне обмеження довжини для дволанкових ТЗ.

Як приклад, в ВАТ Укравтобуспром розроблено модульне сімейство великотоннажних спеціальних шасі (ТУР ВХ181-ВХ371) у 2-, 3- та 4-вісному виконаннях (рис.3.7) – з пріоритетною орієнтацією під забудову автомобільних кранів серії КТА (ДЗАК) вантажністю від 17т до 50т, що природно передбачає

формування відповідних модифікацій по колісній базі і для 3- та 4-вісних моделей також і колісних схем для інших типів технологічного обладнання і сфер експлуатації.

Таблиця 3.1 – Типоряд шасі САТКГМ, побудований на основі арифметичної прогресії

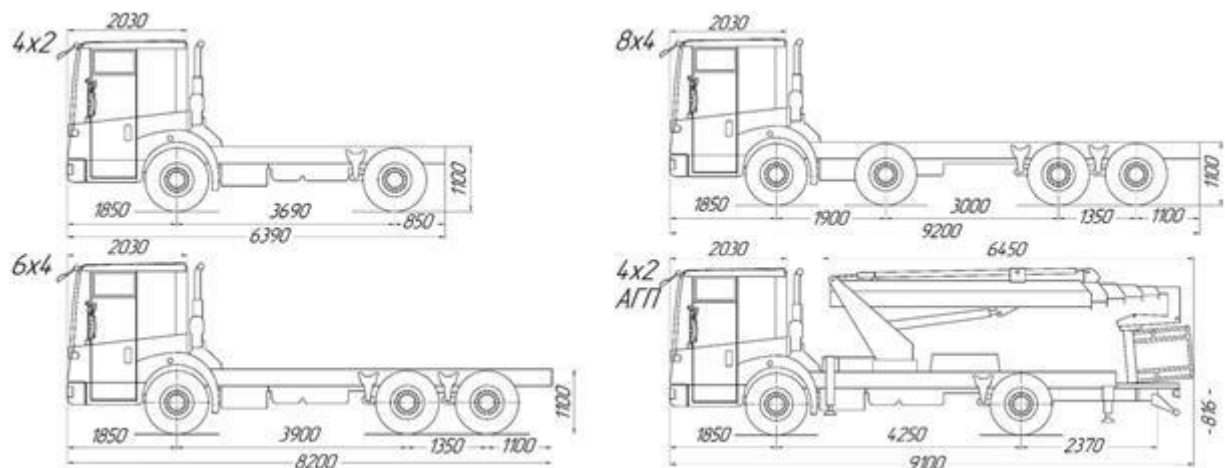
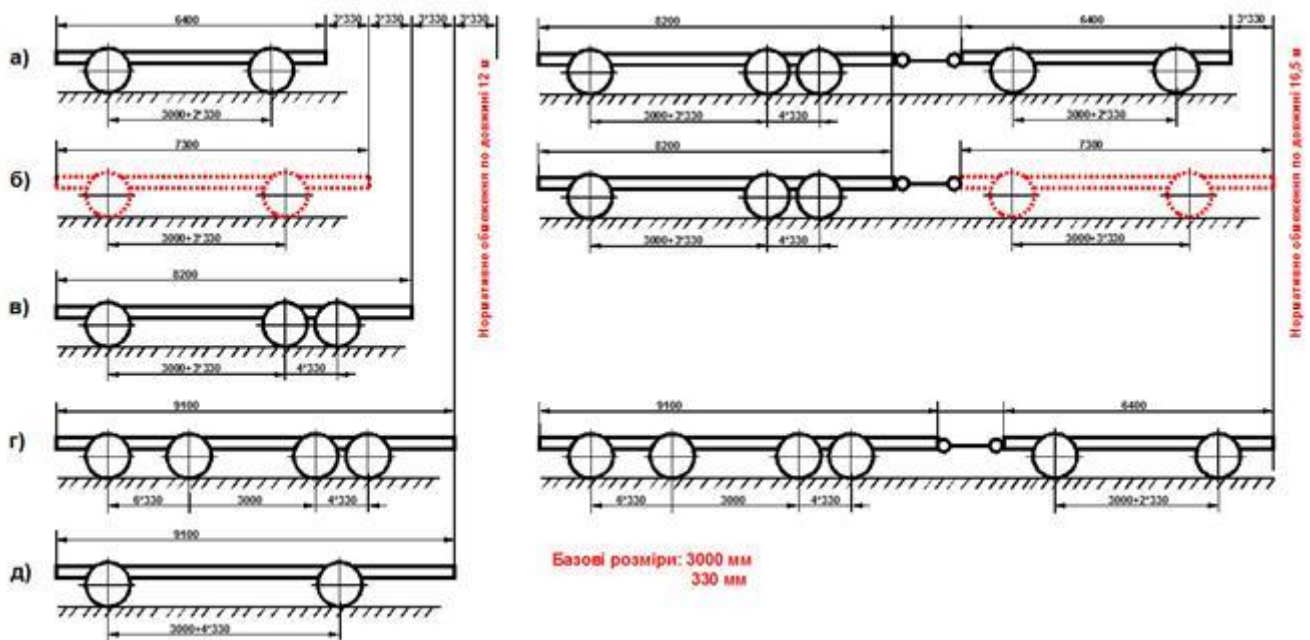


Рисунок 3.7 – Модульне сімейство великотоннажних спеціальних шасі (ТУР ВХ181-ВХ371) розроблене ВАТ Укравтобуспром

Надбудова. При створенні машин слід враховувати тріаду – взаємовплив між технологічним процесом, в якому задіяна машина, умовами її експлуатації і самою конструкцією машини. Сформувавши мінімальну вихідну структуру (базове шасі)

ми можемо, компонуючи тим чи іншим способом конструктивні елементи створювати інші, більш складніші структури. Компонування або синтез нових структур на основі базового шасі слід здійснювати з урахуванням тих технологічних процесів, умов експлуатації і нормативної бази, де буде використовуватися автомобіль.

На основі базового шасі створюються автомобілі загального призначення. Якщо технологічний процес, в якому задіяні має незначні відмінності, які не потребують кардинальної зміни конструкції автомобіля – розглядаємо клас спеціалізованих автомобілів. У випадку специфічних технологічних процесів використовуються спеціальні автомобілі. Те ж стосується і до умов використання – у важких умовах використовуються автомобілі підвищеної прохідності, а при необхідності із специфічними рушіями.

Сьогодні спостерігається тенденція до об'єднання різних видів техніки і технологій в єдиних технологічних комплексах – використовуються комплекси різнорідних машин, які забезпечують реалізацію базового технологічного процесу. Використання принципів модульності та секційності дозволяє в повній мірі задіювати автомобілі з високою ефективністю.

Доцільно розглянути шляхи вдосконалення показників автомобілів:

- універсалізація моделей, що отримали найбільш широке застосування.
- спеціалізація автомобілів загального призначення, призначених для виконання спеціалізованих завдань.

Ці тенденції є причиною все більш широкого поширення модульного принципу проектування при створенні автомобілів. Він дозволяє створювати автомобілі з новими властивостями з найменшими затратами у сфері виробництва і експлуатації.

Принцип створення модульних компонувальних схем пожежного автомобіля за допомогою складальних модулів (рис. Е.1, Додаток Е) розроблені Яковенком Ю.Ф. [267]. За наявності набору стандартних модулів на одному і тому ж шасі можна випускати автомобілі різного призначення, максимально уніфіковані між собою. Для цього досить замінити один або декілька модулів.

Для автомобіля, що використовуються в інших галузях господарства України, використання принципів модульного компонування пожежних автомобілів, запропонований Яковлевим, можна взяти за основу. Але при цьому слід врахувати мінімальну межу, коли вже є доцільним модульний принцип. До цієї межі модульність не є економічно доцільною.

Суміщення роботи обладнання. Залежно від технологічного процесу може використовуватися те чи інше обладнання. Його використання вимагає різної енергопотужності автомобіля. Недоцільно давати великий запас потужності з точки зору ощадливості та ефективного використання шасі. Тобто, у випадку важких умов руху, доцільно виконувати операції розбити на кілька етапів.

Навісне обладнання. На рис. Ж.1 (Додаток Ж) як приклад представлено типи і сфери використання актуального і для України універсального колісного шасі типу Unimog (Universalles Mobile Geraet) виробництва Daimler-Bens (ФРН) – аналога – чеського Praha UV 80) UV – universalny vozidla). Показані 26 типів – варіантів навісного технологічного обладнання відображень насамперед сфери використання у комунальному і дорожньому господарстві, однак практично не відображено сфери відображення у військовій та сільськогосподарській сферах, лісовому господарстві, в яких аналог шасі (фактично машина і родоначальник цього класу машин у світі) – Unimog передбачає 26 варіантів технологічного обладнання в т.ч. і у тривісному виконанні схеми 6x6 (у військовій сфері).

В основному, на комунальній і будівельно-дорожній техніці застосовується активне навісне технологічне обладнання, яке призводить до розгалуження силового потоку від основного двигуна на привід рушія і це обладнання [285]. Нині відсутні дані про раціональний розподіл потужності основного двигуна між приводом рушія і активного навісного технологічного обладнання при зміні зовнішніх умов експлуатації. Для досягнення максимально можливої продуктивності виникає необхідність в розробці методики вибору обладнання для САТКГМ з урахуванням умов технологічного процесу, в якому задіяна машина.

Запишемо баланс потужності САТКГМ з активним технологічним обладнанням і технологічним процесом:

$$E_{\text{САТКГМ}} = K_3 (E_{\text{шасі}} - E_{\text{обл}}) = E_{\text{ТП}}$$

Потенціал потужності шасі САТКГМ

$$E_{\text{шасі}} = P_{\text{шасі}} V_{\text{шасі}}$$

Потенціал потужності навісного технологічного обладнання, встановленого на шасі САТКГМ

$$E_{\text{обл}} = P_{\text{обл}} R_{\text{обл}} / \omega_{\text{обл}}$$

Рівняння тягового балансу САТКГМ:

$$T_{\text{зч}} \geq T_{\text{шасі}} \geq T_{\text{ТП}},$$

$T_{\text{зч}}$ – сила зчеплення рушія з дорогою;

$T_{\text{шасі}}$ – сила тяги САТКГМ;

$T_{\text{ТП}}$ – сила опору робочого середовища при виконанні технологічного процесу.

Для екскаватора

$$T_{\text{ТП}} = P_{\text{зчр}} V_{\text{зч}},$$

де $P_{\text{зчр}}$ – зусилля захоплення ґрунту;

$V_{\text{зч}}$ – швидкість занурення ковша.

Для прибирально-підмітальної машини

$$T_{\text{ТП}} = P_{\text{щ}} B_{\text{щ}} \omega_{\text{щ}},$$

де $P_{\text{щ}}$ – зусилля підмітання;

$B_{\text{щ}}$ – ширина щітки;

$\omega_{\text{щ}}$ – обертова швидкість щітки.

Для поливальної машини

$$T_{\text{ТП}} = \alpha p_B u_B S_{\text{п}}$$

де α – кількість форсунок;

p_B – тиск води у форсунці;

u_B – швидкість викиду води з форсунки;

$S_{\text{п}}$ – площа покриття.

Для бетоноукладчика

$$T_{III} = (N_1 N_2 N_3) / \eta$$

де N_1 – потужність на подолання опору бетонної суміші об борти живильника;

N_2 – потужність на подолання тертя стрічки живильника об підтримуючий лист від сили ваги стовпа бетонної суміші в бункері;

N_3 – потужність на подолання опору в роликоопорах при транспортуванні бетонної суміші на стрічці.

Взаєморозміщення елементів. Наступним етапом, після визначення базової колісної схеми, є формування компоновки – взаємного розміщення знаків силового агрегата і кабіни водія/екіпажу – як з умов розміщення/забудови технологічного обладнання, так і з умови максимально рівномірного розподілу повної маси САТКГМ по осях [43,45,46]. Реально рівномірного розподілу осьових навантажень (тим паче враховуючи діапазон можливих змін від спорядженої до повної маси) досягнути важко, тому з умов кращої прохідності на опорних поверхнях, що деформуються, доцільне менше навантаження на передню вісь. Наступні котяться уже по ущільненій колії, що покращує прохідність машини.

На рис. 3.10 наведено найбільш розповсюдженні компоновальні схеми взаємного розміщення блоків силового агрегату та кабіни водія/екіпажу для сучасних технологічних шасі. Очевидно, що дані схеми є значно розширені у порівнянні до звичних автомобільних шасі (рис. 3.10-а,в,с), що використовуються у спеціальних колісних машинах/ТЗ, незалежно від кількості осей (для надважких як спеціальних, так і технологічних КМ очевидно, що використовуються і 5-8 вісні шасі, що враховуючи специфіку/номенклатуру існуючого виробництва САТКГМ в Україні, в даному випуску не розглядаються. Зрештою вищенаведені компоновальні схеми «кабіна-силовий агрегат» є актуальними для всіх колісних схем).

Зрозуміло, що на цьому етапі відпрацьовуються і варіанти силового приводу осей-моно (ведуча одна вісь) чи повний (всі осі ведучі) або частково. Повний (ведучими є кілька осей, в т.ч. з автоматичним або ручним підключенням, але не всі) – з умов забезпечення запасу сили зчеплення шин з дорогою на

грунтових/піщаних поверхнях та бездоріжжі. Деталізація масо-габаритної квантифікації компоновки САТКГМ подалі прямо пов'язана з забудовою/вписуванням як правило вже визначених варіантів технологічного обладнання і сфер його використання. В цьому плані технологічні колісні шасі є як вузькоспеціалізовані (під конкретний тип/модель технологічного обладнання) так і універсальні, під різні типи навісного обладнання і сфери використання.

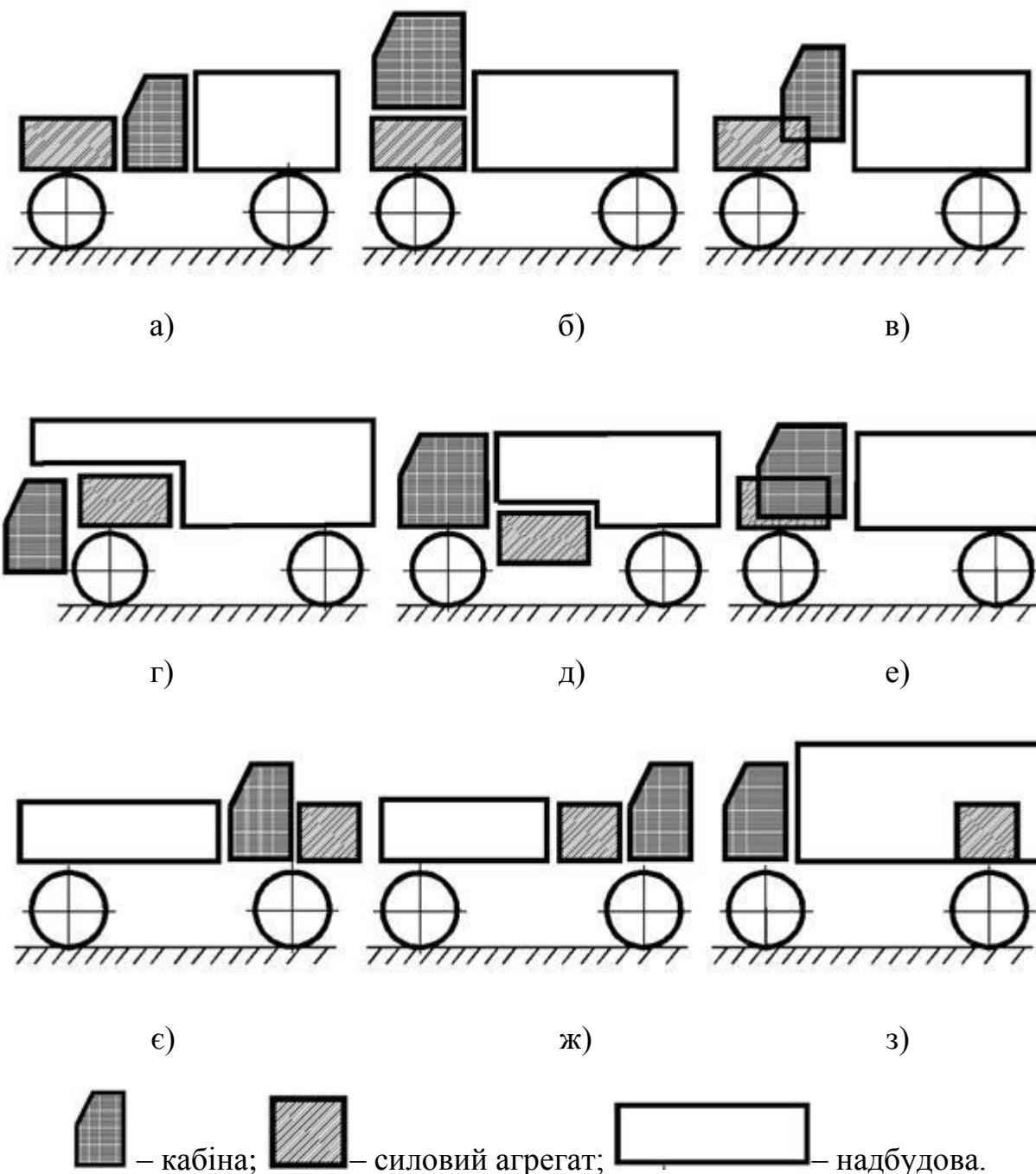


Рисунок 3.10 – Варіанти компонованих схем взаємного розміщення кабіни і силового агрегата САТКГМ

3.4. Функціональність САТКГМ

Технологічне оснащення САТКГМ дає можливість виконувати своє функціональне призначення.

Функціональність, що відображає ефективність використання УТМ при забезпеченні технологічного процесу, який може бути виражений як середньоарифметичне значення параметрів ефективності і має вигляд:

$$F_{УТМ} = f(\alpha_{ОБ}, \alpha_{ВН}, \alpha_{ТН}, \alpha_{ТР})$$

де $\alpha_{ОБ}$ – показник оснащеності УТМ технологічним обладнанням. За основу взято номенклатуру технологічного обладнання, розробленого для багатофункціональної машини Унімог і представленої на рис. 2.15. Загальна кількість варіантів дорівнює 26.

$$\alpha_{ОБ} = \frac{n_{об}}{26}$$

$n_{об}$ – кількість варіантів технологічного обладнання;

$\alpha_{ВН}$ – показник вантажопідйомності:

$$\alpha_{ВН} = \frac{Q_{в ном}}{Q_{в max}}$$

$Q_{в ном}$, $Q_{в max}$ – показники, взяті з технічного паспорта УТМ;

$\alpha_{ТН}$ – показник технологічності:

$$\alpha_{ТН} = K_{ТЗ} K_{НВ} K_{ПР} K_{ПТ}$$

$K_{ТЗ}$ – коефіцієнт технологічної зони;

$$K_{ТЗ} = \frac{S_{ТЗ}}{S_{УТМ}}$$

$K_{НВ}$ – коефіцієнт навісоздатності. $K_{НВ} = 1$, коли є наявною передня і задня навіска, $K_{НВ} = 0,7$ при наявності задньої навіски, $K_{НВ} = 0,3$ при наявності передньої навіски;

$K_{ПР}$ – коефіцієнт прохідності;

$$K_{ПР} = \frac{q_{ДСТ}}{q_{УТМ}}$$

$q_{ДСТ}$ – нормоване навантаження на опорну поверхню. Визначається із

відповідних нормативних документів.

$q_{УТМ}$ – тиск рушія на ґрунт визначаємо з рівняння, запропонованим М.І. Ляско [238]:

$$q_{УТМ} = \frac{1,49E_u^{\frac{5}{4}}}{10^5 \sqrt{1 + \frac{E_u}{E_0}}} \times \left(\frac{10^4}{p_w} + 134 \right) \times \frac{G_K^{\frac{2}{3}}}{\sqrt{Db_u k}},$$

де E_u – модуль пружності шини, кПа; E_0 – модуль деформації ґрунту, кПа; p_w – внутрішній тиск повітря в шині, кПа; G_K – допустиме навантаження на шину, кН; D – зовнішній діаметр шини, м; b_u – ширина шини, м; k – коефіцієнт, що визначається з рівняння $K = 1 - 0,00165 - x^5$,

$$x = \frac{D}{b_u}, \text{ при } \frac{D}{b_u} \leq 3,4 \text{ і при } \frac{D}{b_u} \geq 3,4 \quad x = 6,6 \frac{D}{b_u}.$$

$K_{ПТ}$ – коефіцієнт наявності підйомно-транспортного обладнання; $\alpha_{ТР}$ – показник транспортабельності.

Показник $\alpha_{ТР}$ визначаємо по номінальній годинній продуктивності при транспортних роботах, яка розраховується:

$$W_{Г} = Q_{Г} K_{Г} v_{ТР} \tau_{Г}$$

де $Q_{Г}$ – вантажопідйомність УТМ, т; $K_{Г} = 0,3 \dots 1$ – коефіцієнт використання вантажопідйомності УТМ; $v_{ТР}$ – транспортна швидкість УТМ, км/год; $\tau_{Г}$ – коефіцієнт використання часу зміни при русі з вантажем.

Годинну продуктивність при транспортних роботах оцінюючого УТМ порівнюємо з максимально можливою годинною продуктивністю при транспортних роботах, яку УТМ реалізує при $K_{Г} = 1$ і $\tau_{Г} = 1$:

$$W_{Г\max} = Q_{Г\max} v_{\max}$$

де $Q_{Г\max}$ – максимальна вантажопідйомність УТМ; v_{\max} – максимальна швидкість УТМ.

Приймаємо для оцінюваного УТМ, також як і для базового, коефіцієнти $K_{Г} = 1$ і $\tau_{Г} = 1$.

Тоді показник на транспортних роботах становитиме:

$$\alpha_{ТР} = \frac{W_{Г}}{W_{Г\max}},$$

3.4.1. Прохідність

Проблема забезпечення прохідності САТКГМ багатопланова і при її рішенні повинні враховуватися тип рушія, опорно-зчіпні показниками, несівна здатність ґрунту, швидкість пересування. Ці параметри відрізняються для ТЗ з колісним і гусеничним рішеннями і в основному визначатимуть продуктивність і ефективність роботи САТКГМ (табл. 3.2) [273].

Таблиця 3.2 – Параметри і характеристики енергонасичених тракторів

Параметри	Гусеничний трактор	Колісний трактор
Маса трактора однакової потужності, %	115-125	100
Максимальна швидкість, км/год	20	35
Середній тиск на ґрунт, МПа	0,020	0,150
Питома технологічна витрата палива, %	100	150
Негативний вплив на довкілля	Низький	Великий

Таблиця 3.3 – Експлуатація ТЗ по дуже деформуємих ґрунтах

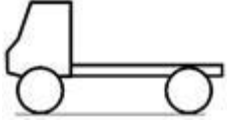
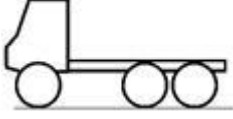
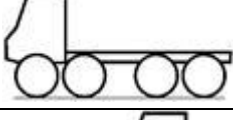
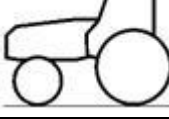

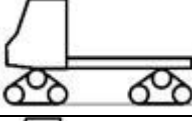


		Колісний рушій	Гусеничний рушій
1	Продуктивність	менша	більша
2	Прохідність	менша	вища
3	Зчепні властивості	гірші	кращі
4	Витрата палива	більша	менша
5	Тиск на опорну поверхню	більший	менший
6	Затрати на експлуатацію	менші	більші

Вибір рушія для УТМ проводимо на основі набору критеріїв (табл.3.3). Критерії визначають важливість реалізації поставлених завдань стосовно

ефективності функціонування САТКГМ. Актуальним в першу чергу є визначення основного критерія. Решта критеріїв слід розмістити в міру їх важливості. Це можна зробити, застосувавши методи експертної оцінки або почленної диз'юнкції.

Далі слід враховуватися здатність САТКГМ долати природні перешкоди, рухатися по пересіченій місцевості і на ґрунтах з низькою несівною здатністю. Можливості руху різних видів ТЗ залежно від виду ґрунту наведено в табл. 3.4.

Таблиця 3.4 – Можливості руху різних видів ТЗ залежно від виду ґрунту

Транспортні засоби	Допустимий тиск, МПа	Колісна схема
Колісний автомобіль малої вантажності	0,30	
Колісний автомобіль середньої вантажності	0,20	
Колісний автомобіль великої вантажності	0,40-0,60	
Колісний трактор	0,15	
Гусеничний трактор	0,02	
Гусеничний всюдихід	0,08	
Гусеничний болотохід	0,04	
Секційний гусеничний всюдихід	0,01-0,05	

Отже, знаючи несівну здатність (допустимий тиск) ґрунтів (табл.3.5), і врахувавши можливість руху конкретного САТКГМ залежно від виду ґрунту, можна вибрати той чи інший тип рушія (рис.3.11).

Таблиця 3.5 – Несівна здатність (допустимий тиск) ґрунтів

Вид ґрунту		Допустимий тиск, МПа
Пісчаний		0,029 – 0,098
Супіс		0,147 – 0,392
Суглинок		0,049-0,088 – 0,343-0,088
Глина		0,001-0,088 – 0,490-0,980
Торф	Дуже ущільнений (слабо зволожений)	0,100
	Ущільнений (середньозволожений)	0,075
	Пухкий (зволожений)	0,055
	Дуже пухкий (сильно зволожений)	0,025
	Текучий (рідкий)	0,012
Сніг	Ущільнений	0,400
	Пухкий	0,015

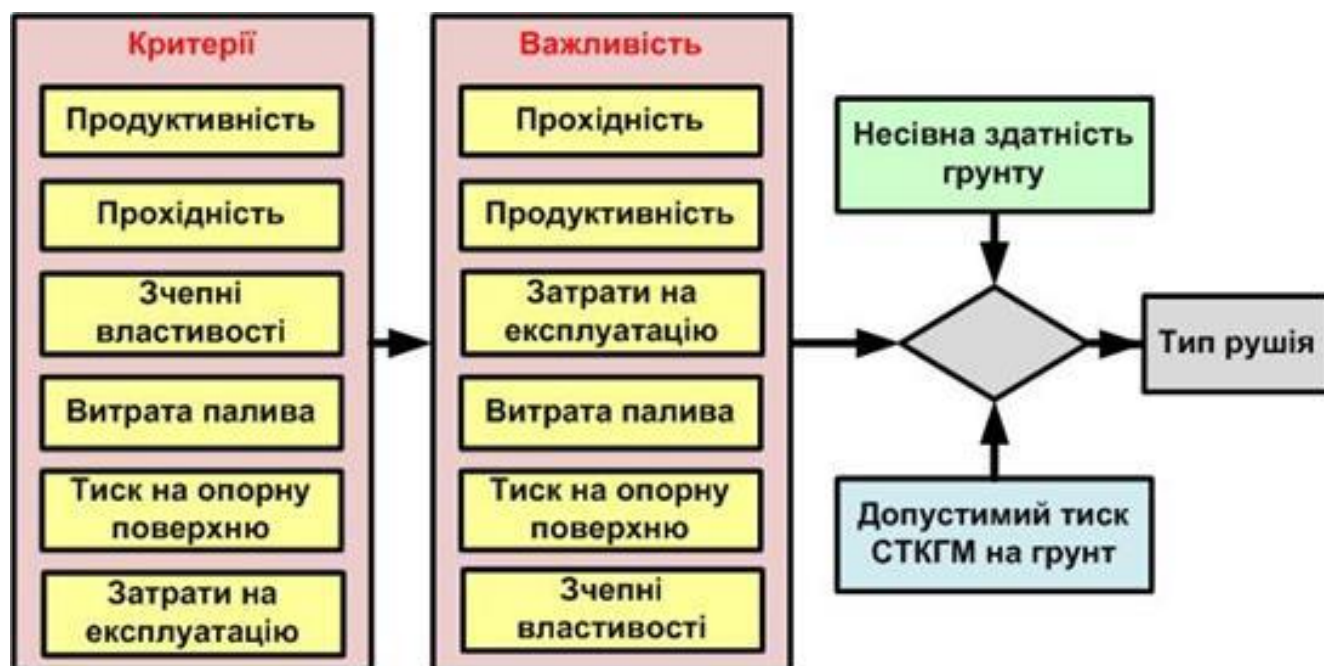


Рисунок 3.11 – Алгоритм вибору типу рушія для САТКГМ

3.4.2. Технологічність

Технологічні зони. Технологічність в значній мірі залежить розташуванням агрегатів і систем, наявністю вільного простору для технологічного обладнання [270]. Взаєморозміщення елементів шасі, технологічного обладнання визначає технологічну зону УТМ, яка в свою чергу повинна враховувати і технологічний процес, для якого проектується УТМ (рис. 3.12).

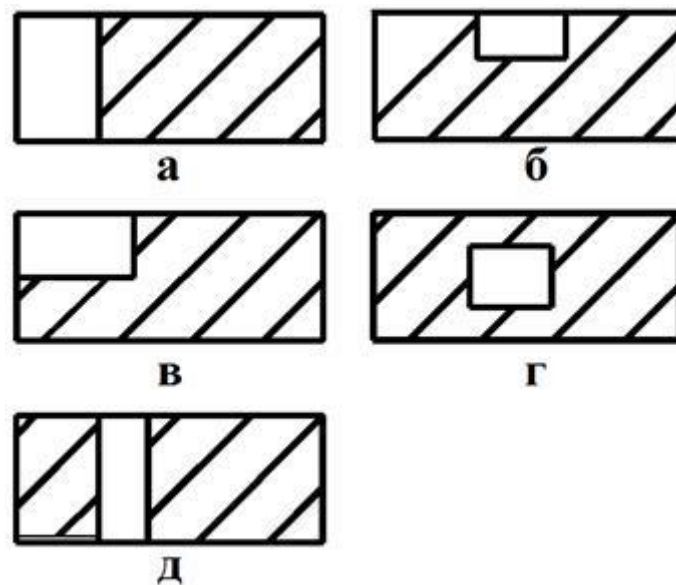


Рисунок 3.12 – Можливі варіанти технологічних зон УТМ відносно kabіни оператора: а – kabіна спереду; б – kabіна збоку посередині; в – kabіна спереду збоку; г – kabіна посередині в центрі; д – kabіна посередині

Переднє розташування kabіни обумовлене вимогою передньої оглядовості, а наявність технологічного майданчика ззаду kabіни дозволяє здійснювати технологічний процес в зоні великої площі.

Розташування kabіни збоку посередині погіршує оглядовість під час транспортування, але дозволяє забезпечувати технологічний процес вздовж поздовжньої осі УТМ.

Розташування kabіни спереду збоку раціонально забезпечує вимоги оглядовості і реалізації технологічного процесу вздовж поздовжньої осі УТМ.

Розташування kabіни посередині в центрі дозволяє забезпечувати специфічні технологічні процеси. Оглядовість при транспортуванні найгірша.

Для варіанту розташування технологічного обладнання на передній частині шасі УТМ необхідне зміцнення передньої частини шасі і врахування умов поздовжньої стійкості від перекидання при роботах подовжніх нахилах. Тут доцільно застосовувати додаткові гідроопори, ковш. При цьому оглядовість суттєво погіршується.

Способи з'єднання УТМ та технологічного обладнання. Застосовують наступні способи з'єднання УТМ та технологічного обладнання (рис.3.13).

Причіпкою. Технологічне обладнання приєднується до УТМ причіпного

пристрою шарнірно. Для перевodu обладнання із робочого стану в транспортне положення і навпаки на ньому встановлюють виносний силовий циліндр, який приєднується до гідросистеми УТМ.

Півнавіскою. Технологічне обладнання в робочому і в транспортному положенні спирається частково на власну ходову систему, а частково – на механізм навіски УТМ, який передає обладнанню силу тяги УТМ і переводить обладнання із робочого положення в транспортне та навпаки.

Навіскою. Технологічне обладнання не має власної ходової системи і опирається тільки на УТМ. Через навісний пристрій УТМ сприймає масу обладнання повністю (в транспортному положенні) або частково (в робочому положенні), передає силу тяги УТМ, а також переводить обладнання із робочого положення в транспортній навісці.

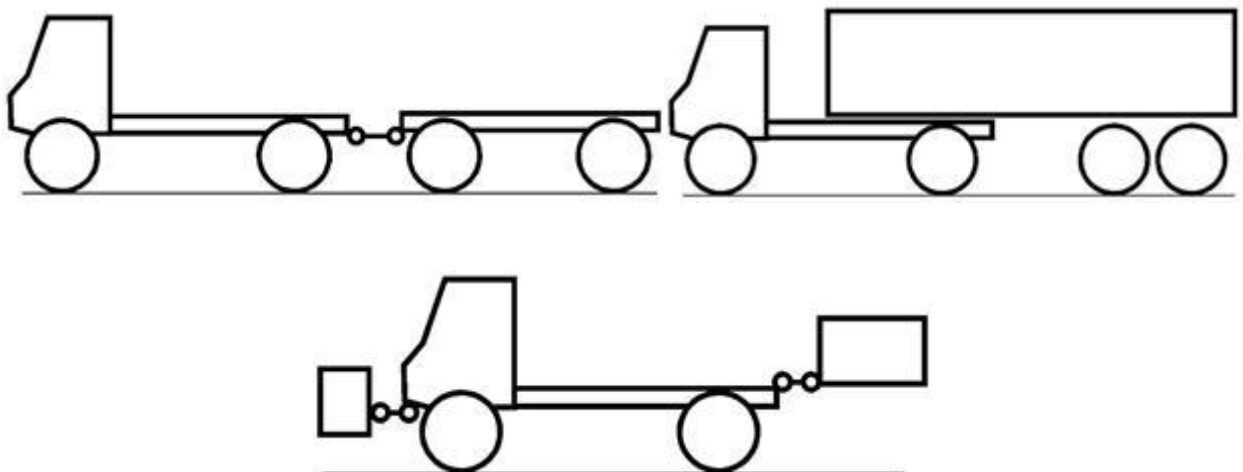


Рисунок 3.13 – Способи з'єднання УТМ та технологічного обладнання

Використання способу з'єднання обладнання з УТМ залежить від технологічного призначення і конструктивних особливостей обладнання.

Навісоздатність. Для забезпечення функціональності і таких властивостей як поздовжню стійкість, маневреність необхідно враховувати навісоздатність УТМ.

Для оцінки технологічних властивостей слід розглянути навісоздатності УТМ з навіскою обладнання позаду і спереду.

На рис. 3.14 показана схема навіски обладнання вагою $G_{об}$ на задній навісний пристрій на плече b від осі заднього колеса. Перекидання вперед не виникне із-за

дії сили G , а назад – обмежує опора на робочі органи самого обладнання. Небезпечне розвантаження передніх коліс, яке може вплинути на керованість і маневреність.

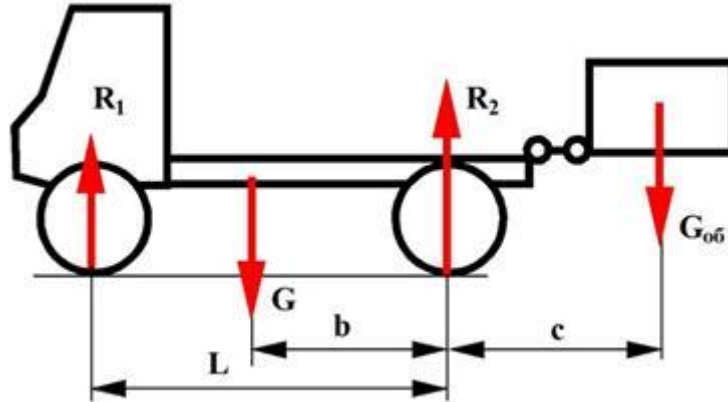


Рисунок 3.14 – Схема сил і реакцій для визначення навісоздатності УТМ з обладнанням позаду

Найбільш небезпечним для втрати керованості і маневреності є рух з обладнанням, піднятим в транспортне положення. Критерієм допустимості навіски такого обладнання по умові втрати керованості є допустиме значення реакції опорної поверхні на передні колеса. Принято вважати, що зчеплення коліс з опорною поверхнею буде ще достатньо для здійснення повороту при умові, що на передні колеса буде припадати не менше 20% ваги УТМ, тобто $R_n > 0.2$.

Найдемо залежність між R_1 і параметрами УТМ із рівняння моментів відносно точки O , складеного в залежності з рис. 3.14, а:

$$R_1 = G b - G_{об} c ,$$

або

$$R_1 = \frac{G b - G_{об} c}{L} \geq 0.2G$$

Оцінимо навантаження задніх коліс. Додаткова сила, що довантажує задні колеса від навішеного обладнання:

$$\Delta Y_k = G \frac{L + c}{L} .$$

Нормальна реакція опорної поверхні від ваги УТМ на задні колеса:

$$R_2 = G (L + b) / L .$$

Сума $\Delta Y_k + R_2$ не повинна перевищувати допустиме навантаження на задні

колеса:

$$G_{oo} \frac{L+c}{L} + G \frac{(L-b)}{L} \leq 2G_{lim},$$

де G_{lim} – допустиме навантаження на одну шину заднього колеса, звідки

$$G_{oo} \leq \frac{2G_{lim}L - G(L-b)}{(L+c)}.$$

Повздовжня стійкість УТМ з використанням передньої навіски не знижується, так як її практично завжди використовують із врахуванням з навішуванням обладнання на задню навісну систему. Окремо передня навісна система використовується з легким технологічним обладнанням, яке не може практично впливати на повздовжню стійкість. Керованість при довантаженні передніх коліс навішаним впереді технологічним обладнанням по умові зчеплення з опорною поверхнею не погіршується, а покращується. При цьому слід враховувати міцність переднього моста і спряжених з ним деталей проектуванні. Необхідно знайти залежність між допустимим навантаженням на передні колеса і масою обладнання впереді УТМ (рис. 3.15). Для цього складемо рівняння рівноваги моментів від сил і реакцій опорної поверхні відносно точки дотику заднього колеса з опорною поверхнею:

$$R_1 L = G a + G_{oo} (L + c),$$

звідки

$$Y_n = \frac{G a + G_{oo} (L + c)}{L} \leq 2G_{lim}$$

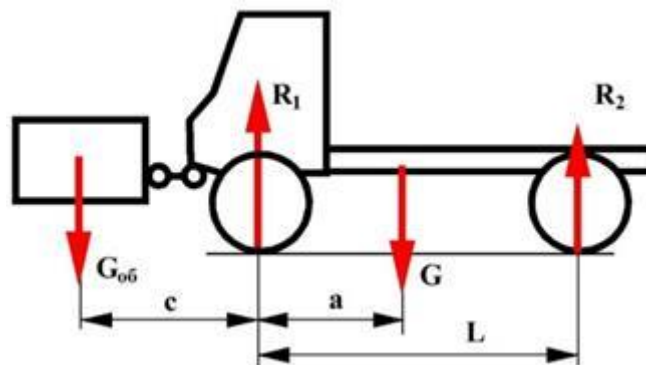


Рисунок 3.15 – Схема сил і реакцій для визначення навісоздатності УТМ з обладнанням спереду

або

$$G_{об} \leq \frac{2G_{lim}L - G a}{L + c},$$

3.4.3. Підйомно-транспортне обладнання

Важливим є використання навантажувально-розвантажувального обладнання, як для завантаження технологічних модулів так і для виконання навантажувально-розвантажувальних робіт.

Можливі способи зняття і установки технологічних модулів [270,271] (Додаток 3):

1. Використання крана-маніпулятора.
2. Використання порталного крана
3. Спосіб накатування.
4. Спосіб натягування.
5. Спосіб вертикального підйому.
6. Використання вантажопідйомного борта.

3.5. Формування краєвих умов компоновки шасі

Актуальність данного класу багатоцільових універсальних машин/шасі для країн колишнього СРСР очевидна і підтверджена промисловою реалізацією 2 проектів у РФ [281], в т.ч. групою ГАЗ [282] та у Білорусі – ОКБ МТЗ [283], аналогічного класу машина уже виробляється у КНР [284].

Визначальним при формуванні краєвих умов компоновки шасі є:

- можливість 2-3-х варіантів колісної бази WB, залежного від сфери використання шасі;
- відповідність вимогам безпеки руху та екологічності з умов сертифікації і допуску до експлуатації на дорогах загального користування відповідно до технічного регламенту країн-учасниць Женевської угоди 1958р., до яких приєдналась і Україна [276,277];
- півкапотна схема компоновки, що обумовлено і умовами реальної сфери використання у ЗС України (кращий захист водія) екіпажу у порівнянні з безконтактної схемою при забезпеченні кращої оглядовості виконання

технологічних операцій переднього навісного обладнання у порівнянні з капотною схемою компоновки);

- забезпечення підвищеного рівня кліренсу (410-430 мм) у порівнянні до звичних у СНД повнопривідних вантажних автомобілів, як з умов використання у лісо- і сільськогосподарській сферах, так і з умов сучасних нормативних вимог у військовій сфері [283];

- наявність дво- або тридіапазонної роздатної (діапазонної) коробки, що забезпечує так зв. Дорожній (рух на дорогах), робочий (виконання технологічних операцій під час руху, рух по бездоріжжю), повзучий (технологічні операції насамперед у сільськогосподарській сфері) режими роботи силового приводу;

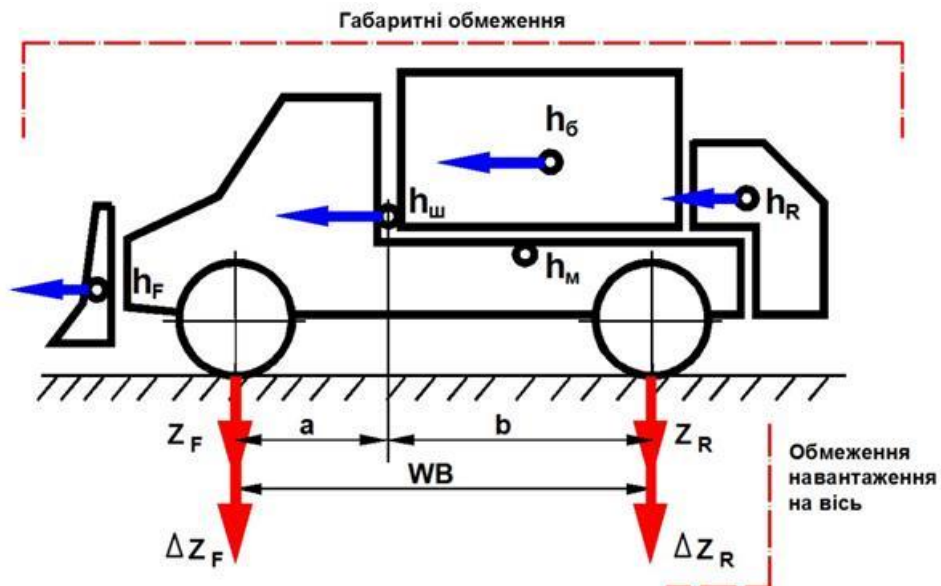
- наявність переднього і заднього механічного приводу-відбору потужності від двигуна – приводу технологічного обладнання, бажано дво- триступеневого, а також (опція гідравличного переднього і заднього приводу технологічного обладнання);

- допустиме навантаження на вісь 4-4,5 т (з умов забезпечення високої прохідності/мобільності на поверхнях, що деформуються, як реальної, значимої сфери використання);

- сфери використання і типи та характеристики навісного/забудови технологічного обладнання.

Власне типи і характеристики технологічного обладнання безпосередньо визначають геометричні характеристики і загальну компоновку (при дотриманні інших вищезазначених умов) багатоцільового шасі, що забезпечили б компромісне вирішення і дотримання необхідних з умов керованого і надійного руху колісної машини, як у варіантах забудови певного обладнання спереду шасі так і у задній частині (розміщення шасі у межах колісної бази є проміжним і найменш проблемним варіантом) машини. Очевидно, що з усієї можливої гамми варіантів технологічного обладнання при формуванні компоновки – габаритних характеристик шасі в ролі граничних, визначальних умов приймаються найбільш складні, тобто найважчі за масогабаритними характеристиками фронтального і тильного обладнання. Абсолютні значення мас та координати центру мас варіантів

технологічного обладнання і формують змінну складову навантаження на осі шасі, що обмежені граничними умовами допустимих навантажень для певних конкретних типів опорної поверхні (дороги) та зчеплення шин з дорогою (з умов запобігання проковзування і забезпечення керованості руху, а також запобігання буксування ведучих коліс у тяговому режимі роботи силового приводу. Вплив динаміки гальмування на формування розподілу навантажень на осі – а, отже і формування колісної бази та габаритних, принаймні довжини і висоти, характеристик машини практично не враховується). Загальну схему формування колісної бази шасі WB з цих умов представлено на рис. 3.22.



Тут $h_{\text{ш}}$ – висота центру мас шасі, $h_{\text{б}}$ – висота центру мас технологічного устаткування в межах колісної бази; h_{F} – висота центру мас переднього навісного обладнання; h_{R} – висота центру мас заднього навісного обладнання.

Рисунок 3.22 – Двомірний синтез раціональної колісної бази WB з умови мінімізації відхилень навантажень на передню Z_{F} та задню Z_{R} осі.

Обмежуючим чинником при цьому є також мінімально допустимі довжини карданних валів – з умов дотримання гранично допустимих, з умов достатнього ресурсу, кутів нахилу шарнірних з'єднань кардану в межах амплітуди роботи підвіски в реальних умовах роботи САТКГМ – WB_{min} .

Ітераційний перебір можливих варіантів забудови/навіски технологічного обладнання (насамперед найбільш матеріалістичних з передбачуваних до

використання), початкове у двомірній площині – рис. 3.23. – має за мету шляхом підбору колісної бази WB максимально зменшити різницю навантажень на передню Z_F та задню Z_R осі. Суттєво швидшим та ефективнішим у цьому плані є використання спеціальної програми розрахунку – синтезу суміщення центрів мас шасі $h_{ш}$ та варіантів переднього h_F , заднього h_R , середнього у колісній базі h_0 технологічного обладнання у площину результуючого центру мас h_M САТКГМ (рис. 3.23.) з одночасним варіюванням-змінною колісної бази WB (при накладанні обмеження щодо критичного значення WB_2 з умови кутів роботи з'єднаних карданів в експлуатаційному діапазоні ходів підвіски). Безперечно найбільш проблемним є формування компоновки, зокрема колісної бази, для важкого фронтального навісного обладнання (h_F) – з умов балансу осьових навантажень Z_F і Z_R , так як для спорядженого стану самого шасі з-за розміщення силового агрегата навантаження на передню вісь Z_F уже перевищує відповідне значення Z_R для заданої осі у 1.4 – 1.7 рази. Як правило, використання САТКГМ з фронтальною навіскою передбачає і певне довантаження задньої осі Z_R у вигляді контейнерів (в т.ч. з водою чи піском, як витратного матеріалу – напр. для комунальних дорожніх служб, або ж для завантаження продуктів переробки фронтального навісного обладнання, або ж просто іншого обладнання (h_F чи h_R) як баласту противаги, чи просто вантажного баласту (рис.3.22).

Певні види навісного обладнання характеризуються значним зміщенням центру мас h_F чи h_R від поздовжньої осі симетрії КМ, що обумовлює необхідність додаткового дослідження – аналізу перерозподілу навантажень на колеса лівого і правого борта з умов мінімізації бортової нерівномірності навантажень, що вимагає уже побудови просторової моделі компоновки, або принаймні, двомірної у поперечній площині. Зрозуміло, що можливості варіювання величиною колії є жорстко обмежені – як з умов максимально допустимого значення відповідно до нормативних габаритних обмежень КТЗ на дорогах загального користування [279,280], так із умов мінімального значення – з-за вимог поперечної стійкості САТКГМ. Для певних моделей САТКГМ накладаються і існуючі вимоги щодо єдиної уніфікації колії КМ з умов руху колони в умовах бездоріжжя (насамперед у

військовій сфері).

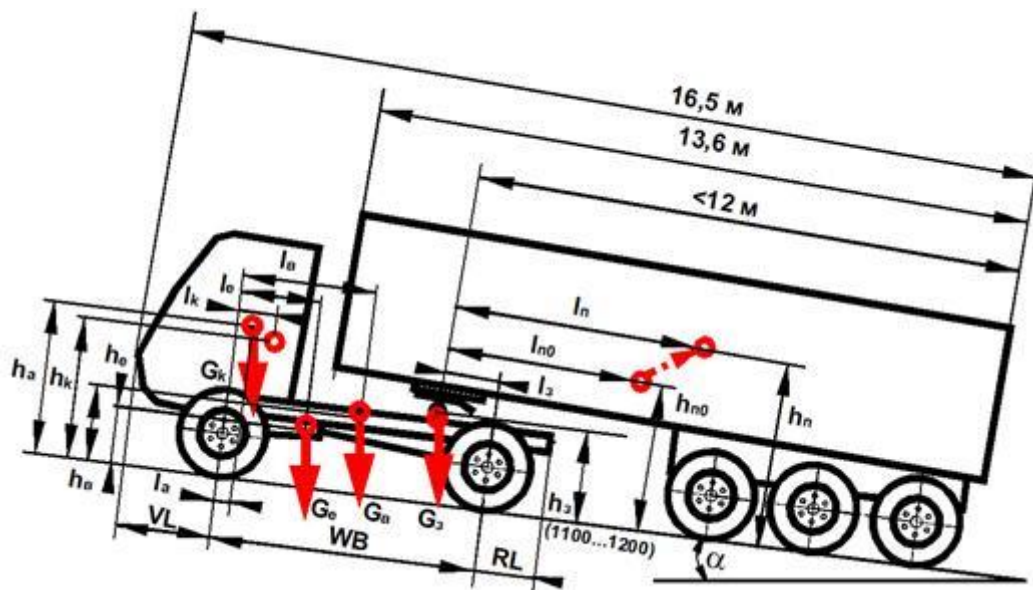


Рисунок 3.23 – Розрахункова схема компоновання масо-габаритних характеристик автопоїзда (в рамках Директиви ЄС 96/53ЕС [280])

Практично всі реальні конструкції, як технологічних шасі, так і адаптованих автомобільних під спеціальну техніку, передбачають декілька варіантів виконання колісної бази WB, що, природно, найбільш адаптовані під певні сфери використання САТКГМ. В першу чергу це формується варіантів забудови обладнання (чи кузовів – фургонів аварійних, чи ремонтних служб) у межах колісної бази. Модифікації з видовженою максимально колісною базою характерні і для спеціалізованих варіантів шасі під транспортне забезпечення (в умовах бездоріжжя чи доріг без твердого покриття). Це характерно для відчутної частини збуту такого типу шасі насамперед у військову сферу, будівництво та лісове/сільське господарство).

Проблема формування малогабаритних характеристик – загальної компоновки САТКГМ тісно пов'язана з привідною/збудовою технологічного обладнання і з умов забезпечення необхідної робочої зони, як по ширині захвату, так і по висоті.

Відповідним чином це визначає вимоги щодо необхідності потужності приводу технологічного обладнання – як механічного приводу через коробку

відбору потужності з 2-4 ступенями вибору швидкісних режимів обертання валу відбору потужності (в т.ч. з 2-3 типами фланців з'єднання з приводом технологічного обладнання, що стандартизовані), так і гідравлічного (з забудовою гідронасоса високого тиску з приводом від базового двигуна, або ж, в окремих випадках, при невеликих потужностях відбору – від насоса гідропідсилювача кермового приводу).

Залежно від допустимого навантаження на вісь у прогнозованій сфері застосування і очікуваної повної маси САТКГМ реальне опрацювання в уніфікованому сімействі машин також і 3- та 4-вісних модифікацій. У середньотонажному класі, практично найбільш розповсюдженому, при звичному обмеженні навантаження на вісь в умовах бездоріжжя 3,5-4,0 т тривісні модифікації бхб реально виробляються насамперед для військової сфери як шасі для транспортного забезпечення та вогневої підтримки переднього краю (як правило за колісною схемою рис. 3.4 д, е). У деяких випадках (машини для надзвичайних ситуацій, легко броньовані бойові колісні машини), де пріоритетною стає прохідність на деформуємих опорних поверхнях, використовується і схема з рівномірним рознесенням осей – відповідно і розподілом навантажень (рис. 3.4,ж). 4-вісна схема в цьому класі (за схемами рис. 3.4 є-з) дозволяє збільшити повну масу машин, при збереженні фактично найнижчого у класах середньо- і великотоннажних машин навантажені на вісь до 4 т, до 16 т.

Визначення координат зведеного центру мас шасі. Спираючись на технічне завдання та робочі креслення досліджуваної машини, складаємо розрахункову схему навантажень по визначенню координат зведеного центру мас C_g на основі фактичного положення відповідних вузлів, агрегатів та систем, що разом складають порожню масу у спорядженому стані (Рис. 3.24).

Для побудови траєкторії переміщення центру мас сміттєвоза, тобто знаходження точок C_i необхідно спершу розрахувати аналітичним способом координати положення т. C_g у стані його рівноваги на горизонтальній поверхні. Для проведення необхідних розрахунків застосуємо вже відомий метод

диференціювання кузова сміттєвоза на складові частини з відповідними індексами, кожна з котрих характеризується своєю, відмінною від інших, висотою положення центру мас – l_i (рис. 3.25, 3.26).

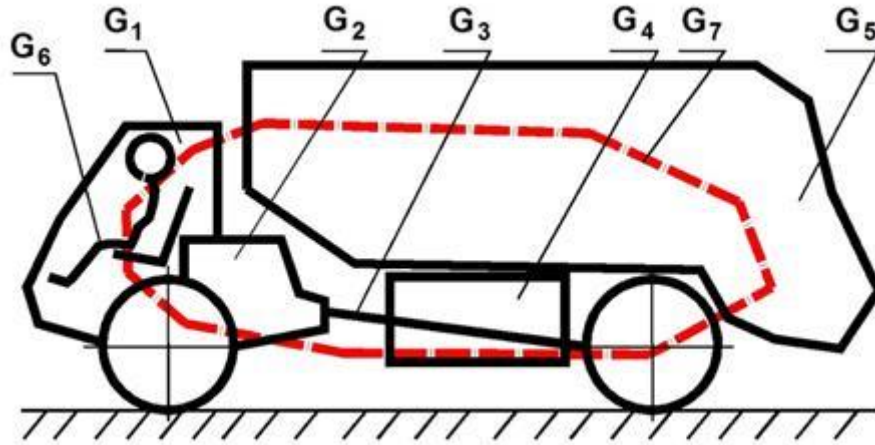


Рисунок 3.24 – Розрахункова схема визначення висоти положення центрів мас систем вузлів та агрегатів сміттєвоза (вид збоку).

Враховуючи, що компоновання шасі пов'язано не тільки з забудовою технологічного устаткування, але і з забудовою силового приводу і систем, кабіни і т.д., завдання конструктивного синтезу зводиться до ієрархічного послідовного перебору – групування складових у взаємозв'язку з формуванням координат зведеного еквівалентного центру мас та колісної бази, переднього і заднього звисів. Окрім звичного для колісних транспортних засобів для перевезення вантажів синтезу у поздовжній двомірній площині забудова технологічного обладнання обов'язково зумовлює і оцінку симетричності розподілу навантажень на колеса правого і лівого бортів (розміщення зведеного центру мас по поздовжній осі машини), що суттєво впливає як на ефективність гальмування (надлишковість сил зчеплення для правого і лівого коліс), так і на стійкість та керованість руху. Як приклад – сміттєвоз з бічним завантаженням, що вимагає відповідної контрсиметричної забудови інших систем шасі (акумулятори, запасне колесо, пневморесивери і т.д.) для зведення еквівалентного центру мас машини до поздовжньої осі. Таким чином масо-габаритне компоновання шасі зводиться до просторової, тривимірної задачі, що у проектній практиці зводиться до двомірних

моделей у поздовжній та поперечній площинах.

Очевидно, що для кожного з типів технологічного обладнання (автокран, сміттєвоз, АГП) оптимальні значення масо-габаритних характеристик шасі, зрештою і елементів забудови будуть відрізнятися, однак з умов технологічності виробництва реальним є завдання компромісної оптимізації цих характеристик під максимально уніфіковане шасі – з врахуванням пріоритетів питомої частки базових типів технологічного устаткування у сумарному обсязі збуту на базі відповідного морфологічного аналізу сфери використання [270] та принципів модульності забудови, в т.ч. і з умов сервісної технологічності [269].

Розрахункова схема по визначенню координат зведеного центру мас у поздовжній площині (на прикладі формування компоновки шасі під сміттєвоз) представлено на рис. 2.26, де згруповано 7 підгруп агрегатів/систем та технологічного обладнання, зокрема:

$m_1 = 1800$ кг – сумарно силовий агрегат з навісними системами (з можливістю виділення при необхідності радіатора системи охолодження/інтеркулера в окрему підгрупу);

$m_2 = 2250$ кг – маса водія та членів екіпажу, маса кабіни;

$m_{31} = 120$ кг, $m_{32} = 70$ кг, $m_{33} = 80$ кг, $m_{34} = 80$ кг – маса, відповідно, акумуляторів, паливного баку, блоку пневморесиверів, запасного колеса;

$m_{41} = 300$ кг, $m_{42} = 800$ кг – маса, відповідно, передньої та задньої осей з колесами;

$m_5 = 2500$ кг – маса рами з підвісками (пневмо- або ресорною);

$m_6 = 17700$ кг – маса та координати центру мас технологічного обладнання

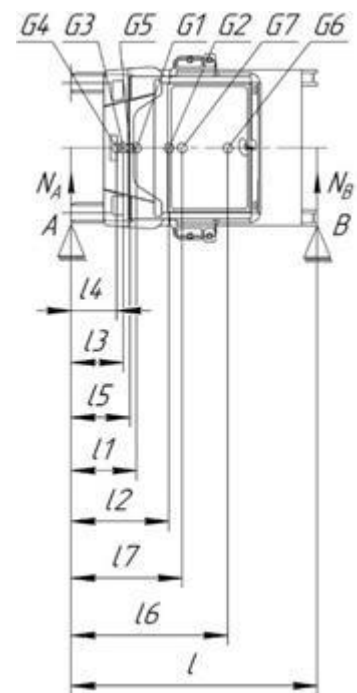


Рисунок 3.25 – Розрахункова схема визначення висоти положення центрів мас систем вузлів та агрегатів сміттєвоза (вид спереду).

(тут сміттєбункера з завантажувальною системою та пресом-ущільнувачем);

$m_7 = 25700$ кг – сумарна споряджена маса шасі з технологічним обладнанням (як результуюча).

Очевидно, що для одних і тих же значень $m_1 - m_6$ координати еквівалентного центра мас (hg , a , b) мають певну множину можливих значень у залежності від взаємного розміщення підгруп.

Розміщення елементів $m_{31} - m_{34}$ по бортах машини визначатиметься умовою максимальної симетричності навантажень на праві і ліві колеса, тобто за еквівалентною моделлю у поперечній площині, рис. 3.26.

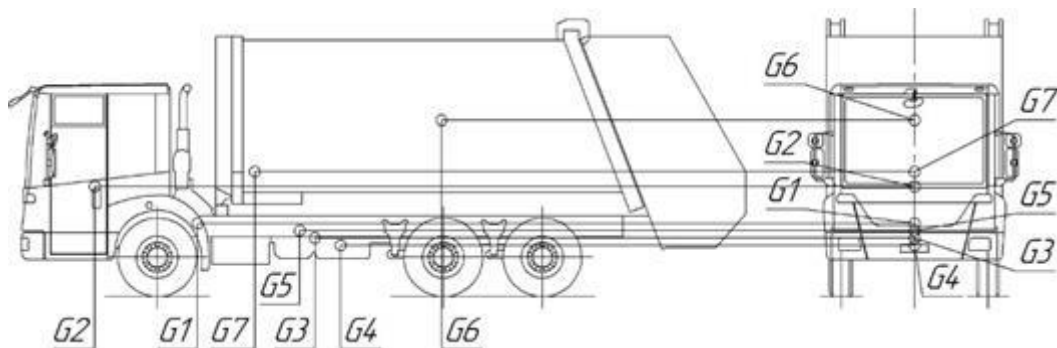


Рисунок 3.26 – Розрахункова схема визначення положення зведеного центру мас у поперечній площині.

Очевидно, що значення мас певних складових, зокрема паливного баку m_{32} , кабіни m_2 (залежно від виконання – високої, у повен ріст для сміттєвозів, чи низької – під автокран, як базових), пневморесиверів m_{33} (у шасі із пневмопідвіскою, та додатковими, відповідно, ресиверами) задаються у певному діапазоні, включно, наприклад, вимогу певного запасу ходу (щодо m_{32}).

Визначення висоти еквівалентного центра мас hg проводиться графо-аналітично за допомогою відповідного програмного забезпечення комп'ютера для первинно заданої конструктором компоновки машини у поперечній площині, рис. 3.26 – з заданням висот центрів мас складових $m_1 - m_6$ відносно опорної поверхні. Враховуючи симетричність технологічного обладнання стосовно поздовжньої осі машини (тут сміттєконтейнера з системами і заднім завантаженням бункера) розміщення m_{31} , m_{32} , m_{34} здійснюється попередньо по різних бортах шасі з умови

зрівноваження по лівому і правому бортах. Висоту еквівалентного центру мас h_g визначають з системи рівнянь статичної рівноваги – перекинutoї горизонтальної машини і реакцій N_A та N_B на двох умовних опорах (рис. 3.26):

$$\begin{cases} \sum F_y = 0; \\ \sum M_A = 0; \end{cases} \begin{cases} N_A + N_B - G_1 - G_2 - G_3 - G_4 - G_5 - G_6 = 0 \\ N_B l - G_1 l_1 - G_2 l_2 - G_3 l_3 - G_4 l_4 - G_5 l_5 - G_6 l_6 = 0 \end{cases} \quad (3.1)$$

Виразимо з системи (3.1) реакцію N_B :

$$\begin{aligned} N_B &= \frac{G_1 l_1 + G_2 l_2 + G_3 l_3 + G_4 l_4 + G_5 l_5 + G_6 l_6}{l} = \frac{g(m_1 l_1 + m_2 l_2 + m_3 l_3 + m_4 l_4 + m_5 l_5 + m_6 l_6)}{l} = \\ &= \frac{9,81 \cdot (1800 \cdot 1 + 2250 \cdot 1,5 + 350 \cdot 0,8 + 1100 \cdot 0,7 + 2500 \cdot 0,9 + 17700 \cdot 2,4)}{3,77} = 132591,127 H \end{aligned} \quad (3.2)$$

Визначивши з (3.1) значення N_B можна визначити і реакцію N_A , як різницю:

$$N_A = \sum_{i=1}^6 G_i - N_B = 25700 \cdot 9,81 - 132591,127 = 119525,873 H \quad (3.3)$$

(Сума N_A та N_B природньо повинна відповідати $\sum_{i=1}^6 G_i$). На основі визначених N_A та N_B повертаючись до системи (3.1) визначається висота еквівалентного центру мас h_g :

$$\sum M_A = 0; \quad N_B l - G_7 h_g = 0, \quad \text{де:} \quad G_7 = \sum_{i=1}^6 G_i \quad (3.4)$$

$$h_g = \frac{N_B l}{G_7} = \frac{N_B l}{m_7 g} = \frac{132591,127 \cdot 3,77}{25700 \cdot 9,81} = 1,983 \text{ м} \quad (3.5)$$

Очевидно, що процес формування h_g є ітераційним з внесенням змін у компоновку (і відповідно у значення $l_1 - l_6$, рис. 3.25) та виходом на мінімально можливе конструктивне значення з умов забезпечення попередньо заданих значень кліренсу і амплітуди ходу підвіски.

Повернення до уточнення/зміни визначеного таким чином h_g здійснюється і на наступному (фактично паралельному) етапі компонування шасі (і машини загалом) у поздовжній площині (рис. 3.26) з умов:

– вписування у габаритні обмеження [280], природньо з прагненням мінімізації габариту L – як з умов металомісткості конструкції, так і маневровості, пріоритетної для технологічних майданчиків сфер використання машини;

– компромісу у формуванні колісної бази WB – практично з протилежних

вимог кращої стійкості руху (та мінімізації галопування) і маневровості;

- забезпечення технологічно необхідних значень кутів в'їзду α_1 та з'їзду α_2 , радіусу поздовжньої прохідності R (вимоги під заїзд/виїзд та технологічні площадки поза межею автомобільних доріг загального користування);

- природньо рівно еквівалентного по запасу зчеплення шин передньої та задньої осей з дорогою розподілу статичних навантажень на осі машини.

Після послідовного перебору компоновки шасі під базові варіанти – типи технологічного обладнання здійснюється остаточне корегування (на етапі розробки ескізної документації і виготовлення дослідних зразків) базових значень колісної бази WB , габаритної довжини шасі L , геометричних показників прохідності.

3.6. Основи компонування великотоннажних САТКГМ

Стосовно великотоннажних колісних транспортних засобів, що призначені для експлуатації на автодорогах загального користування, допустимі малогабаритні характеристики регламентуються вимогами щодо КТЗ категорії N_3 (тобто повною масою більше 12 т [279], однак власне допустимі граничні значення повної маси, довжини, висоти та ширини фактично регламентуються національною нормативною базою (в Україні – вищезгадані [277], хоча з 1996 р. в країнах ЄС прийнята загальна Директива Ради ЄС 96/53 [280], що регламентує граничні габарити колісних машин, однак вона носить добровільний характер хоча збігається з вимогами національних стандартів більшості країн. В колишньому СРСР, починаючи з ГОСТ 9314-59 обмеження щодо допустимих навантажень на дороги традиційно були більшими у порівнянні з Західною Європою, однак разом з тим допускали більшу максимальну габаритну довжину КТЗ – автопоїздів. Ця особливість збереглась і у чинній нормативній базі як РФ, так і України, однак з 2015 р. – з певними відмінностями (у зв'язку з оновленням у Російській Федерації з 2015 р. нормативної бази. Допустимі навантаження на вісь на автодорогах з твердим (асфальтовим) покриттям дещо змінюються залежно від того, чи вісь є ведучою, або веденою, а також залежно від відстані між осями (для три-

чотиривісних схем КТЗ), табл. А.1. (Додатки).

Для спеціальних і технологічних шасі/причепів/напівпричепів з кількістю коліс більше 8 на одній осі (так звані важковагові причепи/напівпричепи) допустимі навантаження на вісь у зв'язку з перерозподілом навантажень у контакті шин з дорогою допустимі навантаження на вісь відчутно збільшуються [279] (табл. А.2, на прикладі норм РФ з 2015р.) (Додатки).

Очевидна також тенденція розмежування нормативних обмежень щодо різних категорій доріг загального користування 9в т.ч. у новій редакції Федерального закону РФ від 13.07.2015р. № 248-ФЗ, численні редакції Законів України «Про дорожній рух» та «Про автомобільний транспорт» таке на перегляді у ВР України в плані гармонізації з законодавчою базою ЄС) – зокрема і стосовно доріг без твердого асфальтобетонного покриття – з обмеженням навантаження на вісь 6т, а також покращених магістральних доріг І категорії з збільшенням допустимого навантаження до 11,5 т (табл. А.1, А.2, додатки).

Слід зазначити також появу у ряді національних стандартів норм збільшення допустимого навантаження на вісь у середньому на 0,5 т для осей з пневматичною (або еквівалентною) підвіскою.

Габаритні обмеження колісних транспортних засобів (колісних машин) для повсякденного допуску на дороги загального користування теж дещо відрізняються у різних країнах, хоча загалом практично однозначні, щодо допустимої висоти КТЗ – до 4м (за винятком Великобританії, Ірландії, Швеції де до 4,25-4,5м), табл. А.3. (Додатки).

Таким чином можна констатувати, що колісні шасі САТКГМ, які відповідають вищезазначеним нормативним вимогам щодо малогабаритних характеристик КТЗ, а також іншій нормативній базі щодо екологічності, активної і пасивної безпеки конструкцій, насамперед Правил ЄЕК ООН і відповідно сертифіковані – допущені до друку на автомобільних дорогах загального користування, відносяться до спеціальних колісних машин. Колісні шасі, що за малогабаритними параметрами, або гальмівними властивостями, керованості чи іншими законодавчо регламентованими параметрами виходять за межі

вищезазначених регламентованих характеристик відносяться до технологічних, що використовуються на виробничих/будівельних і т.н. майданчиках, виїзд на дороги загального користування яких можливий тільки за спеціальними, разовими дозволами відповідних органів влади, що здійснюють нагляд за організацією і безпекою дорожнього руху.

Якщо специфіка технологічного обладнання і сфери використання обумовлюють неможливість використання автомобільних шасі, то очевидна необхідність розробки і виробництва технологічного шасі для даної технологічної чи спеціальної колісної машини (напр. автовантажники, штабелери, фронтальні навантажувачі, грейдери, ракетні комплекси і т.д.). При цьому технологічне обладнання, як правило, забудоване і практично виключає можливість використання даної машини як універсального шасі і для інших сфер та забудови устаткування.

Сфера спеціальних колісних шасі значно наближеніша (а деколи і не виходить за межі сфер використання КТЗ категорій N чи 0) до сфери використання автомобільних шасі та відповідають всім вимогам щодо КТЗ, для руху по автомобільних дорогах (за винятком хіба що швидкісних обмежень з умов стійкості та керованості руху внаслідок більш високого центру мас у порівнянні з вантажними автомобілями того ж вагового чи габаритного класів, як от автомобільні крани, як на автомобільних, так і спеціальних шасі).

Тенденція зростання використання спеціальних колісних шасі, що стала особливо характерною для останніх двох десятиліть, продиктована насамперед умовами кращої функціональності і зручності використання машини у порівнянні з варіантом використання стандартного чи дещо доопрацьованого автомобільного шасі (як правило більш дешевого і простішого у технічному обслуговування). Одним з перших і найбільш яскравих таких прикладів стало використання для пожежних автомобілів-цистерн виробництва США власне спеціальних шасі, що дозволили знизити висоту центра мас (розміщення цистерн з водою) – а відповідно підвищити стійкість і керованість руху, критичну швидкість з умов перекидання, а також реалізувати більш ефективну (з точки зору швидкості

виходу з кабіни), мобільність пожежної команди – екіпажу. Слід зазначити, що і у СРСР наприкінці 1980-х р. р. була проведена розробка та виготовлено дослідний зразок спеціального колісного шасі, як більш ефективної альтернативи масовому шасі вантажного автомобіля ЗиЛ 130 [283].

По мірі зростання вантажності мобільних кранових установок (а, відповідно, маси і габаритів), а також вимог щодо маневреності колісних самохідних кранів на будівельних і промислових майданчиках стала очевидною і поява спеціальних та технологічних колісних шасі (насамперед для кранів вантажністю понад 30 т, де уже ставало і проблемним використання стандартного автомобільного шасі) – TADANO, Liebherr, Bumar.

Фактично проривом на європейському ринку колісної техніки стала поява у 20013 р. спеціального колісного шасі MB ECONIC [258] виключно під забудову комунальної машини – сміттєвоза, з кабіною екіпажу винесеною перед передньою віссю, низько розміщеною, з входом – виходом екіпажу без сходинок з кабіни та дверима автобусного типу з 2-3-х шарнірно з'єднаних часток, що значно полегшило роботу екіпажу при частих зупинках для завантаження побутового сміття/відходів у міських умовах (сам автовиробник – Daimler не займається виробництвом сміттєвозів та чинної комунальної техніки, але є одним з найбільших виробників автомобільних шасі для різноманітної спецтехніки інших виробників). Зростаючий збут дещо дорожчого, але ефективного у цій сфері використання спеціального шасі MB Econic обумовив появу у наступних роках і відповідних аналогів спеціальних шасі у інших конкурентних провідних автовиробників – MAN, Renault, Scania. Поряд з двомісною моделлю для забудови сміттєзбірника більшої вантажності використовується і тривісна модифікація – з пасивною підкеруємою віссю та одинарними шинами з умов покращення маневреності на площадках сміттєзбірників, а також – ще більшої вантажності – за класичною колісною схемою 6x2,2 з здвоєними шинами третьої фіксованої осі.

Шасі типу MB Econic з моменту своєї появи почало застосовуватись для забудови і іншого технологічного устаткування, в т.ч. і під спеціалізований автомобіль з ізотермічним фургоном для поставки продукції, що швидко псується,

з гуртівень на околицях міст до торгових центрів в місті, а також для ремонтно-будівельних служб – з установкою автопідйомників і і т.п.

Для західного регіону такого типу шасі представляє практичний інтерес з умов п'яти потенційних сфер збуту:

– поставки на 2 заводи комунального машинобудування у м. Турбів (Вінницька обл.) та м. Київ альтернативою до існуючої практики використання автомобільних шасі ГАЗ, ЗиЛ, КамАЗ по імпорту з РФ та МАЗ з Білорусії;

– аналогічно поставки на єдиний в Україні завод автомобільних кранів у м. Дрогобич (ДЗАК);

– імпортозаміщення шасі і для виробництва автопідйомників на ДЕМЗ «Карпати» (м. Новий Розділ Львівської обл.) та розширення номенклатури виробництва спецтехніки на цьому виробництві;

– імпортозаміщення шасі для виробництва колись найбільшого у СРСР виробника пожежних машин – завод «Пожмаш» (м. Прилуки);

– поставки для заводів – виробників ізоітермічних фургонів (м. Черкаси та Чортків Тернопільської обл.) – логістика забезпечення торгових центрів з гуртівень на околицях міст;

Очевидно, що використання великотоннажних шасі вітчизняного виробництва КраЗ єдиних сферах є вкрай обмежена (здебільшого просто нереальне), а сформована з часів СРСР практика використання далеко не найкраща у своїх класах і не спеціалізованих під дані сфери використання шасі російського виробництва давно вимагає перегляду, в т.ч. і з умов конкурентності з імпортом, відповідної спеціальної техніки з ЄС та КНР.

Слід зазначити, що в рамках регіональної програми ГалАвто було спроектовано і виготовлено експериментальний зразок двовісного спеціального шасі типу 4Х4 з двома керованими осями (передня ведуча вісь КраЗ) під забудову 18-тонної кранової установки на ДЗАК. З умов забезпечення максимальної маневровості крана на технологічних майданчиках задня вісь – активно керована, та з можливістю так зв. «крабового ходу» при заїзді на робочу площадку в умовах габаритних обмежень маневрування – з можливістю повороту коліс передньої і

задньої осей в однаковому напрямі і під'їзду – маневру в обмеженому коридорі руху. Концептуально дане шасі сформовано під потреби і вимоги служб надзвичайних ситуацій, військових та будівельно-монтажних робіт в умовах ускладненого доступу – до їзду до місць проведення (повнопривідна шасі, обидві керовані осі). З іншого боку як повна маса такого автокрану, так і максимальна вантажопідйомність установки обмежені несівною здатністю односкатної ошиновки осей, що у свою чергу обмежує сферу використання власне даного класу шасі-автокранів у традиційних умовах житлового і промислового будівництва. Разом з тим в найбільш масовому сегменті автокранів – вантажністю 25-32т використання автомобільних шасі супроводжується зростанням металомісткості конструкції (окрема додаткова рама кранової конструкції до стандартної рами вантажного шасі) та підвищення центра мас автокрана, що суттєво обмежує транспортні швидкості руху з умов стійкості руху. Відповідно уже в у цьому плані вантажопідйомності починають домінувати спеціальні колісні шасі.

З умов рентабельності розробки і організації виробництва такого типу шасі під повну масу 18-32т (відповідно 2-4 вісних колісних схем) доцільним є формування компоновки конструкції шасі і під інші, вищезазначені сфери використання – поставок на існуючі в Україні заводи-виробники колісної спецтехніки.

У зв'язку з цим очевидна проблема побудови агрегатно-уніфікованого сімейства шасі:

- з короткою та видовженою колісною базою;
- дво-три- та чотиривісні схеми (у варіантах, рис. 3.4,г,е,ж,з) з використанням однотипних осей, коліс, гальмових механізмів;
- з винесеною у передній звис кабіною водія/екіпажу, як з умов зручності входу/виходу (типу Low-entry) водія/операторів, насамперед у комунальній сфері використання, так і з умов вдосконалення розподілу навантажень на осі, особливо актуального для кранових установок;
- формування лонжеронів рами шасі з умови прямої забудови кранової

установки чи системи гідропідйому кузова сміттєвоза, без додаткового, проміжного підрамника (що зменшує металомісткість конструкції та понижує висоту центру мас машини);

– неklasичне (як з умов теорії руху – динаміки автомобіля) формування передатних чисел трансмісії – з нерозчинною першою передачею призначеного включно для маневрування з швидкістю 3-5 км/год на технологічних площадках. Обмеженням максимальної швидкості руху до рівня законодавчих обмежень для САТКГМ (50-70 км/год) та потужними механізмами гідравлічного (і механічного, як опція) відбору потужності;

Специфіка використання двигуна САТКГМ підчас технологічних операцій, як правило без руху машини, обумовлює і певні зміни щодо необхідної потужності системи охолодження в умовах фактичної відсутності набігаючого повітряного потоку (характерною для автомобілів підчас руху), з рештою і самого розміщення радіатора охолодження. Розміщення кабін екіпажу у передньому звісі обумовлює як перегляд звичних для вантажних автомобілів схем приводу/управління водієм двигуна, коробки передач, кермового приводу і т.п. – з наближенням до схем, характерних для автобусів з задньо моторною компоновкою. Зрештою очевидні невеликі обсяги виробництва спеціальних і технологічних шасі дозволяють використання і так зв. каркасно-панельних технологій виробництва кабін (аналогічно як і несівних кузовів автобусів), значно дешевих щодо затрат на підготовку виробництва у порівнянні з звичними штампованими конструкціями кабін вантажних автомобілів та кузовів легкових автомобілів.

Компонування двовісного шасі – з умов визначення колісної бази базується насамперед на малогабаритних характеристиках навісного технологічного обладнання. Кранові установки вантажністю 18-25т безпроблемне забудовуються на коротко базовому шасі (рис. 3.27,а), що відповідає і вимогам щодо маневровості на будівельних/технологічних майданчиках. Забудова сміттєвоза обумовлює необхідність у шасі з видовженою колісною базою (рис. 3.27,б).

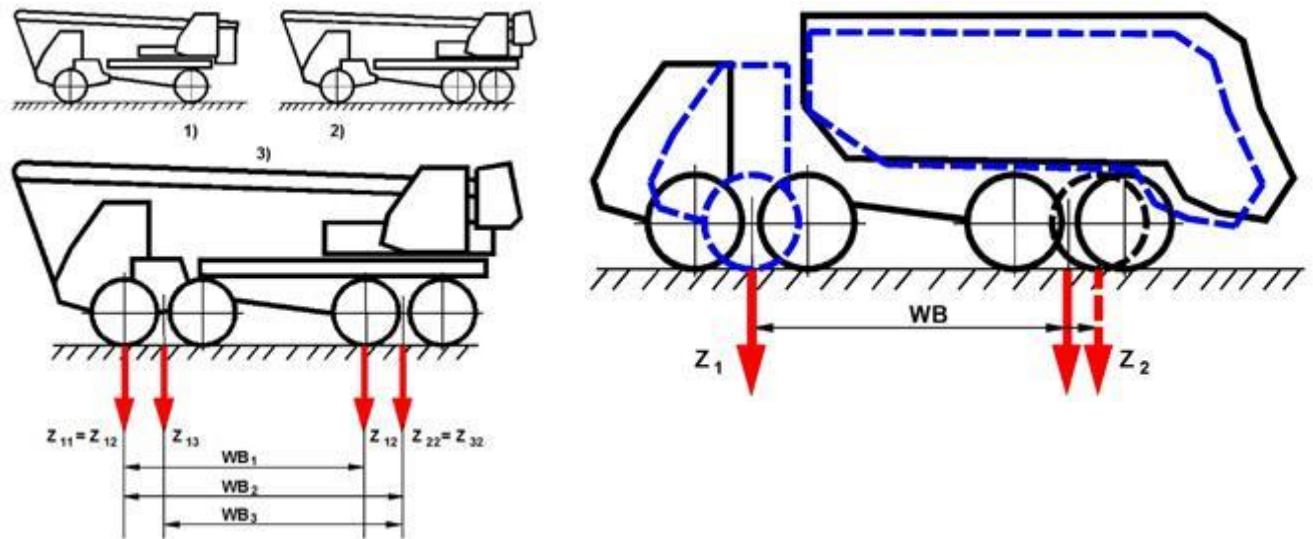


Рисунок 3.27 – Компонування спеціального шасі під автомобільну кранову установку (а) та сміттєвоз (б).

Очевидно, що значення колісної бази WB у версіях (К) та (L) визначаються з умов розподілу навантажень на передню та задню осі у пропорції, максимально наближеної до 1:2.

Збільшенням вантажності кранової установки до 28-32т (а відповідно і маси самої установки) та об'єму сміттєзбірника обумовлює перехід на використання тривісних схем шасі – з умов забезпечення необхідної маневровості – з задньою пасивно під керованою віссю (як опція – активно керованого), рис. 3.4.

Аналогічний розвиток стосовно вантажопідйомності стріли кранової установки, об'єму/вантажності сміттєзбирного контейнера – перехід на 4-вісне під повну масу до 32т (ЄС), до 36-39т (РФ/СНД) [31].

Висновки до розділу 3

Використання САТКГМ потребує узгодження сферах застосування: технічній, технологічній, організаційній, економічній, правовій.

При розробці компонування САТКГМ слід враховувати інженерно-психологічні засади проектування. На компоновку САТКГМ визначальним чином (окрім природного пріоритету покращення функціональних, експлуатаційних характеристик з порівнянні з аналогами, конкурентним на ринку, та існуючої на виробництві моделі власного виробництва) впливають існуючі та заплановані нові

законодавчі нормативні міжнародні та вітчизняні бази галузі.

При компоюванні САТКГМ необхідно враховувати принцип модульності та секційності – відповідно до особливостей технологічного процесу формують модулі, а при необхідності до базового шасі приєднують додаткові секції/причепи.

Алгоритм компоювання САТКГМ повинен містити три порівняно незалежні блоки: формування шасі для реалізації вибраного технологічного процесу; врахування нормативної бази; умови експлуатації.

Підбір навісного обладнання проводиться на основі балансу потужності САТКГМ з врахуванням затрат на технологічний процес.

Типоряд шасі САТКГМ доцільно будувати на основі арифметичної прогресії.

Функціональність САТКГМ відображає ефективність їх використання при забезпеченні технологічного процесу і враховує оснащеність технологічним обладнанням, вантажопідйомність, технологічність і ефективність САТКГМ при транспортних роботах.

Крайові умови компоювки шасі визначаються при двомірному синтезі колісної бази і масо-габаритних характеристик САТКГМ.

Матеріали до цього розділу опубліковані у наступних роботах автора [6, 7, 12, 26, 32-34, 52, 55, 56].

Розділ 4 ЗАСТОСУВАННЯ МОДУЛЯ-СЕКЦІЇ ДЛЯ УНІВЕРСАЛЬНОЇ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ МАШИНИ

4.1. Необхідність вдосконалення конструкції УТМ

Одним з напрямків підвищення ефективності, зменшення енергетичних витрат при реалізації технологічного процесу є використання багатосекційних модульних УТМ, які забезпечують підвищення якості виконання технологічного процесу, знижують обсяги використаних паливо-мастильних матеріалів, зменшують кількість циклів технологічного процесу, підвищують якість умов праці оператора.

Багатосекційні модульні УТМ представляють собою багатоеlementні машини з'єднані за допомогою тягово-зчіпних пристроїв. Динаміка таких УТМ потребує поглиблених досліджень для визначення оптимальних та менш витратних режимів роботи. Дослідження повинні враховувати конструкції ТЗП і особливості функціонування УТМ [285].

Вдосконалення конструкції САТКГМ дозволить підвищити як їх експлуатаційні властивості в транспортних режимах, так і при виконанні специфічних технологічних процесів. Для перевірки ефективності нових конструкцій потрібні, крім типових, спеціальні випробовування, пов'язані також подальшими дослідженнями багатоцільових функцій САТКГМ. Ці задачі не вкладаються в рамки стандартизованих випробувань. Проведення спеціальних випробувань для різноманітних груп САТКГМ є дуже ресурсозатратними. Тому розробка матмоделі УТМ дозволить зменшити трудозатрати на створення нових зразків і визначення їх експлуатаційних властивостей.

Матмодель повинна прогнозувати і перевірити ефективність роботи САТКГМ нової і вдосконаленої конструкції, елементів/складових САТКГМ (технологічне обладнання, додаткові секції, тягово-зчіпні пристрої). Так у випадку ТЗП – один з напрямків вдосконалення: забезпечення маневреності і стійкості руху. Тут є протиріччя. При русі, секції повинні рухатися як незалежні елементи. У випадку рушання чи гальмування бажано зберігати їх розділеність, оскільки

затрати на рушення для однієї секції менші, ніж одночасно рушення багатосекційного ТЗ. Використання ТЗП, які підвищують рівень керування рухом при перехідних режимах покращить ефективність роботи САТКГМ в цілому.

4.2. Використання графів при дослідженні функціонування УТМ

Наступним кроком створення нової конструкції УТМ є вибір напрямку вдосконалення. В нашому випадку це – тягово-зчіпний пристрій секцій САТКГМ (див. параграф 2.4). Конструктивні елементи САТКГМ і зв'язки між ними відображаються за допомогою графів, що дає можливість унаочнити структуру САТКГМ і в подальшому стати основою для формування математичної моделі функціонування цього САТКГМ. Прикладом може бути пружне зчеплення автотягача з причепом або напівприцепом (рис. 4.1) за допомогою ТЗП (рис. 4.2, 4.3), який складається з поступальної пари та пари обертання.

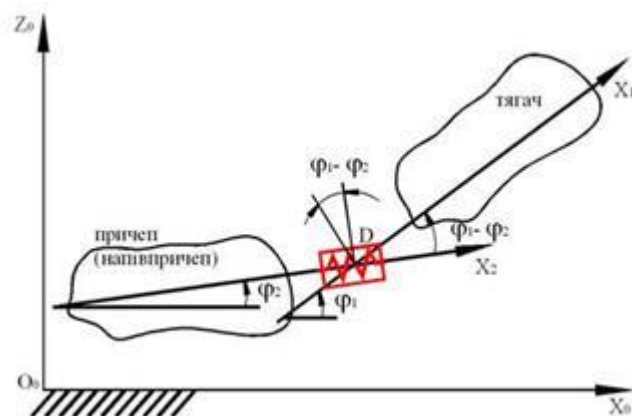


Рисунок 4.1 – Приклад САТКГМ «Тягач - причеп (напівприцеп)» з ТЗП, що рухається у нерухомій вертикальній площині: $X_0O_0Z_0$ – нерухома вертикальна поздовжня площина руху РТЗ; D – тягово-зчіпний пристрій.

Побудуємо структурну схему САТКГМ (рис. 4.4) з використанням графів його структури [37,38].

Для формування математичної моделі роботи САТКГМ ТЗП саме такою, яка максимально пристосована для виконання поставлених завдань конкретного дослідження скористаємося графом структури рівнів узагальнених координат математичної моделі [14,37,38]. Під графом структури рівнів узагальнених

координат математичної моделі розуміємо такий граф, який показує перелік узагальнених координат у математичній моделі і структуру їх рівнів. Для відображення структури рівнів узагальнених координат їх розміщують за рівнями і позначають ці рівні послідовно знизу вгору, починаючи з нульового; на одному рівні розташовані узагальнені координати однакового фізичного змісту.

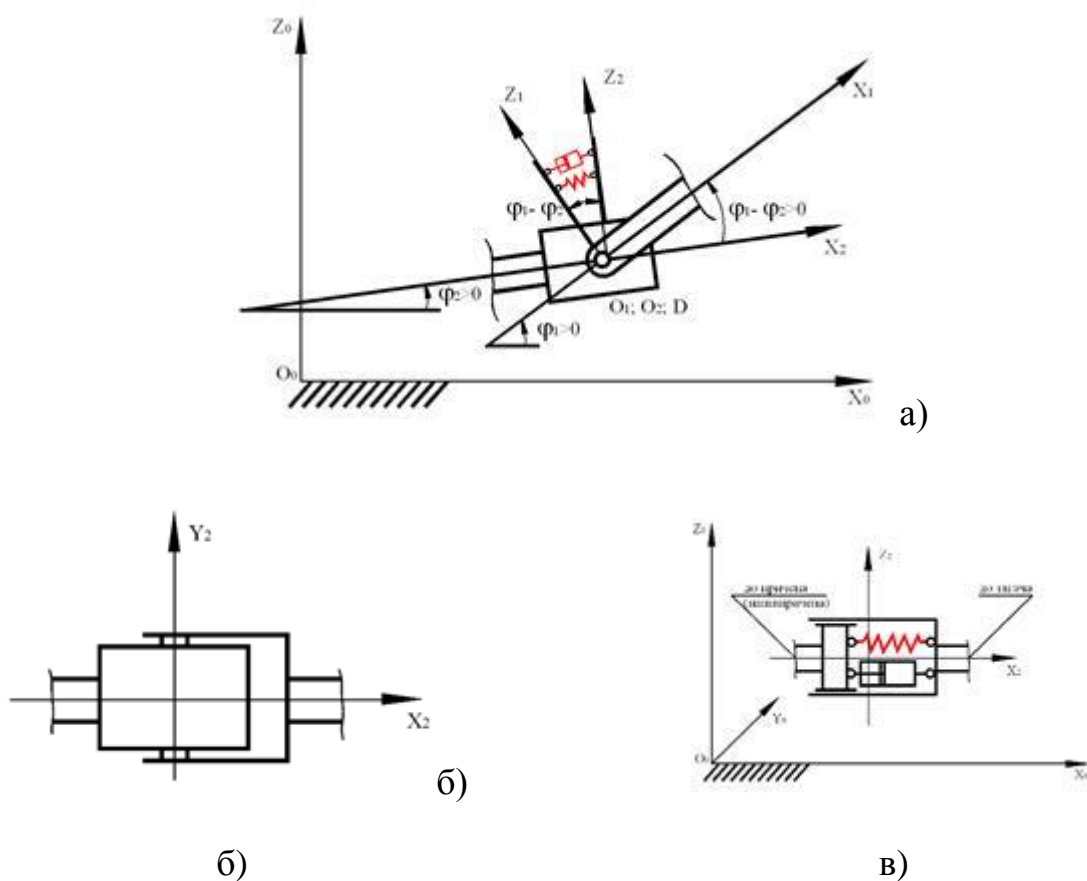


Рисунок 4.2 – Конструктивна схема ТЗП при русі САТКГМ у вертикальній поздовжній площині: а, б – проєкції ТЗП; в – повздовжнє січення ТЗП.

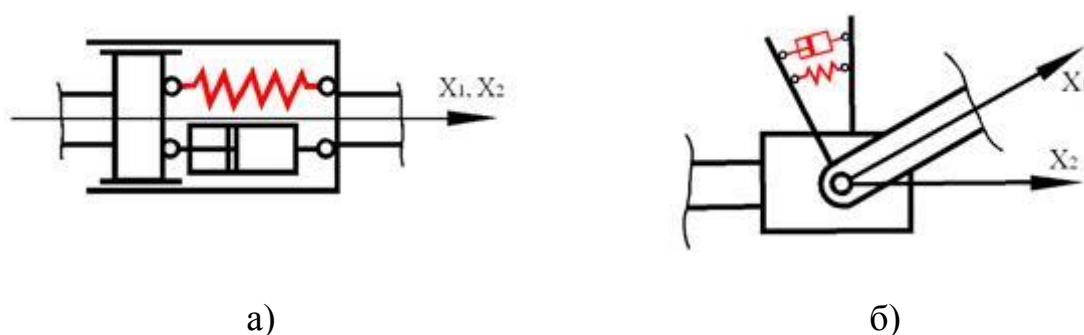


Рисунок 4.3 – Конструктивні схеми часткових випадків ТЗП при русі САТКГМ у

вертикальній поздовжній площині: а – поступальна пара; б – обертальна пара.

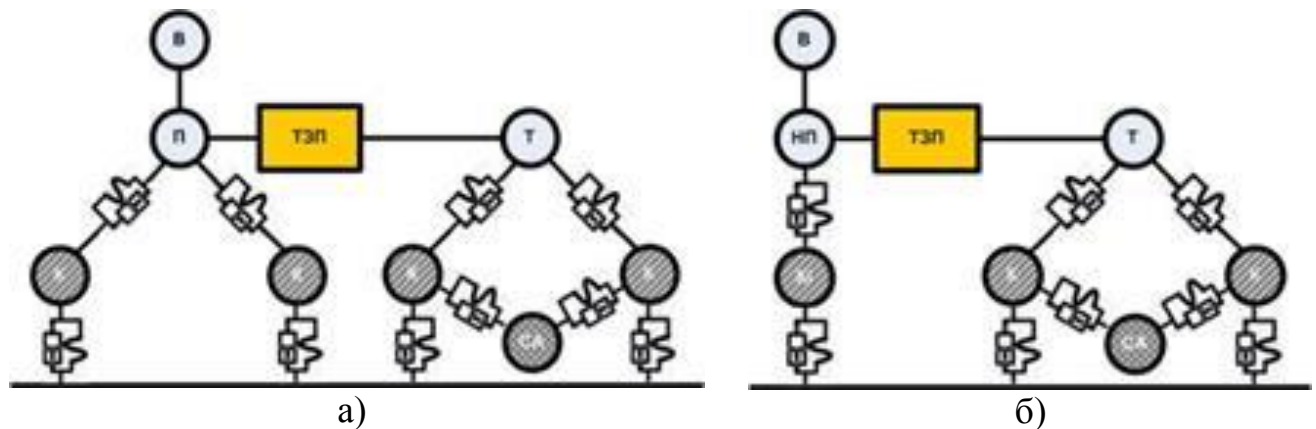





Рисунок 4.4 – Граф структури конструктивних схем САТКГМ з причепом (а) і напівпричепом (б): Т – тягач; П – причеп; НП – напівпричеп; СА – силовий агрегат з трансмісією; ———— – пасивний жорсткий кінематичний зв’язок між елементами

РТЗ;  – пасивний пружно-дисипативний кінематичний зв’язок між елементами РТЗ;  – елемент, на який діє зовнішнє кінематичне збурення (від профілю дороги);  – елемент, на який діє зовнішнє силове збурення (крутний момент, що діє на колінчастий вал двигуна).

Графи структури рівнів узагальнених координат, що наведені на рис. 4.5, дозволяють побудувати математичні моделі роботи САТКГМ, які мають заданий вид ТЗП з врахуванням зовнішніх механічних характеристик їх силових агрегатів, трансмісії, якості покриття та профілів доріг, якими вони рухаються.

В часткових випадках, коли не досліджується вплив трансмісії і двигуна САТКГМ на його роботу, доцільно будувати математичної моделі роботи САТКГМ з різними ТЗП на базі часткових випадків графів структури рівнів узагальнених координат, які представлені на рис. 4.6. Ці математичні моделі не спроможні моделювати рушання САТКГМ та переключення передач коробки передач під час їх руху, але максимально пристосовані до виконання поставлених завдань конкретного дослідження, тобто вони простіші у користуванні при дослідженні роботи САТКГМ у русі на певній, незмінній передачі коробки передач.

Дослідження роботи САТКГМ з різними ТЗП при русі тягача з наперед

заданою швидкістю доцільно проводити за допомогою математичних моделей, що побудовані на базі часткових випадків графів структури рівнів узагальнених координат, які представлені на рис. 4.7. Вони не спроможні моделювати вплив роботи двигуна та трансмісії тягача на рух САТКГМ, але максимально пристосовані до виконання поставлених завдань конкретного дослідження.

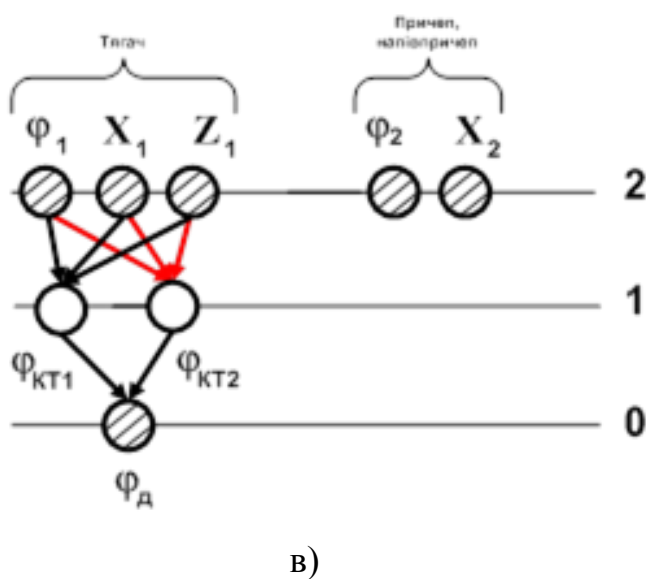
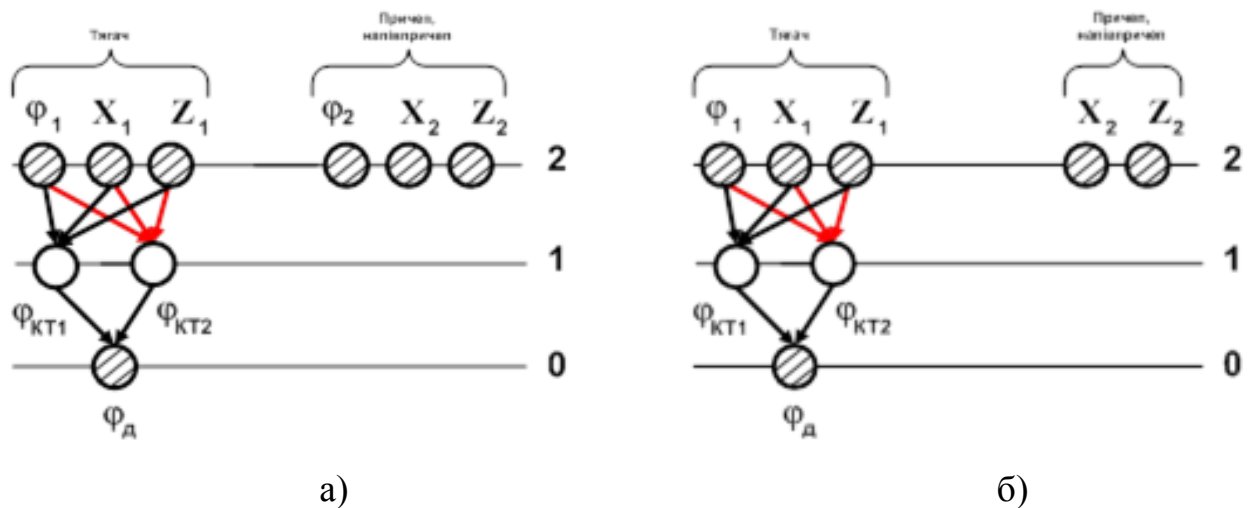


Рисунок 4.5 – Граф структури рівнів узагальнених координат математичної моделі роботи САТКГМ з ТЗП, що мають конструктивні схеми загального та часткових випадків:

- а – відповідно до конструктивної схеми ТЗП рис.3.12;
- б – відповідно до конструктивної схеми ТЗП рис.3.14, а;
- в – відповідно до конструктивної схеми ТЗП рис.3.14, б;

Математична модель роботи САТКГМ при русі тягача з наперед заданою швидкістю з ТЗП конструктивної схеми (рис. 4.4,б), на основі графа структури рівнів узагальнених координат (рис.4.6,в) матиме вигляд:

$$\begin{vmatrix} a_{22} & a_{23} & a_{25} & a_{26} \\ a_{32} & a_{33} & a_{35} & a_{36} \\ a_{52} & a_{53} & a_{55} & a_{56} \\ a_{62} & a_{63} & a_{63} & a_{66} \end{vmatrix} * \begin{vmatrix} \ddot{Z}_1 \\ \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{Z}_2 \\ \ddot{\varphi}_2 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} Q_2 \\ Q_3 \\ Q_5 \\ Q_6 \end{vmatrix} \quad (4.1)$$

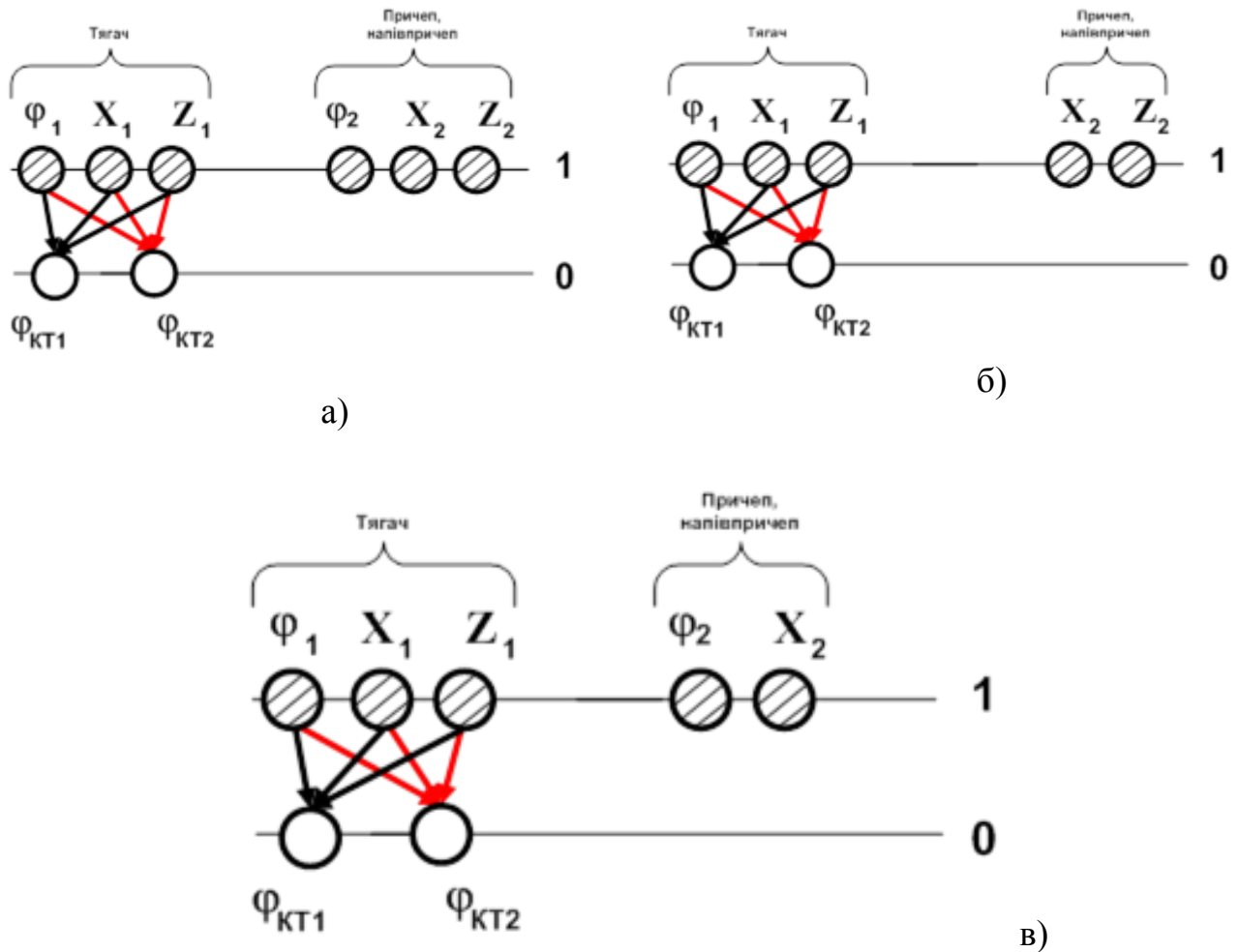
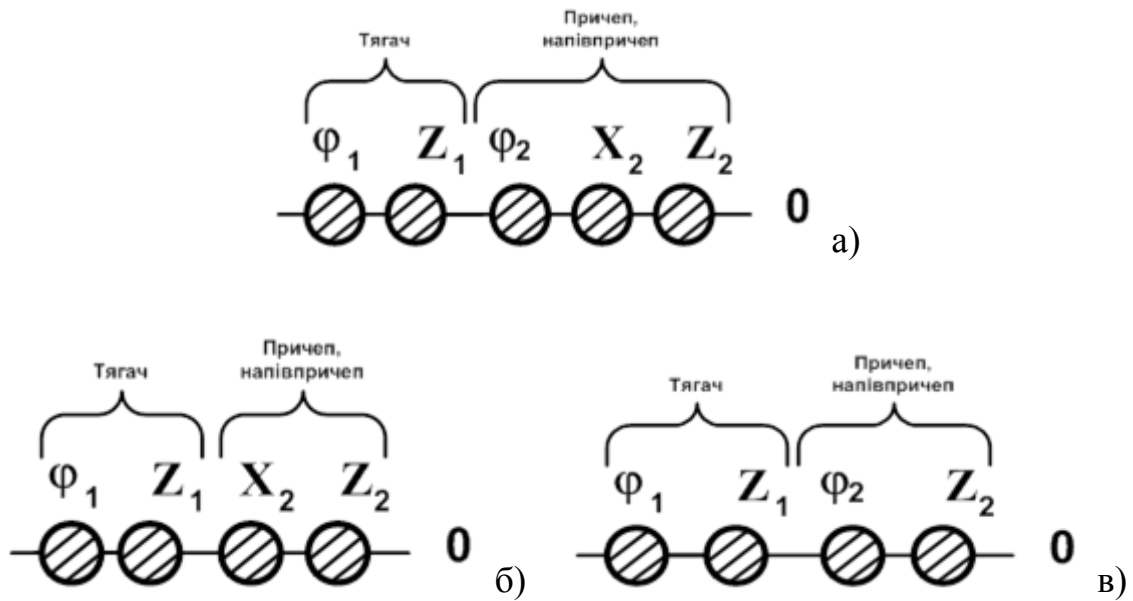


Рисунок 4.6 – Графи структури рівнів узагальнених координат математичної моделі роботи САТКГМ з різними ТЗП у русі на певній, незмінній передачі коробки передач: а – відповідно до конструктивної схеми ТЗП рис.3.12; б – відповідно до конструктивної схеми ТЗП рис.3.14, а; в – відповідно до конструктивної схеми ТЗП рис.3.14, б.

Дослідження автономної роботи тягача САТКГМ (рис.4.8) доцільно проводити за допомогою математичної моделі, що побудована на базі часткового випадку графа структури рівнів узагальнених координат, які представлені на рис. 4.5.



а – відповідно до конструктивної схеми ТЗП рис.4.2; б – відповідно до конструктивної схеми ТЗП рис.4.4,а; в – відповідно до конструктивної схеми ТЗП рис..4,б

Рисунок 4.7 – Граф структури рівнів узагальнених координат математичної моделі роботи САТКГМ з різними ТЗП при русі тягача з наперед заданою швидкістю

Цьому САТКГМ відповідає граф структури конструктивної схеми, представлений на рис.4.4,б, та граф структури рівнів узагальнених координат, представлений на рис.4.5,а (або 4.6,а).

$$\begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{17} & a_{18} & a_{19} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{27} & a_{28} & a_{29} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{37} & a_{38} & a_{39} \\ a_{71} & a_{72} & a_{73} & a_{77} & a_{78} & a_{79} \\ a_{81} & a_{82} & a_{83} & a_{87} & a_{88} & a_{89} \\ a_{91} & a_{92} & a_{93} & a_{97} & a_{98} & a_{99} \end{vmatrix} * \begin{vmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{Z}_1 \\ \ddot{\phi}_1 \\ \ddot{\phi}_{КТ1} \\ \ddot{\phi}_{КТ2} \\ \ddot{\phi}_d \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ Q_3 \\ Q_7 \\ Q_8 \\ Q_9 \end{vmatrix} \tag{4.2}$$

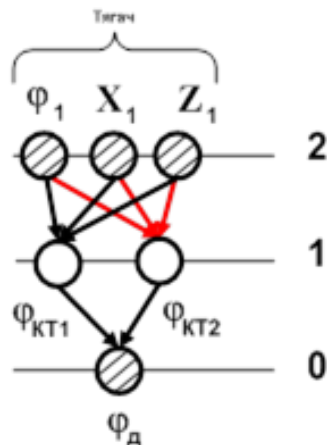


Рисунок 4.8 – Граф структури рівнів узагальнених координат та математична модель автономної роботи тягача САТКГМ

Ілюстрацією використання графів при побудові математичної моделі роботи САТКГМ, яка максимально пристосована до виконання поставлених завдань конкретного дослідження, може бути приклад дослідження роботи маловантажного тракторного поїзда з напівпричепом, який містить ТЗП, представлений на рис. 4.2. Конструктивна схема САТКГМ з причепом, представлена на рис. 4.4, а є однією з базових типів САТКГМ, яку будемо в подальшому досліджувати.

4.3. Математична модель функціонування УТМ

Математичну модель функціонування УТМ з причепом запишемо на основі розрахункової схеми (рис. 4.9). В розрахунковій схемі виділено основні елементи УТМ з причепом. При цьому враховано наявність ТЗП, пружно-демпфувальні зв'язки між секціями, підвіска ведучих та керованих коліс.

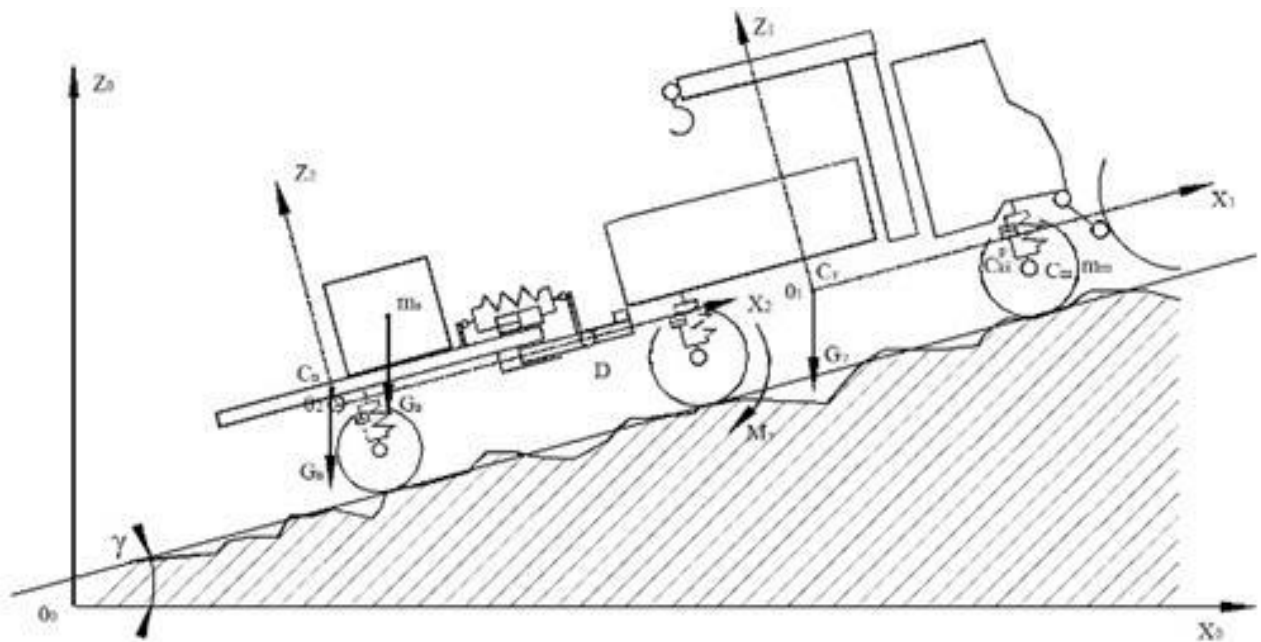


Рисунок 4.9 – Розрахункова схема УТМ з причепом

Надалі використовувалися загально прийняті для досліджень функціонування САТКГМ припущення [213,262,263]:

1. Обмежуючи дослідження неусталеного руху САТКГМ плоским розрахункову схему вважаємо плоскою.
2. Тягач та напівпричеп САТКГМ – жорсткі інерційні тіла.

3. Інерційність елементів привода ходової частини САТКГМ приведена до ведучих коліс і розподілена пропорційно до розподілу між ними крутного моменту від силового агрегату.

4. Механічна характеристика силового агрегату САТКГМ побудована на базі тягових характеристик двигунів САТКГМ.

5. Колеса САТКГМ мають радіальну податливість. Колеса його ведучих мостів мають ще і тангенціальну податливість, яка залежить від кута їх закручення.

6. Сумарний момент гальм коліс САТКГМ функціонально залежить від часу.

7. Величини сил опору руху коліс САТКГМ функціонально залежать [169] від сил притискання їх до дороги.

8. Негоризонтальний і непрямолінійний макропрофіль дороги є функцією поздовжньої координати X_d нерухомої системи XOZ , а мікропрофіль дороги має ознаки профілів типових доріг або бездоріжжя.

На підставі першого припущення були прийняті такі плоскі системи координат (рис. 4.9):

– система координат XOZ – нерухома, вісь Z паралельна до лінії дії сили тяжіння і протилежно до неї спрямована, вісь X – перпендикулярна до осі Z і спрямована таким чином, що утворюється правостороння система координат; приймаємо, що рух САТКГМ спрямований у бік збільшення X ;

– система координат $X_1O_1Z_1$ – рухома система, що жорстко пов'язана з корпусом тягача САТКГМ і лежить у площині XOZ ; початок O_1 цієї системи може змінювати своє положення в нерухомій координатній системі XOZ , тобто змінювати свої координати X_{01}, Z_{01} , а осі O_1X_1, O_1Z_1 можуть повертатися на кут φ відносно осей нерухомої системи; при повороті осей проти годинникової стрілки приймаємо кут φ додатнім; за початок відліку кута φ приймаємо випадок, коли осі O_1X_1, O_1Z_1 відповідно паралельні осям OX, OZ ; напрямком осей O_1X_1, O_1Z_1 збігається з напрямком відповідних осей OX, OZ ;

– система координат $X_2O_2Z_2$ – рухома система, що жорстко пов'язана з корпусом напівпричепа САТКГМ і лежить у площині XOZ ; початок O_2 цієї системи може змінювати своє положення в нерухомій координатній системі XOZ , тобто змінювати свої координати X_{02}, Z_{02} , а осі O_2X_2, O_2Z_2 можуть повертатися на кут ψ відносно осей рухомої системи координат $X_1O_1Z_1$; при повороті осей проти годинникової стрілки приймаємо кут ψ додатнім; за початок відліку кута ψ приймаємо випадок, коли осі O_2X_2, O_2Z_2 відповідно паралельні осям OX, OZ ; напрямок осей O_2X_2, O_2Z_2 збігається з напрямком відповідних осей OX, OZ . На схемах позначені: координати початків O_1, O_2 рухомих координатних систем; C_T, C_{II} – центри мас тягача та причепа, m_T, m_{II} – маси тягача та причепа відповідно; $\{X_d, Z_d(X_d)\}$ – координати профілю дороги.

Тягач та напівпричеп САТКГМ разом із жорстко пов'язаними з ними системами координат $X_1O_1Z_1, X_2O_2Z_2$ рухаються плоскопаралельно в нерухомій системі координат XOZ .

Довільний профіль дороги, по якому рухається чи на якому стоїть нерухомо САТКГМ, в аналітичному вигляді представлений функцією $Z_d = Z_d(X_d)$, аргументом якої є поздовжня координата X_d . З метою збереження тільки додатних координат Z_d профілю дороги, вісь OX вибрано так, щоб вона проходила нижче найнижчої точки профілю.

Для запису рівнянь руху інерційних елементів розрахункової схеми САТКГМ з ТПЗ, що має певні пружно-демпфувальні характеристики використовувалося загальне рівняння динаміки механічної системи у формі рівняння Лагранжа II-го роду [262]. Виведення системи рівнянь наведено в Додатку К.

Побудована система диференціальних рівнянь є математичною моделлю руху САТКГМ з ТЗП обраної конструкції (3.18). Крім заданих $2(1+j)$ функцій, до неї входять: “ $14 + 2m + 5m_1$ ” відомих параметрів: m_T, m_{II} , ІСТ, ІСП – маси тягача,

напівпричепа та їх моменти інерції відносно власних центрів мас; I_{Tkj} – момент інерції півосей j -го ведучого моста разом з частиною приведенного моменту інерції двигуна та трансмісії до їх геометричних осей; C_{Kj}^T, C_{Kj}^P – коефіцієнти жорсткості шини колеса j -го ведучого моста тягача в тангенціальному напрямку та в радіальному напрямку колеса j -го моста САТКГМ; C_{Pj} – коефіцієнт поперечної жорсткості ресори або повздовжньої жорсткості амортизаційної пружини j -го моста САТКГМ; f_d – коефіцієнт опору переміщенню коліс САТКГМ вздовж дороги; α_j – віднесений до одиниці маси коефіцієнт демпфування демпфера j -тої опори САТКГМ; ${}^1x_{CT}$ та ${}^1z_{CT}$ і ${}^1x_{СП}$ – відповідно горизонтальні та вертикальні координати центрів мас тягача та напівпричепа; ${}^1x_{ch1}, {}^2x_{k1}$ – координати кріплення пружного елемента до шасі в системі координат $X_1 O_1 Z_1$ та до кузова в системі координат $X_2 O_2 Z_2$; R_k – радіус колеса; $L_{ch,k}, L_{i-1,i}$ – довжини пружних елементів у недеформованому стані; L_{OPj}^V – вільна довжина j -ої опори шасі.

$$\left\{ \begin{aligned} & \ddot{x}_{01} \cdot M - \ddot{\varphi} \cdot M \cdot L - (\dot{\varphi})^2 \cdot M \cdot L'_1 = + \sum_{j=1}^m \frac{C_{kj}^T}{R_k} \cdot \\ & \cdot \left[\left(\varphi_j - \varphi_j^{noch} \right) - \int_{t^{noch}}^t \frac{\sqrt{(x_{OP,j})^2 + (z_{OP,j})^2} dt}{R_k} \right] - \\ & - \sum_{j=1}^{m_1} \frac{f_{kj} \cdot C_{OP,j}}{z_{OP,j} - z_d({}^0x_{OP,j})} \cdot \{L_{OP,j}^V - [z_{OP,j} - z_d(x_{OP,j})]\}; \\ & {}^0 \ddot{z}_{01} \cdot M + \ddot{\varphi} \cdot M \cdot L'_1 - (\dot{\varphi})^2 \cdot M \cdot L'_2 = -M_g + \\ & + \sum_{j=1}^{m_1} C_{OP,j} \cdot \{L_{OP,j}^V - [z_{OP,j} - z_d(x_{OP,j})]\}; \\ & \ddot{x}_{01} \cdot M \cdot L'_2 + \ddot{z}_{01} \cdot M L'_1 + \ddot{\varphi} \cdot \{M \cdot [(L'_1 + L'_2)^2] + L_c\} = -g \cdot M \cdot L'_1 + \\ & \sum_{j=1}^{m_1} C_{OP,j} \cdot \{L_{OP,j}^V - [z_{OP,j} - z_d(x_{OP,j})]\} \cdot L_{5j}; \\ & I_{Tkj} \ddot{\varphi}_j = M_{kj} - C_{kj}^T \cdot \\ & \cdot \left[\left(\varphi_j - \varphi_j^{noch} \right) - \int_{t^{noch}}^t \frac{\sqrt{(x_{OP,j})^2 + (z_{OP,j})^2} dt}{R_k} \right]; j = 1, \dots, m. \end{aligned} \right. \quad (4.15)$$

Оскільки досліджуватися будуть динамічні навантаження на основні елементи САТКГМ при їх пружно-демпфувальному з'єднанні за допомогою ТЗП, тобто в математичному плані для системи диференціальних рівнянь буде розв'язуватися задача Коші, тому необхідно для цієї системи рівнянь сформулювати множину $2(5+m)$ початкових умов.

Залежно від початкових умов руху САТКГМ із пружно-демпфувальним з'єднанням основних елементів і вантажів можна моделювати різні режими руху, зокрема підйом, спуск, розгін, гальмування, реверсування моменту трансмісії; буксування і ковзання коліс тощо.

Поширеною початковою умовою руху САТКГМ із пружно-демпфувальним з'єднанням її основних елементів і вантажів є рух зі стану зрівноваженого спокою – стану, при якому всі узагальнені швидкості дорівнюють нулю, а значення узагальнених координат такі, що зовнішні сили зрівноважені реакціями пружних опор шасі. Інші випадки початкових умов руху САТКГМ з пружно-демпфувальним з'єднанням основних елементів дають більше можливостей для варіювання початковими значеннями узагальнених координат, тому їх задання не викликає труднощів.

Математичну модель руху САТКГМ з пружно-демпфувальним з'єднанням їх основних елементів і вантажів представлено системою $5+m$ нелінійних неоднорідних звичайних диференціальних рівнянь другого порядку, яка не розв'язана відносно старших похідних від узагальнених координат за часом. У подальшому були використані числові методи інтегрування систем звичайних диференціальних рівнянь (на прикладі Mathcad 14 компанії РТС).

При складанні математичної моделі руху САТКГМ з пружно-демпфувальним з'єднанням основних елементів і вантажів не висувалось ніяких умов та обмежень на значення параметрів і вигляд функцій. Тому існує реальна можливість при незмінності вигляду самих рівнянь математичній моделі стати „жорсткою”, тобто такою, яка відповідає ознакам „жорсткої системи диференціальних рівнянь”. Серед великої кількості методів чисельного розв'язку задачі Коші для системи диференціальних рівнянь першого порядку ми звернули увагу на методи, що

дозволяють інтегрувати „жорсткі” системи диференціальних рівнянь.

Механічна характеристика силового агрегату САТКГМ, характеристика його гальм, як правило, подаються у відповідній літературі в графічному вигляді. Для системи рівнянь необхідно мати їх аналітичне представлення, тобто необхідно виконати інтерполяції цих функцій. На основі динамічної характеристики реального силового агрегату автомобіля нами побудовано механічні характеристики силового агрегату із застосуванням методу інтерполяції функцій для рівнянь у вигляді сплайн-функції третього порядку, що характеризують силовий агрегат та гальма САТКГМ з пружно-демпфувальним з'єднанням основних елементів і вантажів.

Важка дорога, зокрема бездоріжжя, погано описуються імовірнісними функціями, оскільки закон нормального розподілу стосовно профілю бездоріжжя можна використати дуже умовно. Крім того поставлена нами задача стосується дослідження динамічних процесів САТКГМ із пружно-демпфувальним з'єднанням їх основних елементів і вантажів при подоланні конкретних перешкод, конкретних ділянок дороги чи бездоріжжя. Тому в подальшому профіль дороги представлявся конкретними аналітичними або трансцендентними функціями.

4.4. Трирівнева перевірка математичної моделі функціонування УТМ

В середовищі MathCAD 2001 було розроблено програмну модель дослідження динамічних процесів САТКГМ з ТЗП, яка дозволяє вести дослідження в широкому діапазоні значень параметрів ТЗ.

Програмна математична модель містить ”жорстку” систему диференціальних рівнянь першого порядку, для розв'язаних відносно цих похідних, була використана функція Radau (y_0, t_0, t_1, M, F), що використовує алгоритм RADAUS для жорстких систем звичайних диференціальних рівнянь.

Точність математичної моделі функціонування тракторного поїзда перевірялася за допомогою з трирівневої апробації, послідовність якої наведена в параграфі 2.7 і в роботі [286].

Перший рівень: моделювалися тривіальні випадки статички і динаміки

руху УТМ.

Другий рівень: порівнювалися результати відомих досліджень динамічних процесів руху подібного ТЗ з результатами роботи програмної моделі.

Третій рівень: Зіставлялися результати, отримані за допомогою програмної моделі, з результатами натурального експерименту, проведеного з реальним САТКГМ.

На першому рівні апробації програмної моделі (ПМ) були розглянуті тривіальні випадки статички і динаміки САТКГМ, описані в параграфі 2.7:

Результати роботи ПМ: переміщення основних елементів УТМ не перевищували 10^{-6} м; швидкості переміщень – 10^{-5} м/с; пришвидження – 10^{-3} м/с²; зусилля в пружних елементах з'єднання не перевищувало 100 Н. Це показує високу точність роботи ПМ.

Таким чином аналіз тривіальних випадків статички і динаміки САТКГМ за допомогою ПМ показав його високу якість і надійність.

На другому етапі апробації ПМ проведені порівняння і аналіз результатів відомих досліджень (рис. 4.10) [286] з результатами, що отримані за допомогою розробленої ПМ (рис 4.11). Параметри автомобіля були взяті з [286]. Невідомі параметри і характеристики руху (в [286] не всі необхідні дані опубліковані) підбиралися таким чином, щоб результуючі криві мали якнайбільше співпадіння. Отримані результати підтвердили адекватність розробленої програмної моделі.

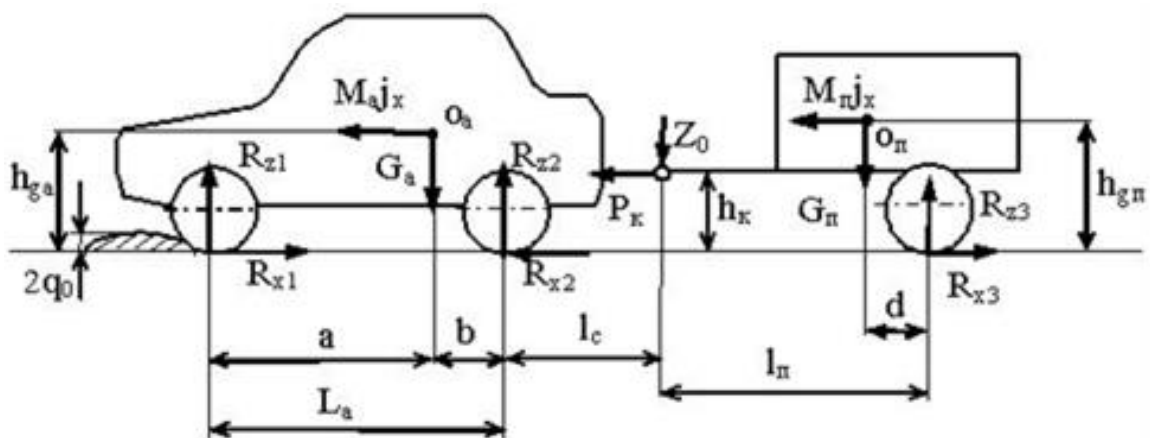


Рисунок 4.10 – Розрахункова схема малотоннажного автомобільного поїзда

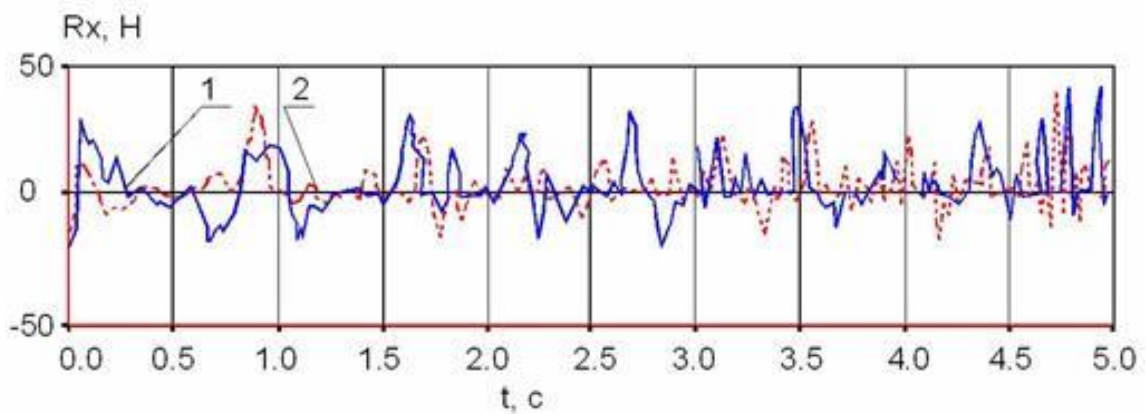


Рисунок 4.11 – Співставлення результатів, отриманих в роботі [286] (крива 1) з результатами матмоделі (крива 2)

На третьому рівні перевірки ПМ порівнювалися результати комп'ютерного і натурного експериментальних досліджень руху САТКГМ.

Особливістю цього етапу є вибір дослідного зразка. Для натурного експерименту використовували раніше проведені дослідження руху тракторного поїзда (ТП) [285]. Оскільки базовою машиною для САТКГМ є універсальна технологічна машина, то необхідно провести порівняння між отриманими результатами досліджень для ТП (рис. 4.12) та УТМ (рис. 4.13) і оцінити можливу розбіжність. Як базова УТМ використовувався комунальний автомобіль ЕМ-С320.12 «Електрон».

Для досліджень використовувався один і той самий комплекс вимірювальної апаратури. Розміщення датчиків на ТП і УТМ показано на рис. 4.12-4.15.



Рисунок 4.12 – Загальний вигляд тракторного поїзда з експериментальним пневматичним ТЗП і комплексом вимірювальної апаратури



а)



б)

Рисунок 4.13 – Загальний вигляд автомобіля ЕМ-С320.12 «Електрон» (а) з комплексом вимірювальної апаратури (б)

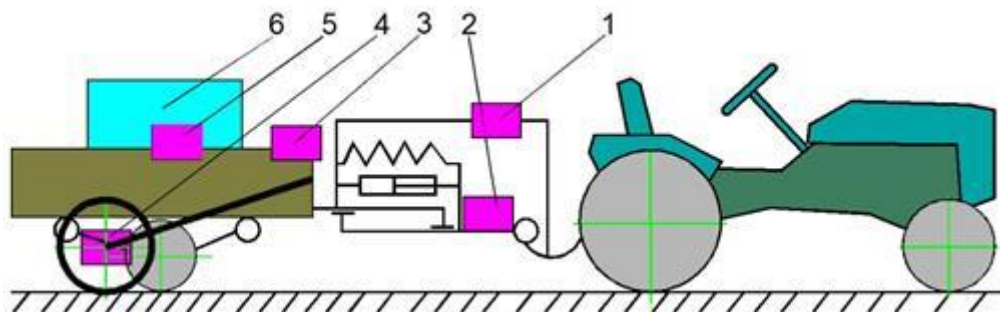


Рисунок 4.14 – Розміщення датчиків на малотоннажному ТП: 1 – датчик видовження пружини ТЗП; 2 – давач кутових переміщень диска причепа; 3 – АЦП і модем; 4 – «п'яте» колесо з герконовим давачем обертів тензодатчики поздовжніх напружень в дислі напівпричепа; 5 – вібродавачі; 6 – вантаж.



а)

б)

в)



г)

Рисунок 4.15 – Загальний вигляд елементів комплексу вимірювальної апаратури:
 а – датчики лінійних і кутових переміщень; б – датчики вібропереміщень;
 в – ноутбук, АЦП і модем; г – «п'яте» колесо з герконовим давачем обертів.

Для реалізації мети оціночних випробувань використовувалася та ж сама методика випробувань, що базується на вимірюванні низки параметрів дволанкового ТЗ (переміщення причепа відносно тягача, вібронавантаження точок причепа, крутний момент, витрата палива, оберти двигуна) за рахунок застосування комплексу апаратури для визначення спектра характеристик ТЗ (залежність крутного моменту в часі при рушанні ТП, зміна поздовжніх коливань рами ТП в часі, витрата палива при рушанні ТП). Особливістю методики є одночасне отримання необхідних для порівняння експериментальних характеристик із наступним їх порівнянням з характеристиками, отриманими за

допомогою ПМ. Комплекс апаратури дозволив всебічно оцінити низку параметрів і порівняти отримані експериментальні результати з результатами, отриманими за допомогою ПМ.

Для отримання більш якісних даних по динамічних навантаженнях при різних режимах руху УТМ експериментальні заїзди повторювали не менше п'яти разів.

Порівняння отриманих результатів натурно-фізичного експеримента для ТП і УТМ показало деяку розбіжність значень (рис. 4.16). Величина похибки знаходиться в межах 9-18%. Отже, можна зробити висновок, що результати, отримані для ТП можна використовувати при дослідженнях УТМ.

Для перевірки правильності роботи математичної моделі порівнювалися результати, отримані в натурному і комп'ютерному експериментах. Наприклад, порівнювалися значення поздовжніх зусиль в ТЗП під час руху (див. рис. 4.17). Отримані результати показали високу збіжність результатів.

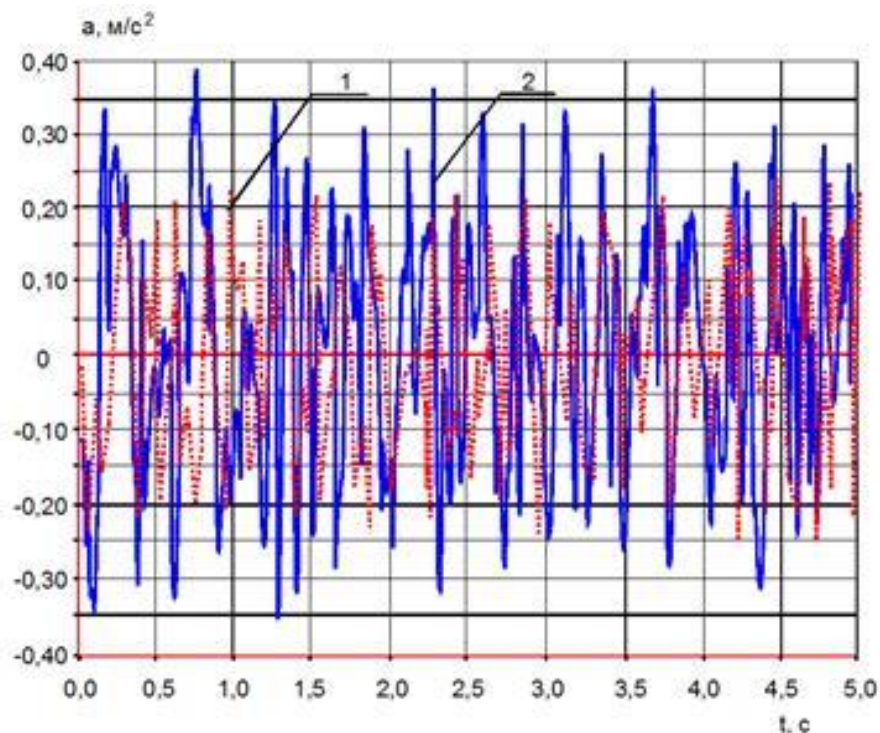


Рисунок 4.16 – Різниця величини вертикальних навантажень для ТП (крива1) і УТМ (крива2)

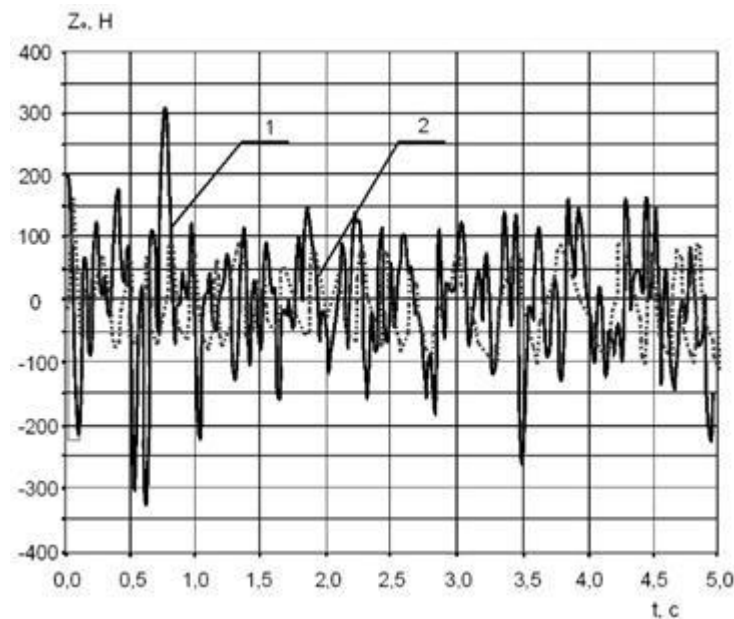


Рисунок 4.17 – Залежність значень експериментального (1) теоретичного (2) подовжнього зусилля в ТЗП

Деяка розбіжність результатів пояснюється принциповою різницею в природі похибок, які існують при визначенні експериментальних величин. Під час проведення натурного експерименту накопичуються постійні і випадкові похибки вимірювальної апаратури. При роботі ПМ похибки залежать від прийнятих припущень і від заданої допустимої похибки чисельного інтегрування системи рівнянь. Загалом результати, які повинні бути отримані при натурному і комп'ютерному експериментах, відрізняються в межах 20–25 % (рис.4.17).

4.5. Проведення комп'ютерного експеримента

Метою комп'ютерного експеримента було визначення основних характеристик руху УТМ на базі комунальної машини ЕМ-С320.12 «Електрон» з причепом з подальшою розробкою методики проектування пневматичного ТЗП. При цьому враховувалися характеристики пневматичного ТЗП і результати дослідження якого представлені в [32], а також в Додатку Л.

Вхідні параметри для моделювання представлені в табл.4.1. Були задані крайові значення жорсткості пневмобалона: $C = 1 \cdot 10^4 \text{ Нм}$, $C = 2 \cdot 10^4 \text{ Нм}$. Дослідження проводилися при русі по дорожньому покриттю типу «бруківка» (рис.4.18) і при переїзді через одиничну перешкоду типу «сходи́нка» [253].

Залежність сил реакції поверхні $p_i(t)$ від часу може бути записана аналітично у вигляді [285,287]:

$$p_i(t) = K \cdot m_i g \cdot [u(vt - B_0)u(B_0 - v(t - \tau)) + u(v(t - \tau) - B_1)u(B_1 - v(t - 2\tau))], \quad (4.16)$$

де m_i – маси ланок УТМ; $\tau = \frac{\lambda}{v}$ – характерний час переїзду перешкоди; B – формфактор, матриця задає довжини елементів 2-ланкового УТМ; g – прискорення вільного падіння; $u(x)$ – функція профілю дороги; K – коефіцієнт демпфування.

Таблиця 4.1 – Вхідні параметри для моделювання

Назва параметра	Значення параметра	
маса, кг	$m_0 = 3500, m_1 = 940$	
коефіцієнт тертя	$\mu = 0.025$	
коефіцієнт сил опору, що пропорційні швидкості, Н·с/м	$\beta = 10^4$	
сила тяги, кН	$P_t = 4.5$	
час переїзду колеса через перешкоду, с	$\tau = 0.1$	
матриця часу подолання перешкоди елементами УТМ при даній швидкості,	$B = \begin{pmatrix} 0.00 & 3.95 \\ 3.95+3.00 & 3.95+3.00 \end{pmatrix}$	
максимальна величина зміщення, м	$s_{\max} = 0.1$	
величина попереднього підтискання, м	$a = 0$	$a = 0.02$
коефіцієнт пружності, Н/м	$C = 1 \cdot 10^4$	$C = 2 \cdot 10^4$
початкова швидкість, м/с	$v = 0.1$	
часовий інтервал моделювання, с	0...12	
кількість точок моделювання	$NP = 10^4$	

Графіки залежностей пройденого шляху s та швидкостей v , м/с обох ланок УТМ у функції часу в режимі процесу розгону представлені на рис. 4.19.

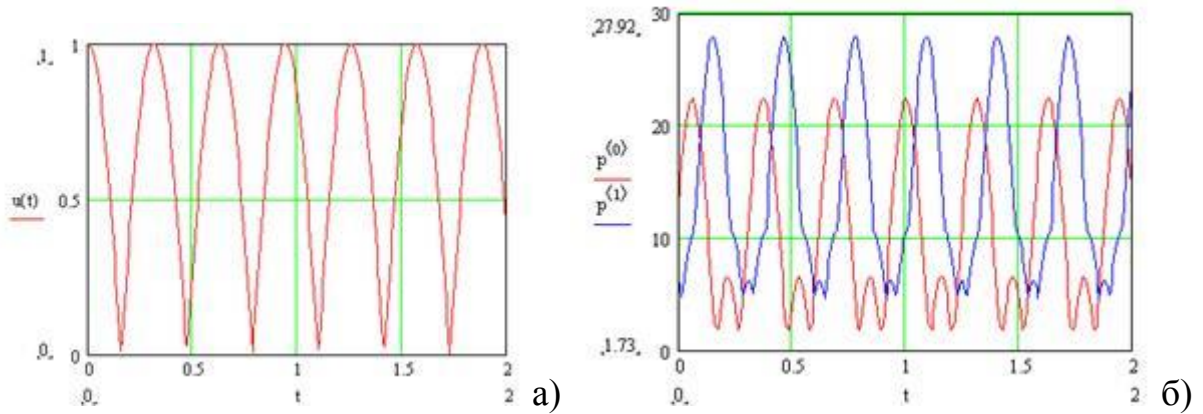


Рисунок 4.18 – а) графік модельної функції профілю $u(x)$ поверхні виду

$$z_0 = |A \sin x_{013}|;$$

б) графік залежності сил реакції поверхні $p_i(t)$ від часу

На основі базових параметрів і характеристик, які дозволяє отримати ПМ, як переміщення, швидкості і прискорення можна отримати інші експлуатаційні показники. Так, наприклад, витрату пального визначають розраховуючи необхідну потужність на кожному кроці інтегрування. Помноживши потужність на крок інтегрування, знаходили роботу, яку необхідно виконати за проміжок часу, що дорівнює кроку інтегрування. Підсумувавши цю роботу за час руху по заданому відрізку дороги, знаходили роботу, необхідну для здійснення цього руху. Далі вираховували роботу в кілоджоулях і, знаючи калорійність одного літра палива, визначали кількість зужитого палива за одиницю часу.

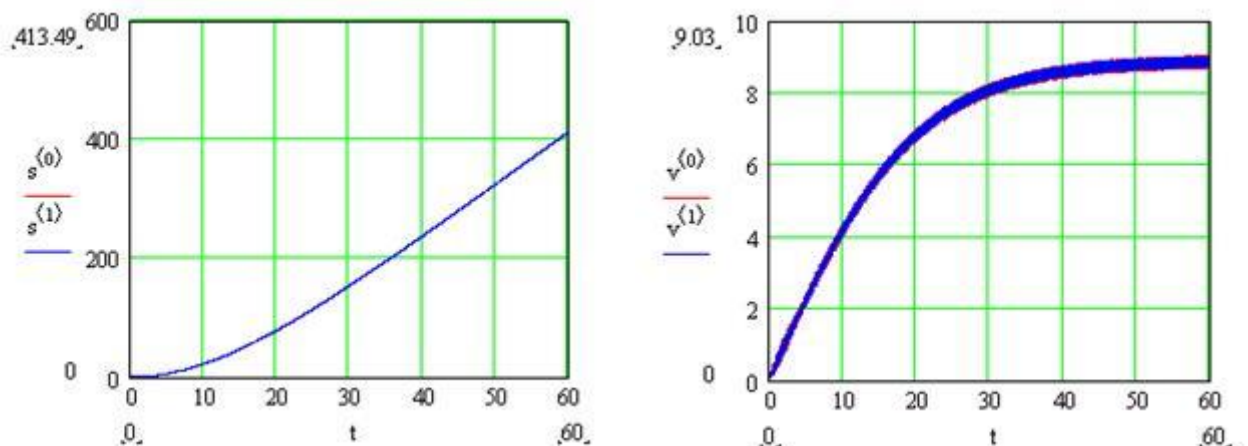


Рисунок 4.19 – Графіки залежностей пройденого шляху s , м (зліва) та швидкостей (справа) v , м/с обох ланок УТМ у функції часу

Результати комп'ютерного моделювання представлено на рис. 4.20, 4.21.

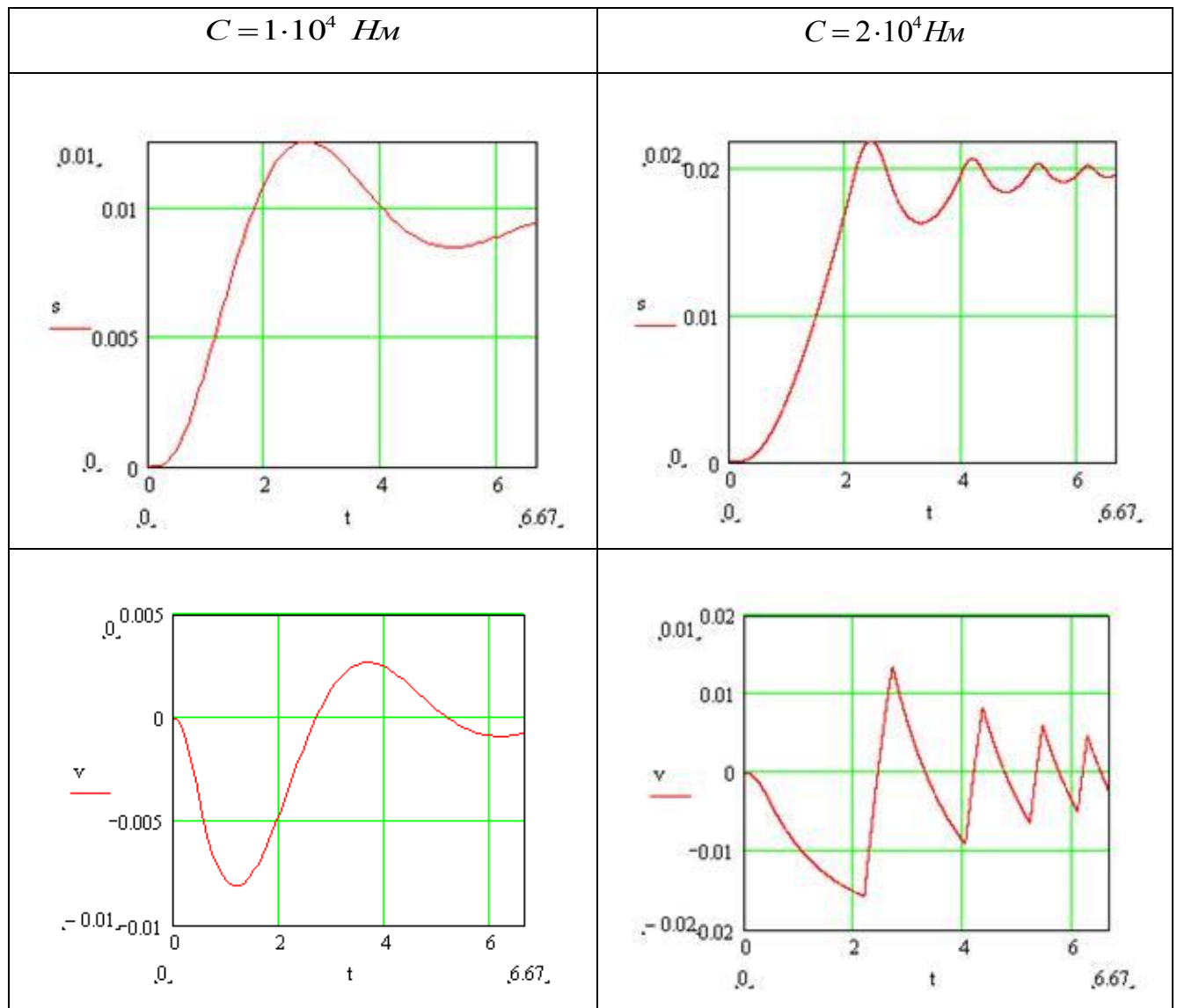


Рисунок 4.20 – Краєві значення пружної характеристики $c(x)$ від x , мм; залежність відносного переміщення ланок УТМ s , м від часу t , с; залежність відносної швидкості ланок УТМ v , м/с від часу t , с;

Плавність руху дозволяє оцінювати вплив вібраційних коливань на водія і на вантаж. На кожній ітерації моделювання визначали величину віброприскорення і порівнювали її з максимальним значенням на попередніх ітераціях. Якщо нове значення виявлялося більшим за попереднє, воно перезаписувалося на його місце. В кінці періоду інтегрування максимальне значення вібронавантаженості порівнювали з допустимим [254].

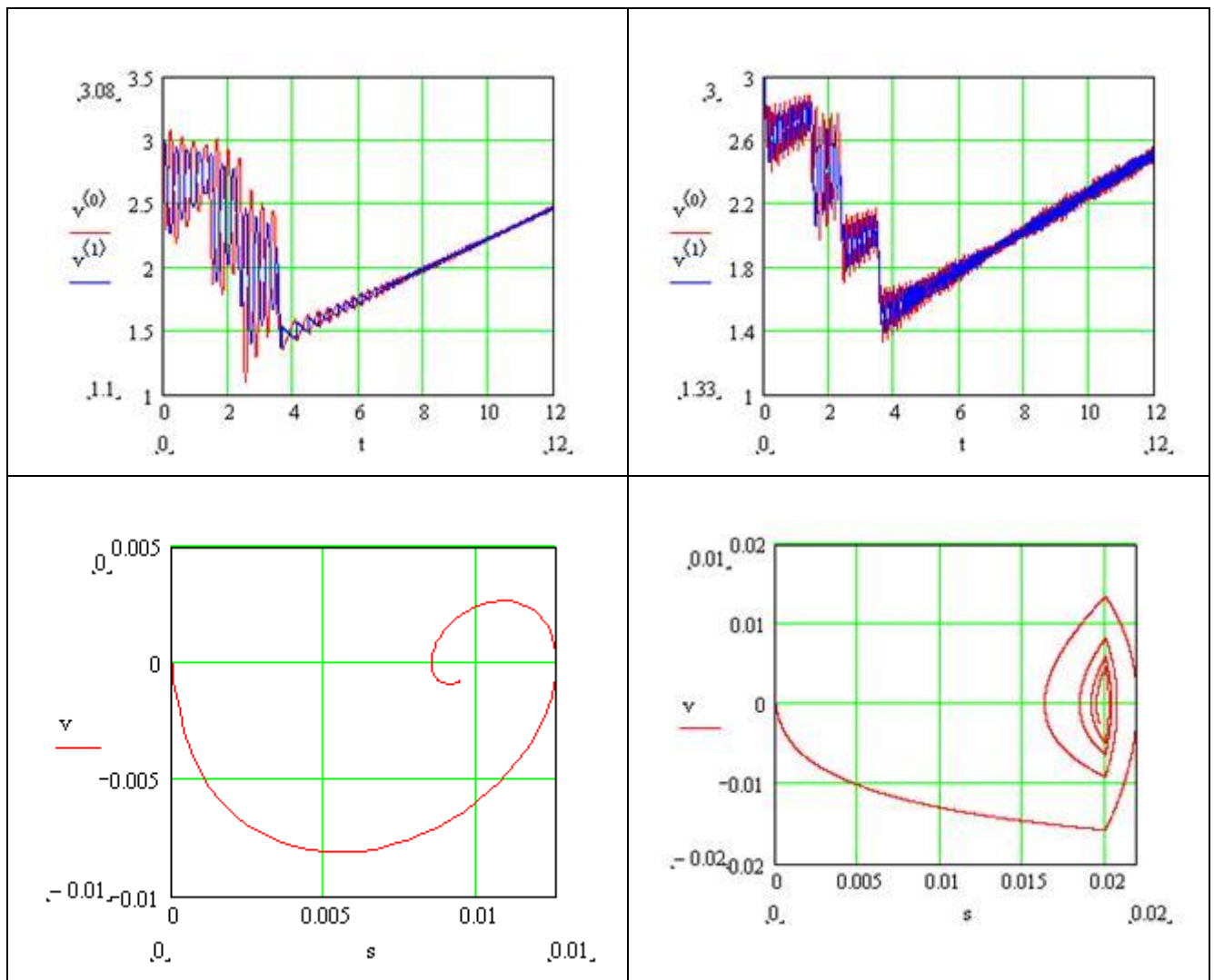


Рисунок 4.21 – Залежність відносної швидкості ланок УТМ v , м/с від часу t , с, залежність відносної швидкості від відносного переміщення (фазова діаграма) при переїзді одиничної перешкоди типу “сходи́нка”

4.6. Аналіз результатів комп’ютерного моделювання

На основі проведених досліджень встановлено, що динаміка коливань дволанкового УТМ під час руху по поверхні складного профілю є суттєво нелінійною. Нелінійність динамічних процесів спричинюють та наявність демпфування в зчипному пристрої, а також мікропрофіль дороги. Власні частоти залежать тільки від коефіцієнту пружності C , приведеної маси УТМ і причепа $\frac{m_0 m_1}{m_0 + m_1}$. Був промодельований випадок руху УТМ по бруківці і переїзд через одиничну перешкоду. При меншій жорсткості пневматичного ТЗП характеристики руху УТМ кращі. В цьому випадку для середнього значення сили, що розтягує пристрій, амплітуда є найменшою, а частота найвищою, що робить пробивання і

руйнування зчіпного пристрою найменш імовірним.

Можна побачити, що коливання поздовжнього зусилля носять періодичний характер, їх тривалість і характер в ході перехідного процесу залежать від характеристик пневмобалона і інтенсивності діючого кінематичного збурення. У результаті амплітуда коливань P_T зростає поки не зрівноважиться силами пружного і непружного опору, що створюються також агрегатами трансмісії і ходової частини УТМ. Після виходу на усталений режим коливання відбуваються відносно лінії початкового положення. Коливання відбуваються за періодичним законом, що відрізняється від гармонійного.

Оскільки параметри дорожнього покриття можуть змінюватися в широких межах, доцільно використовувати систему автоматичного керування роботою пневматичного ТЗП.

4.7. Методика вибору пневматичного ТЗП

Вибір пневмобалона

Пневмобалон вибираємо на основі статичного навантаження, робочого тиску в системі і геометричних розмірів.

Вибір амортизатора

Амортизатори класифікуються по типах і усередині кожного типу по типорозмірам. Конкретний тип амортизатора вибирається, виходячи з умов експлуатації пристрою і по статичному навантаженню на амортизатор. У довідкових даних наводяться або номінальні навантаження на амортизатор, або діапазон навантажень. В цьому випадку, якщо задано:

$$P_{НОМ}, \text{ то } P_{MIN} = 0,7 \cdot P_{НОМ}; \quad P_{MAX} = 1,3 \cdot P_{НОМ}.$$

Вибір типорозміра амортизатора проводиться на підставі наступної нерівності:

$$P_{MIN} < P_I < P_{MAX},$$

тобто розрахункова реакція повинна знаходитися в діапазоні $P_{\min} \dots P_{\max}$.

Розрахунок трубопроводів ПТЗП

Як трубопроводи раціонально використати стандартні трубки, що застосовуються на автомобілях. Поліамідні труби призначені для трубопроводів гальмівного пневматичного приводу транспортних засобів виготовляються з поліаміду 11 Rilsan MB3504HPnoir. Труби є одностінною циліндричною конструкцією і виготовляються методом екструзії.

Труби працездатні в діапазоні температур від мінус 50°C до плюс 100°C і максимальному робочому тиску в гальмівній системі 1,2 МПа.

По фізико-механічних показниках згідно ТУ 2247-002-14906566-2004 труби повинні відповідати вимогам:

- герметичність при випробувальному тиску 1,2 МПа;
- мінімальний руйнівний тиск – 4,8 МПа;
- міцність при температурі - 50°C при руйнівному тиску 3,84 МПа;
- міцність при пульсуючому тиску при температурі + 100°C, руйнівний тиск не менше 4,8 МПа.

Використовувана трубка: Труба ПА 11-14 X1,5 ТУ 2247-002-14906566-2004.

Об'єм трубопроводів обчислюється за формулою

$$V_{\text{ТП}} = \frac{\pi R^2}{2} \cdot L_{\text{ТП}}$$

де $L_{\text{ТП}}$ – довжина трубопроводів;

R – внутрішній радіус.

Можна застосовувати поліамідні трубки із зовнішнім діаметром 14 мм і завтовшки стінки 1,5 мм. Відповідно внутрішній діаметр трубки складе 11 мм. Необхідна довжина трубопроводів приблизно дорівнює 2000 мм.

Підставляючи необхідні дані знайдемо внутрішній об'єм трубопроводів ПТЗП.

$$V_{\text{ТП}} = \frac{3,14 \cdot 5,5^2}{2} \cdot 2000 \approx 1 \text{ л}$$

Об'єм $V_{\text{С}}$ відповідно дорівнюватиме $0,5 + 1 = 1,5$ л, прийmemo 2 л.

Нагнітальні трубопроводи розраховуються за формулами тонкостінного

циліндра:

$$Q_P = \frac{P \cdot d}{2S},$$

де Q_P – допустима напруження матеріалу труби розриву (по колу), яке зазвичай вибирається рівним 30%-35% величини тимчасового опору (кПа),

P – максимальний тиск рідини, кПа;

d – зовнішній діаметр труби, мм;

S – товщина стінки труби, мм.

Напруження матеріалу труби при нагнітанні від компресора:

$$Q_P = \frac{1,1 \text{ МПа} \times 14 \text{ мм}}{2 \times 1,5 \text{ мм}} = 4,6 \text{ МПа}$$

Теоретичне допустиме напруження визначається по формулі

$$[Q_P] = 0,3 \times Q_B$$

$$[Q_P] \times 0,3 \cdot 100 \text{ МПа} = 30 \text{ МПа}$$

Запас міцності визначається по формулі

$$n = \frac{[Q_P]}{Q_P}$$

Звідси $n = 30/4,6 = 6,5$.

Задані матеріал і геометричні параметри трубопроводів задовольняють міцнісним вимогам, крім того ці трубопроводи застосовуються при серійному виробництві на автомобілях, що дозволяє понизити витрати на їх виготовлення, досить великий коефіцієнт запасу дозволяє трубкам витримувати значні перепади тиску при виході з ладу регульовального клапана.

Розрахунок компресора ПТЗП

Компресор повинен забезпечити повітрям ПТЗП. Усі подальші розрахунки системи проводяться для ізометричного процесу стискування і розширення повітря.

Споживання повітря ПТЗП складається із споживання повітря при зміні навантаження причепа, рушанні і гальмуванні ТП, компенсації витоків повітря і

компенсації зміни об'єму повітря внаслідок зміни його температури.

Кількість повітря, яку повинен подати компресор з атмосфери (тиск 1...2 кг/см) при зміні навантаження причепа, визначається формулою:

$$V_C = V_3 \Delta p_3 k$$

де V_C – кількість повітря, яку повинен подати компресор з атмосфери;

V_3 – об'єм пружного елемента і трубопроводів;

Δp_3 – зміна тиску в трубопроводі при зміні навантаження причепа (в нашому випадку ($p_3 = 0,7$ МПа).

k – коефіцієнт зміни навантаження причепа $k = 1$ см²/кг.

Об'єм одного пружного елемента складає 0,5 л.

Обчислюємо необхідну кількість повітря:

$$V_C = 2 \cdot 10 \text{ см}^3 \cdot 7 \text{ кг} / \text{см}^2 \cdot 1 \text{ см}^2 / \text{кг} = 140 \cdot 10^3 \text{ см}^3.$$

Максимальне споживання повітря має місце при повному навантаженні, коли тиск в пневмобалоні максимальний (також переїзд через одиничну перешкоду), і при рушанні чи гальмуванні ТП з великими амплітудами деформації пневмобалона. Споживання повітря обчислюється за наступною формулою:

$$V_H = \frac{\eta_C \cdot \eta_p \cdot V_C}{\tau},$$

де η_C – коефіцієнт змінності (прийmemo рівним 0,2);

η_p – коефіцієнт нерівномірності (з регулятором без уповільнювача рівний 0,8);

τ – час до повного наповнення системи повітрям (прийmemo рівним 5 хв.).

$$V_H = \frac{0,2 \cdot 0,8 \cdot 140}{5} = 4,48 \text{ л} / \text{хв}$$

Продуктивність компресора, необхідна для забезпечення роботи ПТЗП, визначається по наступній формулі:

$$V_{ПН} = \eta_3 \cdot V_0,$$

η_3 – коефіцієнт запасу, що враховує, що компресор має бути завантажений на 20-35%; приймаємо $\eta_3 = 3$.

$V_0 = V_P + V_H$ – споживання повітря ПТЗП при експлуатації, що є сумою споживання при русі V_P і споживання при зміні навантажень V_H .

$$V_0 = V_P \Rightarrow V_0 = V_P = 4,48 \text{ л/хв}.$$

Вибір ресівера

Об'єм ресівера ПТЗП вибирається з міркувань забезпечення довговічності компресора. Рекомендується, щоб компресор мав не більше 15 включень в годину.

Тоді

$$V_H = \frac{V_0}{Z \cdot \Delta p} \cdot 60,$$

де $\Delta p = 0,5 - 1,5$ – коливання об'єму в ресивері, залежні від типу регулятора тиску; у розрахунках приймають $\eta_r = 2 \dots 1$ кг/см;

V_0 – споживання повітря підвіскою в л/хв при експлуатації, $V_0 = V_P$;

Z – максимально допустиме число включень компресора в годину,

$$Z = 15 - n';$$

n – число розвантажень-навантажень в годину.

$$V_H = \frac{4,48}{(15 - 0,2) \cdot 1} 60 = 18,16 \approx 19 \text{ л}.$$

Об'єм ресівера дорівнює 19 літрів. Продуктивність компресора, необхідна для забезпечення роботи ПТЗП, визначена вище дорівнює 4,48 л/хв.

Висновки до розділу 4

На основі проведених теоретичних і експериментальних досліджень можна зробити такі висновки:

Забезпечення ефективної роботи САТКГМ можна досягнути шляхом застосування принципів модульності і секційності.

Одним з шляхів зменшення трудозатрат на створення нових САТКГМ є використання математичних моделей їх функціонування, що дає можливість зменшення об'єму натурних випробувань.

Подібність графів конструктивних схем САТКГМ і, відповідно графів

структури рівнів узагальнених координат їх математичних моделей дає можливість записати узагальнену математичну модель функціонування УТМ, яка дає можливість дослідження широкого кола різнотипних САТКГМ.

Математична модель роботи САТКГМ представляє собою системи звичайних диференціальних рівнянь II-ого порядку. В неї додатково до невідомих узагальнених координат та їх похідних за часом входять відомими параметрами та заданими функціями:

1) геометричні характеристики САТКГМ: положення центрів мас тягача, напівпричепа (причепа), вантажів; розташування опор шасі тягача та рами напівпричепа; координати центра шарніра, що з'єднує напівпричіп (причепа) з тягачем, розміри у вільному стані пружних опор тягача та напівпричепа;

2) інерційні характеристики транспортного засобу: маси та моменту інерції тягача, напівпричепа (причепа), вантажів, ведучих коліс разом з частиною трансмісії;

3) пружні та демпфуючі властивості опор транспортного засобу: тягача та напівпричепу (причепа);

4) механічні характеристики приводу двигуна та гальм коліс ТЗ;

5) геометричні характеристики дороги та якість її покриття.

Адекватність математичної моделі роботи САТКГМ перевіряється на основі точного відображення елементарних фізичних явищ, порівняння з результатами роботи інших математичних моделей і співставлення з результатами скороченого натурального експерименту, проведеного для досліджуваної САТКГМ.

Запропоновано методику вибору пневматичного ТЗП. Особливістю запропонованої методики є врахування пікових динамічних навантажень не тільки при максимальному завантаженні причепа, а і при переїзді перешкоди типу «сходінка».

Матеріали до цього розділу опубліковані у наступних роботах автора [4, 24, 32-34, 36, 47, 48, 53].

РОЗДІЛ 5 ЗАСТОСУВАННЯ МОДУЛЯ-СЕКЦІЇ ДЛЯ АВТОЦИСТЕРН

5.1. Вибір напрямків вдосконалення автоцистерни

На модельному прикладі показано застосування почленної диз'юнкції елементів трьох множин ознак, що описують конструктивні елементи автомобільних цистерн. Результатом перетворення є формування двомісного предиката, графічне представлення якого дає можливість вибрати раціональні варіанти напрямки вдосконалення конструкцій автоцистерн. Потрібно здійснити вибір яких конструкцій автоцистерн потрібно вдосконалювати.

Запишемо граф структури знань про можливі варіанти конструкцій автоцистерн, вибравши з загальної множини її частину, що описує варіанти конструкцій шасі, їх несучих елементів, а також можливі варіанти форми самих цистерн. Ця множина знань містить підмножини, що структурують загальні знання за ознаками.

Позначимо r^1 = самохідні; r^2 = причепа; r^3 = напівпричепа. Вони складатимуть множину за типом шасі, яку назвемо «Сукупність ознак» $R=\{r^i\}$. Підмножина несучих елементів «Ознаки» $U=\{u^i\}$ має 2 предмети – значень ознак, тобто $i=1,2$, де u^1 = рапні; u^2 = безрапні. Підмножина форми січення «Характеристики ознак» $L=\{l^i\}$, яка має 4 предмети – значень характеристики ознак, тобто $i=1,\dots,4$, де l^1 = циліндричне січення; l^2 = еліптичне січення; l^3 = прямокутне січення; l^4 = комбіноване січення.

Окреслена множина $Q=\{q^i\}$ областей знань $q^i, i=1,\dots,11$ буде утворювати області локалізації знань тобто:

$$Q=\{q^i\}, i=1,\dots,11. \quad (5.1)$$

Таким чином, можна побудувати парадигматичну таблицю, що відображає зв'язок між областю локалізації знань q^i про конструкції автоцистерн і предметних змінних l, u, r їх ознак (табл. 5.1).

Тут, наприклад, область локалізації знань: самохідне шасі з несучою рамою містить цистерну циліндричного січення $q^1=r^1u^1l^1$. Причеп з несучою рамою

містить цистерну прямокутного січення $q_6=r_2u_1l_3$. Напівпричеп безрамної конструкції містить цистерну комбінованого січення $q_{13}=r_3u_2l_{14}$.

Таблиця 5.1 – Зв'язок між областю локалізації знань q_i та предметними змінними l, u, r

Сукупність ознак за типом шасі	Ознаки за типом несучих елементів	Характеристики ознаки за типом січення цистерни	Області локалізації знань
r_1 (самохідні шасі)	u_1 (рамні несучі елементи)	l_1 (циліндричне січення)	$q_1=r_1u_1l_1$
r_1 (самохідні шасі)	u_1 (рамні несучі елементи)	l_2 (еліптичне січення)	$q_2=r_1u_1l_2$
r_1 (самохідні шасі)	u_1 (рамні несучі елементи)	l_3 (прямокутне січення)	$q_3=r_1u_1l_3$
r_2 (причепи)	u_1 (рамні несучі елементи)	l_1 (циліндричне січення)	$q_4=r_2u_1l_1$
r_2 (причепи)	u_1 (рамні несучі елементи)	l_2 (еліптичне січення)	$q_5=r_2u_1l_2$
r_2 (причепи)	u_1 (рамні несучі елементи)	l_3 (прямокутне січення)	$q_6=r_2u_1l_3$
r_3 (напівпричепи)	u_1 (рамні несучі елементи)	l_1 (циліндричне січення)	$q_7=r_3u_1l_1$
r_3 (напівпричепи)	u_1 (рамні несучі елементи)	l_2 (еліптичне січення)	$q_8=r_3u_1l_2$
r_3 (напівпричепи)	u_1 (рамні несучі елементи)	l_3 (прямокутне січення)	$q_9=r_3u_1l_3$
r_3 (напівпричепи)	u_2 (безрамні несучі елементи)	l_1 (циліндричне січення)	$q_{10}=r_3u_2l_1$
r_3 (напівпричепи)	u_2 (безрамні несучі елементи)	l_2 (еліптичне січення)	$q_{11}=r_3u_2l_2$
r_3 (напівпричепи)	u_2 (безрамні несучі елементи)	l_3 (прямокутне січення)	$q_{12}=r_3u_2l_3$
r_3 (напівпричепи)	u_2 (безрамні несучі елементи)	l_4 (комбіноване січення)	$q_{13}=r_3u_2l_4$

В загальному, область локалізації знань q виражається через значення предметних змінних r, l, u наступним чином:

$$q_1=r_1u_1l_1 ; q_2=r_1u_1l_2 ; q_3=r_1u_1l_3 ; q_4=r_2u_1l_1 ;$$

$$q_5=r_2u_1l_2 ; q_6=r_2u_1l_3 ; q_7=r_3u_1l_1 ; q_8=r_3u_1l_2 ;$$

$$\begin{aligned}
 q_9 &= r3u1l13; \quad q_{10} = r3u2l11; \quad q_{11} = r3u2l12; \\
 q_{12} &= r3u2l13; \quad q_{13} = r3u2l14.
 \end{aligned}
 \tag{5.2}$$

Виконуємо операцію почленної диз'юнкції можливо більшого числа споріднених рівностей. Отримаємо локальну область знань яка може включати більш, ніж одну обчислювану обмежену кількість ознак і предметних областей досліджень, а саме:

$$\begin{aligned}
 r1u1(l1 \vee l2 \vee l3) &= q1 \vee q2 \vee q3; \\
 r2u1(l1 \vee l2 \vee l3) &= q4 \vee q5 \vee q6; \\
 r3u1(l1 \vee l2 \vee l3 \vee l4) &= q7 \vee q8 \vee q9 \vee q_{10}; \\
 r3u2(l1 \vee l2 \vee l3 \vee l4) &= q_{11} \vee q_{12} \vee q_{13} \vee q_{14}.
 \end{aligned}
 \tag{5.3}$$

Функція переходу від предметної області знань q до локальної області досліджень експерта m :

$$\begin{aligned}
 q1 \vee q2 \vee q3 \vee q4 \vee q5 \vee q6 &= m1; \\
 q7 \vee q8 \vee q9 \vee q_{10} \vee q_{11} \vee q_{12} \vee q_{13} \vee q_{14} &= m2.
 \end{aligned}
 \tag{5.4}$$

Локальна область конкретного дослідження експерта не має чіткого алгоритма формулювання. Вона залежить від суб'єктивного підходу і загальних тенденцій розвитку і видозміни знань в даній галузі.

Враховуючи залежності предметних областей знань q про конструкції автоцистерн від предметних змінних r, l, u , що описують варіанти конструкцій шасі, їх несучих елементів, а також можливі варіанти форми самих цистерн (5.2) та зв'язок між предметними областями знань q та локальними областями досліджень експерта m (5.4), залежності локальних областей m від предметних змінних r, l, u мають вигляд:

$$m1 = (r1u1 \vee r2u1)(l1 \vee l2 \vee l3);$$

$$m_2 = r_3 u_1 (l_1 \vee l_2 \vee l_3) \vee r_3 u_2 (l_1 \vee l_2 \vee l_3 \vee l_4) . \quad (5.5)$$

Предикат (твердження) $P(r, l, u, m)$ або система взаємозв'язків локальних областей досліджень експерта m та предметних змінних r, l, u має наступний вигляд:

$$\begin{aligned} P(r, l, u, m) = & \\ = m_1 (r_1 u_1 \vee r_2 u_1) (l_1 \vee l_2 \vee l_3) \vee & \\ \vee m_2 r_3 u_1 (l_1 \vee l_2 \vee l_3) \vee m_2 r_3 u_2 (l_1 \vee l_2 \vee l_3 \vee l_4) & \end{aligned} \quad (5.6)$$

Швидке зростання обсягів різномірної інформації вимагає пошуку нових засобів для її компактного представлення. Одним із важливих підходів є візуалізація, тобто спосіб представлення даних у вигляді двовимірних або тривимірних рухомих та нерухомих зображень. Більшу частину інформації, що стає доступною для людини, неможливо представити у дво- або тривимірному вигляді без втрат. Тому важливим є вирішення проблеми зменшення цих втрат, тобто збереження інформативності при зведенні багатовимірних даних до зручного для людського сприйняття вигляду.

Предикат P можна графічно зобразити у вигляді графа (рис. 5.1), який описує локальні області досліджень, де значна увага звертається на дослідженнях в двох напрямках m_1 і m_2 . Напрямок m_1 – дослідження цистерн на самохідних транспортних засобах і при транспортуванні палива на причепах. При цьому дослідження будь-якої форми цистерни є рівноцінними. Інший напрям m_2 – дослідження напівпричепів з конструкцією цистерн циліндричного, еліптичного і прямокутного січення.

З рис. 5.1 видно, що більшу увагу при дослідженнях і створенні нових конструкцій автоцистерн потрібно приділити для напівпричепів (r_3) з цистернами циліндричного (11), еліптичного (12) і прямокутного (13) січення.

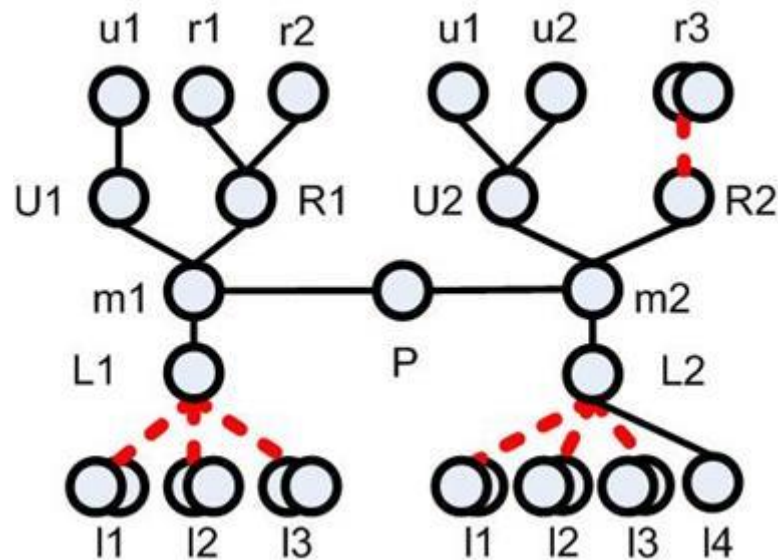


Рисунок 5.1 – Предикат P відношень значень змінної m локальних областей досліджень експерта та предметних змінних r, u, l предметних областей знань q .

5.2. Визначення варіантів вдосконалення автоцистерн

Автоцистерни відносяться до рухомого складу, що перевозять масові вантажі, і це має як стратегічне значення для економіки країни так і важливе значення для отримання економічного ефекту. Тому важливе питання вдосконалення їх конструкції і збільшеної місткості. Конструктивні рішення можливі у напрямі збільшення лінійних розмірів, числа осей, зміни форми котла цистерни для максимального використання габаритів. При цьому необхідно забезпечити можливість експлуатації автоцистерн при існуючій інфраструктурі і виконання відповідних стандартів і директив.

У напрямі збільшення лінійних розмірів є обмеження Директиви (EU) 2015/719. По напрямку збільшення числа осей автоцистерни розглядалися варіанти створення нових чотиривісних візків цистерн, трисекційних автопоїздів зчленованого типу. По автоцистернах пропрацювалися варіанти з двома, трьома котлами. При цьому враховувалася можливість переміщення вантажу, що транспортувався, відносно резервуару цистерни. Коливання рідкого вантажу усередині резервуару призводять до істотного зниження подовжньої і поперечної стійкості і керованості і збільшують навантаження на конструкцію цистерни [287-291].

Найбільше на керованість і межі стійкості автоцистерн впливають такі чинники, як геометрія резервуару, висота центру тяжіння, рівень завантаження, поперечне і подовжнє зміщення центру тяжіння рідини при русі після кривої, гальмування, маневрів зміни смуги руху, а також властивості динамічної взаємодії рідини з конструкцією [292-296]. Вплив переміщення рідини на динаміку транспортного засобу істотно росте при збільшенні маси транспортного засобу і його розмірів.

Розглядалися способи зниження коливань рідини. Перший спосіб припускає установку внутрішніх перегородок. Другий полягає в зміні форми резервуару цистерни. Третій варіант заснований на введенні в підвіску базового шасі або в кріплення цистерн до рами автомобіля спеціальних елементів з метою зміни жорсткості [272].

5.3. Методичні основи оптимізації розміщення колісного візка цистерни-напівпричепа

5.3.1. Модель оптимізації навантажень на осі та опорно-зчпний пристрій

Компонування, тобто формування масогабаритних характеристик колісної машини/шасі (КМ/Ш) з чітким визначенням схем і розміщення агрегатів і систем шасі, робочого місця водія та передбачених варіантів забудови технологічного навісного обладнання і схем їхнього приводу, безперечно є визначальним етапом процесу проектування і є основою для подальшого процесу конструювання (розробки конструкторської документації) спеціалізованими відділами/бюро КБ.

Природно, що на компоновку (на стадії авант-проекту і формування технічного завдання визначальним чином, окрім природного пріоритету покращення функціональних (експлуатаційних) характеристик з порівнянні з аналогами, конкурентним на ринку, та існуючої на виробництві моделі власного виробництва) впливають існуючі та заплановані нові законодавчі нормативні міжнародні та вітчизняні бази галузі.

Важливе значення має розподіл навантажень на осі та опорно-зчпний пристрій цистерни-напівпричепу з умов статичних та динамічних навантажень. Компонуючи елементи, необхідно досягнути регламентованих вимог стосовно

навантаження на осі цистерни-напівпричепу і опорно-зчіпний пристрій.

На стадії концептування, окрім законодавчих нормативних вимог, що визначають граничні умови формування масогабаритних характеристик КМ/Ш і автопоїздів-автоцистерн, є групи визначальних чинників:

- атмосферо-кліматичні та дорожні (точніше опорні поверхні при русі і стоянці під час роботи спеціального обладнання) з умов експлуатації;
- екологічності та безпеки конструкцій;
- варіанти технологічного/навісного обладнання і сфери його використання;
- аналіз прототипів – аналогів у відповідних сферах використання.

На основі аналізу аналогів, оцінки – завдання повної маси КМ/Ш, що проектується, з врахуванням діапазону зміни технологічного обладнання бюро компоновки/завдання габаритних характеристик шасі автоцистерни з усіма можливими варіантами забудови технологічного обладнання. Оцінка розміру навантаження на осі (з врахуванням допустимих обмежень і для опорних поверхонь, що формуються) обумовлює вибір колісної схеми/кількості осей та певним чином і компоновочну схему розміщення інших елементів КМ/Ш, напівпричепа чи автоцистерни.

Загальну схему-структуру формування масо-габаритних характеристик технологічних КМ/Ш, напівпричепа представлено на рис. 5.2, де домінуючим у визначенні структури шасі є вищезазначені три основні групи факторів:

- обмеження по габаритних розмірах (з умов допуску без спеціальних одноразових дозволів) для руху по автомобільних дорогах загального користування;
- дорожньо-кліматичні умови (обмеження допустимих навантажень на вісь, зчеплення шин з дорогою), як визначальні щодо схеми і кількості осей КМ;
- типи і масогабаритні характеристики технологічного навісного/збудованого обладнання і робочих зон цього обладнання.

Максимальні габарити та вага транспортних засобів для перевезень у межах ЄС встановлюються директивою (ЄС) 2015/719 від 29 квітня 2015 року [280].

Поправки до директиви 96/53/ЕС 1996 року допускають відхилення від максимальної довжини за умов поліпшення аеродинамічних характеристик вантажних автомобілів [265]. Що стосується транскордонного руху транспортних засобів, то габарити, встановлені в первинній директиві, залишилися незмінними.

Таким чином, для транспортних засобів з поліпшеними аеродинамічними характеристиками навантаження на одиночну вісь не може перевищувати 10 т, на здвоєну вісь – 18 т (при цьому відстань між осями має бути не менше 1,3 м і не більше 1,8 м), на строєну – 24 т (відстань між осями не менше 1,3 м і не більше 1,4 м). Загальна вага двовісного транспортного засобу з трьохвісним напівприцепом, який перевозить в рамках інтермодальних транспортних операцій один або кілька контейнерів або зйомних кузовів, загальною довжиною до 45 футів (13,716 м), не може перевищувати 42 т; вага аналогічного трьохвісного транспортного засобу з дво- чи трьохвісним напівприцепом не може перевищувати 44 т [297].

Розрахунок навантаження на осі у випадку одно- або двовісного візка не складає труднощів, оскільки розглядається визначена система рівнянь [28]. У випадку тривісного напівпричепа чи автоцистерни в системі більше невідомих, ніж рівнянь. Для обліку нерівномірного навантаження можна застосувати декілька різних підходів:

Перший підхід полягає в механічному підборі коефіцієнтів розподілу навантаження. Другий підхід полягає в послабленні початкового припущення про рівномірний розподіл навантаження. Можемо припустити, наприклад, що у разі 3-осної автоцистерни навантаження на перші дві осі рівні між собою. Третій підхід полягає в дослідженні такої моделі автоцистерни, де навантаження на осі буде нерівномірним в силу самої природи цієї моделі.

У випадку припущення, що навантаження на задні осі автоцистерни розподіляється рівномірно, слід очікувати розбіжності теоретичних розрахунків з експериментальними результатами. Причому нехтувати цими розбіжностями неможна, оскільки вони перевищують точність вимірів на статичних вагах в пунктах вагового контролю.

Запишемо розрахункову схему для визначення навантаження на осі

автоцистерни (рис. 5.2).

При використанні другого підходу система рівнянь матиме вигляд:

$$G_{e1} = G_{e2}; \quad G_3 = \frac{G_{цн}(L_{цн} - L_{e1} - L_{e2}) + G_{цн}(L_{e1} + L_{e2})}{L_{e3}}$$

Для напівпричепів і проектованої автоцистерни був пораховано розподіл навантаження по осях (табл. 5.2), а також навантаження на осях візка автоцистерни при зміні відстані від шворня до візка (табл. 5.3). Вихідні параметри приймалися відповідно до технічних характеристик об'єктів.

Таблиця 5.2. – Розподіл навантаження по осях в різних напівпричепках і автоцистерні

Розрахункові об'єкти	G _{B1} , Н	G _{B2} , Н	G _{B3} , Н
SCHMITZ SRR24	1900	1900	1900
Fliegl SDS 350	1760	1800	1560
Проектована автоцистерна	2550	2550	1680

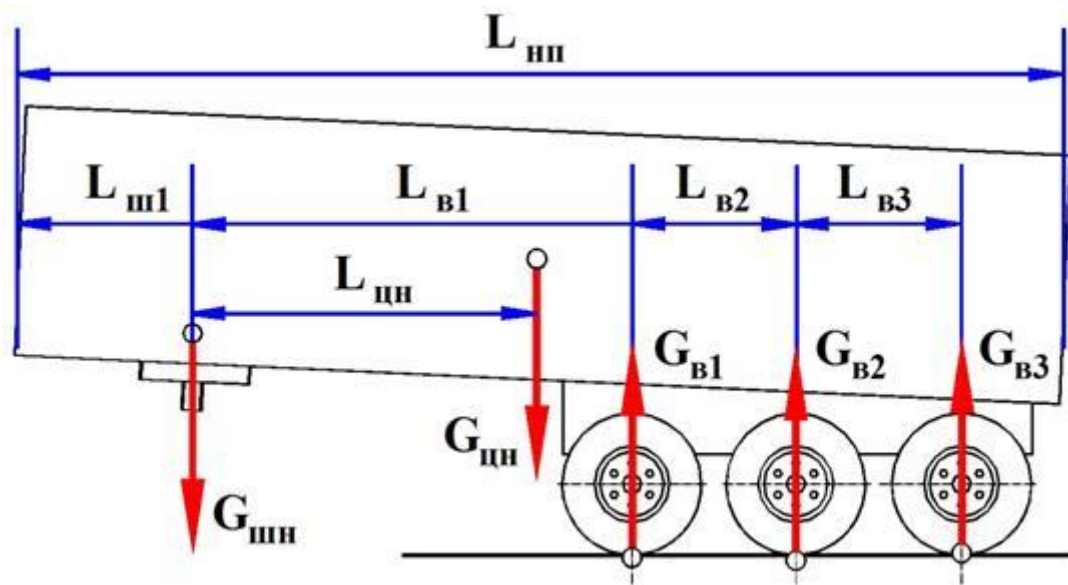


Рисунок 5.2 – Розрахункова схема для визначення навантаження на осі автоцистерни:

$L_{шп}$ – довжина цистерни; $L_{шп1}$ – відстань від початку цистерни до шворня; $L_{цн}$ – відстань від шворня до центра мас; $L_{в1}$ – відстань від шворня до 1-ї осі візка; $L_{в2}$ – відстань від 1-ї осі до 2-ї осі візка; $L_{в3}$ – відстань від 2-ї осі до 3-ї осі візка;

$G_{цн}$ – маса цистерни; $G_{шп}$ – навантаження на шворень цистерни; $G_{в1}$ – навантаження на першу вісь візка; $G_{в2}$ – навантаження на другу вісь візка; $G_{в3}$ – навантаження на третю вісь візка.

Таблиця 5.3 – Навантаження на осях візка при зміні відстані від шворня до візка

	Споряджена автоцистерна, Н			Повна автоцистерна, Н		
	База 6300	База 7200	База 7500	База 6300	База 7200	База 7500
Навантаження на 1-у вісь візка	2550	2550	2550	9911	9911	9911
Навантаження на 2-у вісь візка	2550	2550	2550	9911	9911	9911
Навантаження на 3-у вісь візка	1680	963	757	6531	3744	2941
Сума на візок Гвк	6781	6064	5857	26353	23566	22763

5.3.2. Розрахунок поперечної стійкості автоцистерни

Постановка задачі розрахунку

Поперечна стійкість автоцистерни розраховується моделюванням кругових випробувань в усталеному режимі (при постійному радіусі, постійній швидкості і, отже, постійному поперечному прискоренні). При цьому розрахунку враховуються такі основні фактори, що впливають на стійкість, як висота центра ваги, ширина колії, а також фактори, що приводять до поперечного зміщення центра ваги (бокова жорсткість осі, бокова жорсткість підвіски і т.д.).

У випадку півпричепа вплив тягача моделюється з врахуванням вихідної бокової жорсткості поворотного шворня, яка свідчить про пружність підвіски, шин, шасі і опорно-зчіпного пристрою сидельного тягача на рівні поверхні землі [45,46].

При розрахунку повинні виконуватись наступні технічні вимоги:

- центр крену осі відповідає рівню поверхні землі;
- конструкція транспортного засобу вважається жорсткою;
- транспортний засіб встановлюється симетрично своїй осьовій лінії;
- деформації шини і підвіски є лінійними;
- поперечна деформація підвіски рівна нулю.

Розрахунок проводиться для умов максимального навантаження: завантажений транспортний засіб. В цьому стані максимального навантаження автоцистерна завантажується повністю без перевищення максимальної допустимої

маси і максимальних допустимих навантажень на колеса [46].

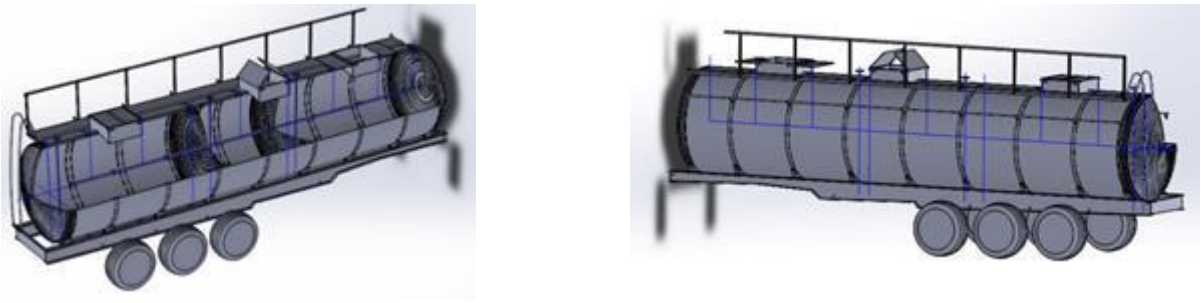


Рисунок 5.3 – Автоцистерна, прийнята для розрахунку

Метою розрахунку є оцінка поперечної стійкості цистерни-напівпричіпа (рис.5.3) для перевезення рідких харчових продуктів моделі G901 на відповідність ДСТУ UN/ECE R 111-00:2002.

Стійкість до перекидання транспортного засобу повинна бути такою, щоб транспортний засіб не пройшов через точку перекидання по досягненню поперечного прискорення, рівного 4 м/с^2 [298,299].

Розрахунок комбінованої бокової жорсткості і кута змодельованого крену транспортного засобу при підйомі колеса кожної осі/візка виконується при допомозі наступних формул [300].

5.4. ММЕ в завданнях стійкості каркасних конструкцій ТЗ

В [299] на основі ММЕ отримані вирази матриць жорсткості для типових модуль-елементів: площинного, рамного і призматичного, з яких можна сформулювати конструктивну схему транспортного засобу, зокрема його несівну систему. Несучі системи транспортних засобів представляють собою несучі каркаси, підкріплені набором підсилюючих елементів. Такі несучі системи можна вважати тонкостінними оболонками, тому оцінка загальної і місцевої стійкості корпусів (наприклад, в автобусах, напівпричепках-панелевозах) і їх окремих конструктивних елементів має велике практичне значення.

Розроблена методологія є основою для задач стійкості несучих конструкцій ТЗ. Розглядаючи стійкість окремої частини корпусу (наприклад, автобуса), що складається з декількох секцій, можна істотно уточнити значення критичних

навантажень для кожного елемента, який увійшов до складу цієї несучої системи.

Застосування ММЕ до завдань стійкості просторової конструкції полягає в її розбитті на окремі кінцеві елементи (стержневі, пластинчаті, об'ємні) і складанні для таких кінцевих елементів матриць жорсткості і стійкості. Після цього окремі кінцеві елементи збирають в єдину конструкцію з одночасним формуванням загальної матриці жорсткості і загальної матриці стійкості [299]. До тепер матриці жорсткості і стійкості для більшості моделей кінцевих елементів, що використовуються в ММЕ при розбитті інженерних конструкцій на кінцеві елементи, відомі. Основні труднощі використання ММЕ до завдань стійкості пов'язані з підготовкою великого об'єму початкової інформації для складної або нетипової конструкції і необхідність розв'язку систем лінійних рівнянь (СЛАР) алгебри.

При використанні ММЕ конструкцію ТЗ можна деталізувати до перевірки стійкості окремих площин обшивки (ділянка обшивки між поперечними і подовжніми ребрами жорсткості, підсилювальні поперечини, дуги і т. п.) і ребер. Це приведе до різкого зменшення довжин модуль-елементів, зростанню їх загального числа i , отже, до збільшення загальної трудомісткості розрахунку. Але головне, в цьому немає особливої необхідності, оскільки використовувані на практиці фізичні моделі для розрахунку стійкості корпусних пластин і ребер дуже добре відповідають їх реальним умовам роботи у складі корпусу ТЗ і, отже, дозволяють отримати цілком задовільну оцінку їх стійкості.

При оцінці стійкості каркасу несучої системи важливим є вплив на неї окремих пластин, ребер. При цьому граничні умови, які визначають взаємозв'язок даної несучої конструкції, наприклад основи кузова (підлоги) з суміжними боковинами, формулюються на основі дуже наближених підходів, що може помітно спотворити значення визначуваного критичного (ейлерового) навантаження.

Розглядаючи стійкість секції або частини корпусу ТЗ, що складається з декількох секцій, можна істотно уточнити значення критичних навантажень для кожного перекриття, яке увійшло до складу даної частини корпусу ТЗ. Саме для

вирішення такого дуже складного і громіздкого в обчислювальному відношенні завдання доцільно застосовувати ММЕ. Сам по собі цей метод може бути використаний і для розрахунку стійкості ізольованого корпусного перекриття, проте в цьому випадку його ефективність особливо не проявлятиметься в порівнянні з іншими використовуваними на практиці методами.

ММЕ доцільно використовувати, наприклад, при розрахунку кузовів автобусів на малотонажних шасі для варіантів зєднання їх з рамою-лонжероном шасі і формуванням несівних структур з інтеграцією поздовжніх несівних лонжеронів зі зниженням висоти підлоги у салоні в сегменті рами відкритого профілю базових малотонажних шасі [285].

Рішення задачі стійкості укрупнено може бути підрозділене на наступні етапи: побудова розрахункової моделі і вибір координатних функцій; обчислення матриць жорсткості і стійкості окремих модуль-елементів; формування системи рівнянь рівноваги усєї конструкції і визначення з цієї системи критерію втрати стійкості. Найбільша своєрідність при рішенні задачі по ММЕ мають перші два етапи. Розгляду цих двох етапів ми і головним чином приділятимемо тут увагу.

Особливості розрахункової схеми і моделей типових модуль-елементів. Об'єктом дослідження як і раніше залишається весь несучий корпус ТЗ (або значна частина його), який інтерпретується як тонкостінна непризматична складчаста оболонка, підкріплена перегородками і подовжньо-поперечними ребрами. Поперечний переріз такої оболонки має можливість деформуватися. При цьому метою є отримати рішення задачі про стійкість складної просторової пластинчато-стержневої конструкції, в якій можлива реалізація як форм місцевої втрати стійкості (окремих пластин і ребер жорсткості), так і форм втрати стійкості на рівні перекриттів, окремих модулів несучої конструкції ТЗ і конструкції в цілому. Тому ніяких спрощуючих допущень, пов'язаних з можливою відмінністю числових порядків подовжніх, дотичних і нормальних переміщень, спочатку не вводяться. Їх можна ввести при рішенні конкретних завдань шляхом аналізу і спрощення отриманих тут загальних матриць.

При побудові розрахункової схеми в завданні стійкості слід акцентувати

увагу на два моменти, які обговорювалися і в завданні статичної міцності, але розглядалися там як другорядні. Це, по-перше, облікування подовжніх і поперечних згинних моментів в серединній поверхні несучої оболонки і в основному відповідальність за втрату стійкості пластин в прольоті між ребрами жорсткості. І, по-друге, підкріплюючі зв'язки необхідно розглядати дискретно, оскільки вони роблять вплив на утворення форми втрати стійкості своїм конкретним місцерозташуванням у складі конструкції, що деформується. Тільки у тому випадку, коли ставиться завдання оцінити стійкість корпусу ТЗ з точністю до втрати стійкості перекриттів в цілому (не опускаючись до розгляду втрати стійкості окремих ребер жорсткості і пластин), допускається в цілях спрощення розрахункової схеми «розмазування» дрібних часто і регулярно розташованих ребер жорсткості по полю обшивки.

Проте у будь-якому випадку включення до складу розрахункової схеми модуль-елементів рамного типу стає обов'язковим [269].

При розгляді призматичних і непризматичних модуль-елементів подовжні зв'язки включаються до їх складу у вигляді самостійних подовжніх пластин (рис. 5.4, а). На цьому ж рисунку приведена модель напруженого стану призматичного модуль елемента. Аналогічна модель використовується і для непризматичного модуль-елемента. Моделі напруженого стану для площинного і рамного модуль-елементів наведені на рис. 5.4, б і в. Матриці стійкості модуль-елементів наведені в Додатку М.

5.5. ММЕ в завданнях гідропружності циліндричних оболонок

Результати розрахунку вібрації корпусу ТЗ представляють інтерес при конструюванні ТЗ, оскільки вібрація корпусу і його окремих елементів може викликати в корпусі автомобіля появу втомних тріщин, порушити роботу автомобільних машин, механізмів, робочої апаратури і різних вимірювальних приладів, встановлених на борту автомобіля, створити абсолютно несприятливі умови для перебування пасажирів і водія впродовж порівняно тривалого часу.

Іншим впливом на конструкції ТЗ є вплив на їх рух рідких і сипких вантажів.

В деяких випадках такий вплив є вирішальним і до того ж негативним, оскільки приводить до виникнення ДТП.

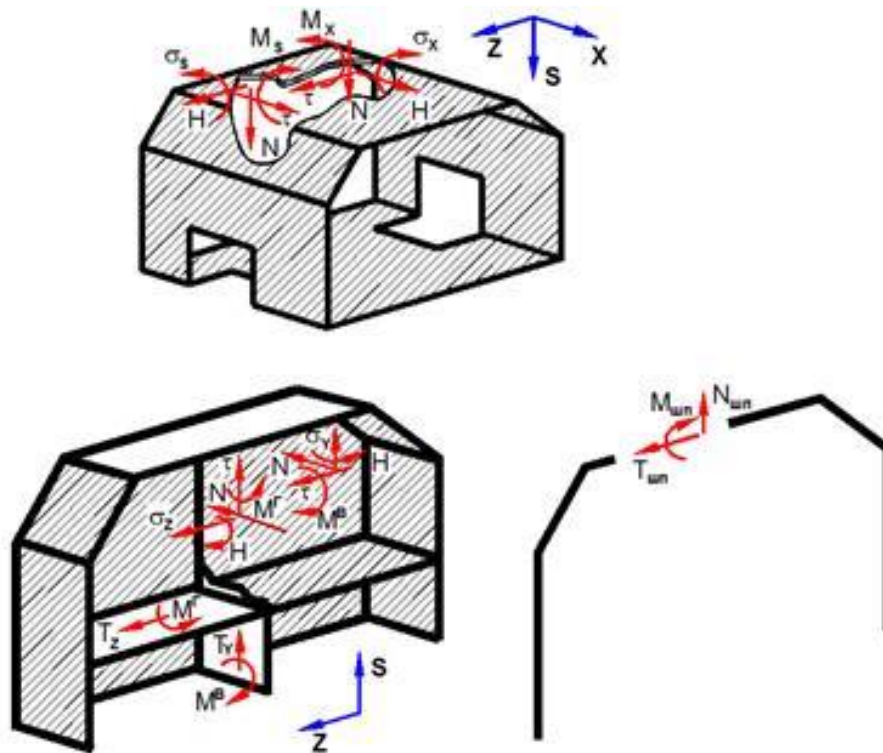


Рисунок 5.4 – Моделі напруженого стану для типових модуль-елементів:
а – призматичний, б – площинний, в – рамний

Переважає більшість практичних розрахунків по вібрації корпусу автоцистерни (загальна вібрація), по вібрації окремих перекриттів і пластин (місцева вібрація) робиться з використанням відомої концепції приєднаної маси води. До теперішнього часу отримана дуже велика інформація по приєднаних масах води. На жаль, при розрахунку вібрації нових типів автомобілів спостерігаються явища (деформація поперечних перерізів корпусу, помітний вплив місцевої вібрації окремих перекриттів автоцистерни на параметри загальної вібрації котла цистерни, і навпаки), які при визначенні приєднаних мас не враховувалися [301]. З цієї причини розрахункові схеми вібрації корпусу автоцистерни з використанням концепції приєднаних мас часто виявляються непридатними, оскільки її використання може привести до неприпустимих для практики помилок у визначенні параметрів вібрації.

Для отримання строгішої оцінки впливу рідких вантажів необхідно

розглядати взаємодію системи котел автоцистерни-рідина, причому з урахуванням пружності корпусних конструкцій, у рамках завдання гідропружності. Рішення даної задачі шукатимемо у формі ММЕ лише для гармонійних в часі процесів.

Рішення задачі про коливання корпусу автоцистерни як тонкостінної оболонки з рідиною розглядається при наступні прийнятих спрощуючих допущеннях. Для пружної оболонки допущення обумовлені формулюванням ММЕ:

- а) конструкція розбивається на модуль-елементи різних типів;
- б) жорсткісні характеристики для модуль-елементів визначаються на основі теорії тонкостінних складчастих оболонок;
- в) невідомі переміщення мають узагальнений характер із складним розподілом по контуру, що задається координатними функціями;
- г) апроксимація переміщень уздовж довжини модуль-елементів є лінійною.

Для рідкого середовища:

- а) рідина вважається нев'язкою і нестискуваною;
- б) гравітаційними хвилями даних коливань на вільній поверхні нехтуємо;
- в) рух рідини, викликаний коливаннями оболонки, вважається безвихоривим;
- г) швидкості руху рідини вважаються малими (квадратами швидкостей нехтуємо);
- е) крайові умови для потенціалу швидкостей рідини записуються для недеформованого положення граничних, контактуючих з рідиною поверхні котла автоцистерни.

Розглянемо пружну оболонку, що взаємодіє з рідким середовищем (рис. 5.5). Тут Ω – напівпростір, зайнятий рідиною; M – область, що обмежує пружну оболонку (межа); $M_{віль}$ – вільна поверхня рідини; $M_{рід}$ – поверхня контакту пружної оболонки з рідким середовищем; $M_{пов}$ – поверхня контакту пружної оболонки з повітряним середовищем; n_+ – зовнішня нормаль до граничного контура пружної оболонки; S – контурна координата.

Для вирішення поставленого завдання гідропружності надалі використовуватимемо ММЕ у поєднанні з методом граничних елементів. При

цьому власне оболонка (корпус котла) представляється у вигляді сукупності M модуль-елементів (рис. 5.6). Шар же рідини, дотичний до оболонки по межі $M_{\text{рід}}$, апроксимується поверхневими граничними елементами. Помітимо, що вказані граничні елементи будуть граничними елементами особливого типу. Вони, так само як і модуль-елементи оболонки, матимуть просторовий характер із складною конфігурацією (рис. 5.6,б). Назвемо їх для визначеності граничними модуль-елементами.

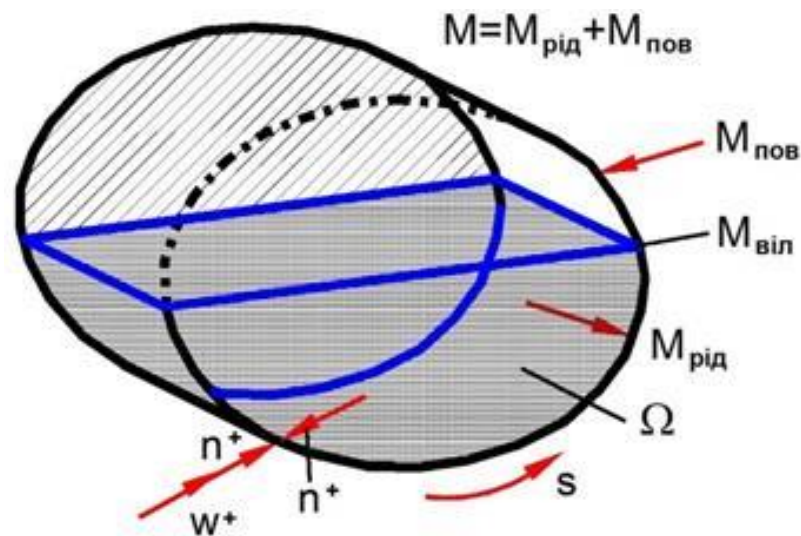


Рисунок 5.5 – Взаємодія оболонки з рідиною

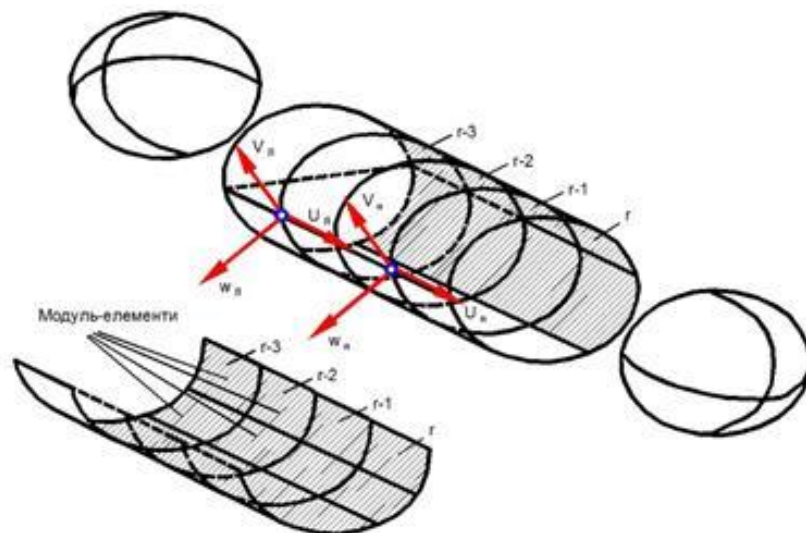


Рисунок 5.6 – Дискретизація: а – розбиття оболонки на модуль-елементи; б – апроксимація граничними модуль-елементами поверхні контакту рідини з оболонкою котла автоцистерни.

Прийmemo наступні допущення:

а) уся поверхня рідини, прилегла до змоченої поверхні е-го модуль-елемента, є один е-граничний модуль-елемент такої ж кривизни, як і модуль-елемент котла. Таким чином, граничних модуль-елементів рідині матимемо стільки, скільки і модуль-елементів оболонки, що мають контакт з рідиною, тобто за вирахуванням модуль-елементів, не дотичних до води. Ці граничні модуль-елементи рідини взаємодіятимуть один з іншим і з модуль-елементами оболонки в одних і тих же поперечних перерізах, тобто матимуть загальні межі і загальні вузли взаємодії;

б) для невідомі величини у е-того граничного модуль-елемента рідини приймаються значення потенціалів на його стикових кромках, тобто там, де шукаємо невідомі переміщення для модуль-елементів оболонки;

в) апроксимація потенціалу по полю граничного модуль-елемента робиться у формі, аналогічній апроксимації нормальних переміщень $w(x,s)$ по змоченій поверхні модуль-елемента, хоча в загальному випадку вид апроксимуючих функцій потенціалу може виявитися відмінним від виду апроксимуючих функцій для переміщення $w(x,s)$.

Виконання останніх трьох умов дозволяє досягти сполучення граничних модуль-елементів рідини і модуль-елементів оболонки, тобто і застосувати для вирішення завдання звичайно-елементну процедуру.

Рівняння рівноваги системи оболонка-рідину можна отримати з рівнянь Лагранжа другого роду

$$\frac{d}{dt} \frac{\delta T}{\delta \{Q(t)\}} + \frac{\delta \Pi}{\delta \{Q(t)\}} = \{P(t)\}_\Sigma, \quad (5.18)$$

де $T = T(\dot{u}, \dot{v}, \dot{\omega}, \Phi)$ – кінетична енергія коливної системи оболонка-рідина; $u(x,s,t)$; $v(x,t)$; $\omega(x,s,t)$ – компоненти переміщення серединної поверхні оболонки; $\Phi = \Phi(x,y,z,t)$ – потенціал швидкостей часток рідини усередині напівпростору Ω ; $\Pi = \Pi(u,v,\omega,t)$ – потенційна енергія пружної оболонки; $\{Q(t)\}$ – вектор вузлових переміщень оболонки в загальній системі координат; $\{P(t)\}_\Sigma$ – вектор

узагальнених вузлових зовнішніх навантажень.

Помітимо, що після виробництва усіх необхідних обчислювальних операцій (наводяться нижче) потенційна енергія Y і сумарна кінетична енергія T виявляються функціями вектору вузлових переміщень оболонки $\{Q(t)\}$.

Як відомо [301], потенціал швидкостей Φ повинен задовольняти рівнянню Лапласа

$$\nabla^2 \Phi(x, y, z, t) = 0 \quad \in \Omega, \quad (5.19)$$

а також наступним крайовим умовам:

$$\left. \begin{array}{l} \text{на поверхні коливного тіла (умова непротікання)} \\ \frac{\delta \Phi}{\delta n} = -\frac{\delta \omega}{\delta t} \in \Gamma_{\text{ж}} \\ \text{на вільній поверхні рідини} \\ \Phi = 0 \in \Gamma_0 \end{array} \right\}, \quad (5.20)$$

Поява знаку «мінус» в першій умові (5.20) пов'язано з тим, що позитивний напрям нормалі n - протилежно позитивному напрямку переміщення ω .

Додатково для пружної оболонки на контурі повинні виконуватися що відповідають для конкретного завдання кінематичні і силові граничні умови [299].

5.6. Дослідження характеристик стійкості автоцистерни

Незважаючи на постійне вдосконалення технологій виготовлення котлів цистерн, існує ряд геометричної недосконалості форми, які роблять істотний вплив на ПДВ котла. До цієї недосконалості, зокрема, відносять: відведення (угловатість) зварних швів, зміщення кромки швів і овальність. В результаті дії перерахованих чинників профіль обичайки котла цистерни стає некруговим, що у свою чергу відбивається на ПДВ конструкції.

Досвід проектування котлів цистерн і аналогічних резервуарів показав, що облік початкової недосконалості зможе понизити випадки порушення цілісності конструкції і число техногенних катастроф. У зв'язку з цим якісне і кількісне

дослідження початкової геометричної недосконалості котлів цистерн і впливу такої недосконалості на ПДВ конструкції є актуальним завданням.

Розробка і впровадження в практику чисельних методів розрахунку, зокрема, методу кінцевих елементів, дозволили робити розрахунки складних конструкцій і профілів.

Складність конструктивних форм і специфічні умови експлуатації пред'являють до розрахунків кузовів наливного рухомого складу своєрідні і підвищені вимоги [302-304]. Тенденція підвищення корисного об'єму котлів нафтоналивних цистерн, що склалася нині, при одночасному зниженні матеріаломісткості за рахунок використання тонкостінних конструкцій, призводить до істотного підвищення рівня напруженого стану. Необхідність забезпечення працездатності і надійності наливного рухомого складу визначає актуальність вирішення проблеми розрахункової оцінки несучої здатності елементів конструкцій, працюючих в складних умовах експлуатації.

Необхідною умовою підвищення ефективності досліджуваного зразка є максимізація критерію "продуктивність/витрати" при характерних для конкретного класу систем робочих впливів, що забезпечує мінімізацію витрат створення такого зразка. Характер взаємозв'язку норм і нормативів нормативної бази з цим критерієм дає змогу збалансувати співвідношення проведених досліджень і розрахунків з отриманими результатами.

При проведених дослідженнях враховувався Порядок перевірки цистерн для перевезення небезпечних вантажів, який затверджений наказом Мінінфраструктури та МВС від 12.05.2015 № 166/550, зареєстрований в Мін'юсті 05.06.2016 за № 663/27108, який забезпечує виконання Плану імплементації Директиви 2008/68/ЄС Європейського Парламенту та Ради про внутрішні перевезення небезпечних вантажів, схваленого розпорядженням Кабінету Міністрів України від 26.11.2014 № 1159, та відповідно до вимог розділу 6.8 міжнародних регламентів у сфері перевезення небезпечних вантажів, зокрема Європейської угоди про міжнародне дорожнє перевезення небезпечних вантажів (ДОПНВ), Правил перевезення небезпечних вантажів, Регламенту про міжнародне

залізничне перевезення небезпечних вантажів (РІД), Міжнародного кодексу морського перевезення небезпечних вантажів (МКМПНВ) та Європейської угоди про міжнародне перевезення небезпечних вантажів внутрішніми водними шляхами (ВОПНВ).

При проведених дослідженнях також враховувалися інші стандарти та методики [304]. Навантаження для дослідження цистерни визначаються з умови стійкості цистерни від перекидання, яке має вигляд вигляд

$$M_{уд} > M_{опр},$$

де $M_{уд}$ – момент, що утримує цистерну від перекидання;

$M_{опр}$ – момент, що викликає перекидання цистерни.

Перевертаючий момент створює інерційна сила і утримуюча – сила ваги. Ці сили прикладені в приведеному центрі мас цистерни.

На початку розрахунку визначалися величини статичних навантажень в подовжньому, у вертикальному згори-вниз і знизу-вгору і поперечному напрямках. На практиці зустрічаються випадки, коли цистерна здійснює не окремі маневри як переставка, поворот і гальмування, але і два маневри одночасно. Ці особливості руху також враховувалися при визначенні величини навантажень на елементи цистерни.

Була створена розрахункова стержнево-пластинчата модель автоцистерни. Граничні умови – місця установки упор і схема навантаження резервуара цистерни. Резервуари цистерни створювалися у вигляді поверхневої моделі в середовищі SolidWorks, яким після передачі в модуль міцнісного розрахунку, задавалася товщина стінок. Каркас цистерни створювався у вигляді пластин в редакторі SolidWorks, а окремі стержні виконувалися у вигляді стержневих елементів. Далі проводили вибір точок опори, а саме місць кріплення цистерни до рами. Після визначення точок опори конструкції, прикладали відповідні зусилля до частин конструкції. Далі проводилася генерація сітки.

Виконувалися розрахунки для резервуару цистерни з трьома секціями завдовжки 4 м і діаметру 2 м з двома варіантами поперечних перфорованих

перегородок: з конічною і перфорованою перегородками. Окрім поліпшення експлуатаційних властивостей частково заповненої автоцистерни внутрішні перегородки збільшують міцність і жорсткість цистерни, що дозволяє понизити загальну масу місткості шляхом застосування тонших стінок. Розглядалися варіанти заповнення резервуару цистерни на 40, 60 і 80%. Кінцевоелементні моделі містили від 150 до 300 тисяч кінцевих елементів. На рис.5.8 представлена модель резервуару автоцистерни з розміром перфорації перегородки 20 см, що включає 303185 кінцевих елементів. Крок за часом приймався рівним 0,015 с. Коефіцієнт поверхневого натягу рідини був прийнятий рівним 0,072 Н/м.

Початкова швидкість руху автомобіля склала 15 м/с, після чого рух відбувався з уповільненням 0,6g уздовж подовжньої осі, уздовж поперечної осі z – 0,3g. З рисунків (табл. 5.9) видно, що рідина здійснює рух в двох напрямках одночасно: прямолінійне уздовж подовжньої осі симетрії цистерни і поперечне до бічної стінки.

Аналіз отриманих результатів показав, що при значному зменшенні розміру перфорації, поведінка рідини в цистерні з перфорованими перегородками практично не відрізняється від аналогічного розрахунку для випадку з конічними перегородками, що розділяє резервуар цистерни на три окремі відсіки.

Проводилися дослідження напруги, переміщень, деформацій в елементах цистерни, напруги в перегородках і опорах цистерни.

Найбільша величина напруги в елементах кріплення досягає 171,7 МПа і носить локальний (точковий) характер. Напруга у більшості інших стержневих і пластинчатих елементах конструкції автоцистерни знаходяться на рівні 20-60 МПа, що є недостатнім для сталевих конструкцій і свідчить про те, що конструкція може бути вдосконалена і полегшена.

На рисунках (табл.5.8, табл.5.9) представлена схема розподілу напруги в оболонці резервуару. Її максимум спостерігається в нижній частині увігнутої (по відношенню до рідини) перегородки. Причому значення напруги перевищує межу текучості матеріалу.

Приклад дослідження МСЕ цистерни з конструкціями перегородок резервуару з конічною і з перфорованою перегородкою представлена на рис. 5.7, 5.8.

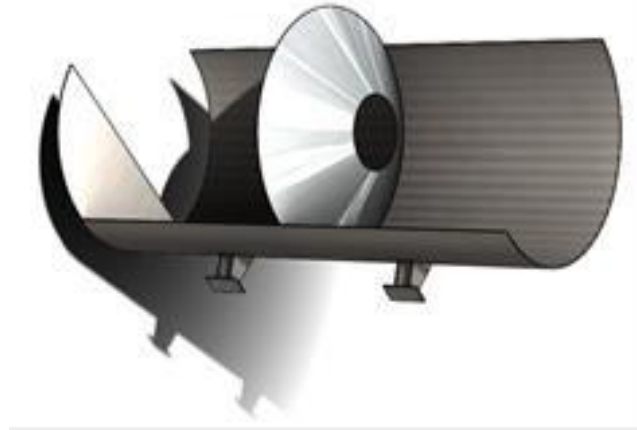
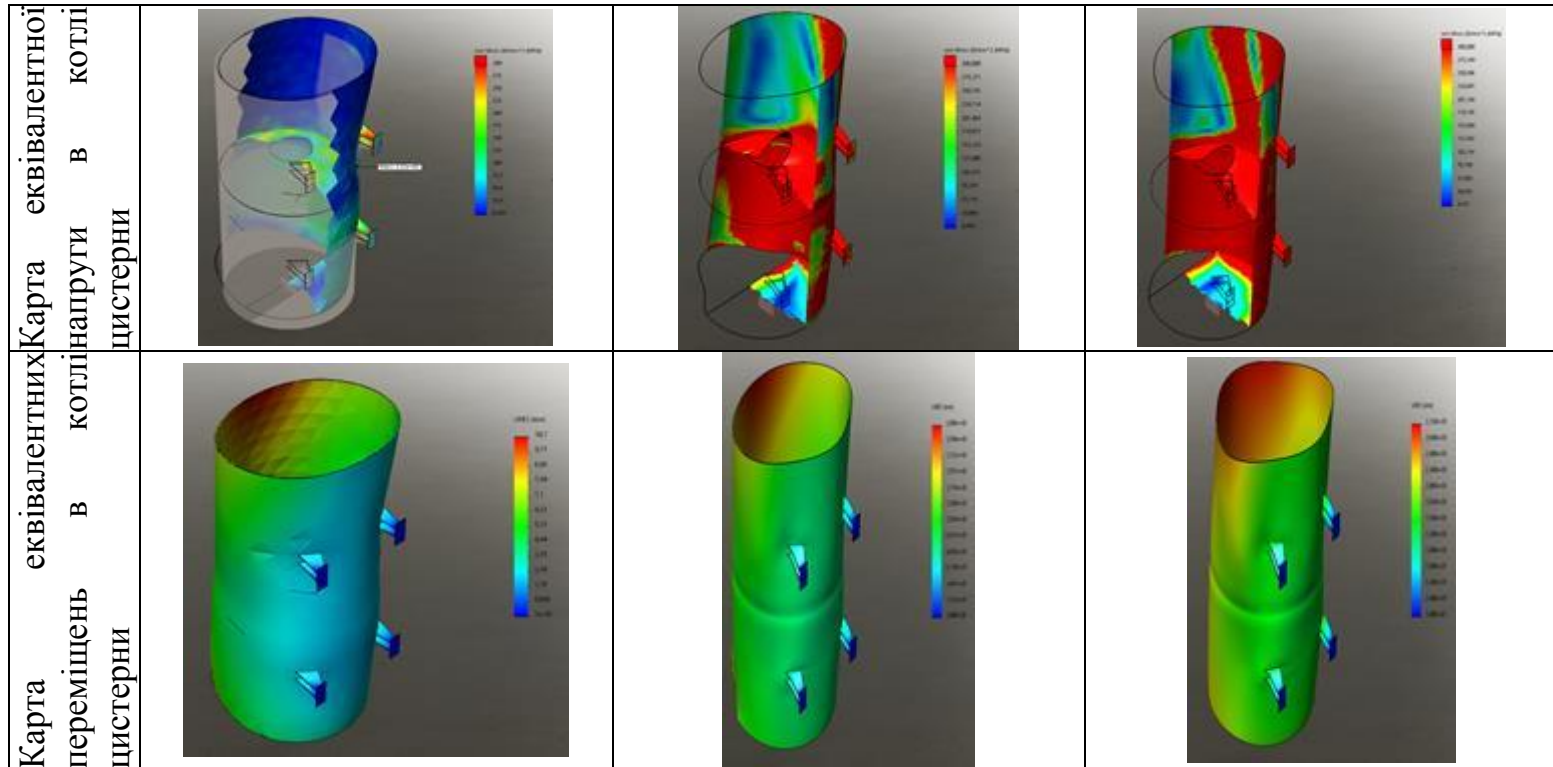


Рисунок 5.7 – Модель резервуару цистерни з конічною перегородкою

Таблиця 5.8 – Результати дослідження цистерни з конічною перегородкою

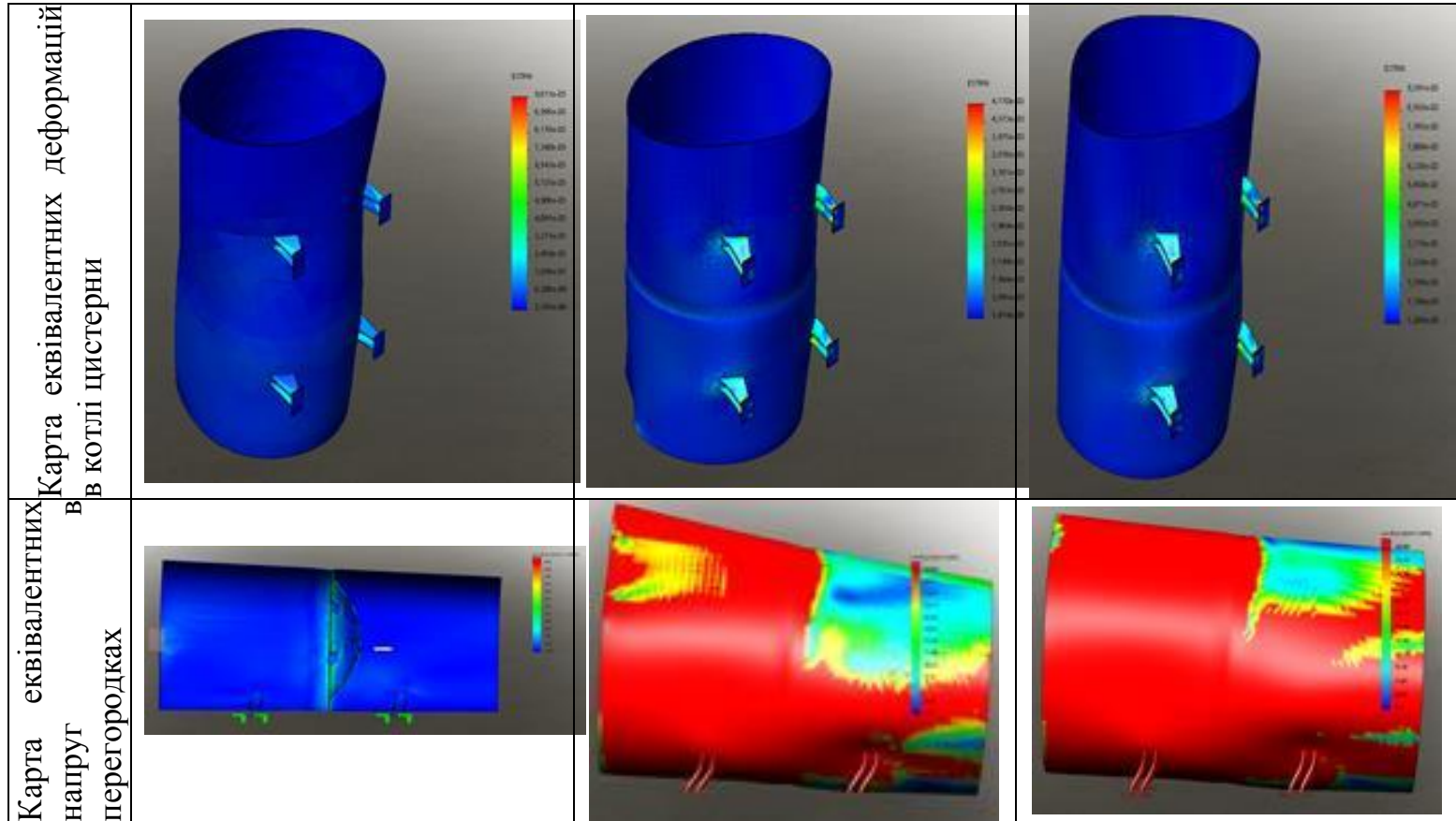
Наповнення цистерни		
40%	60%	80%

Продовження табл. 5.8.



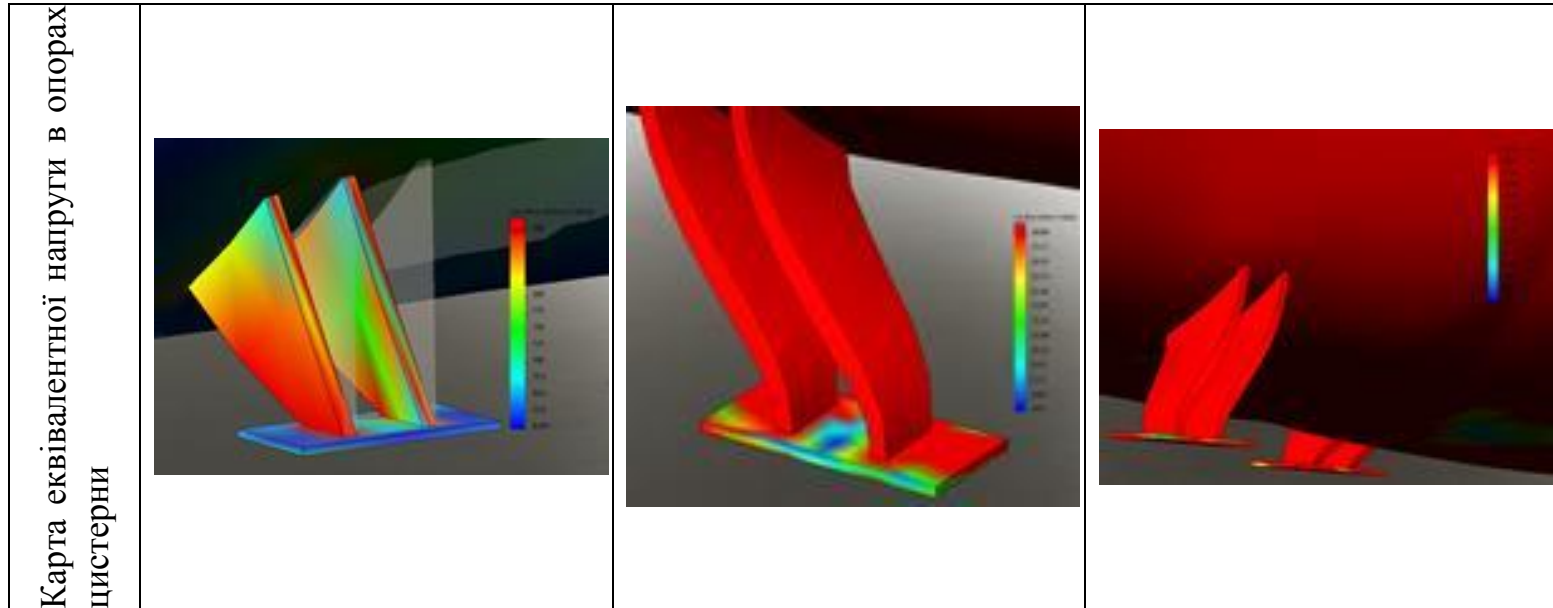
Для моделі резервуару цистерни з конічною перегородкою промодельовані режими наповнення цистерни 40%, 60, 80%. Оцінкою є карти еквівалентних напруги і переміщень.

Продовження табл. 5.8.



При режимі наповнення цистерни 60% карта еквівалентних напруги є найбільшою.

Продовження табл. 5.8.



Напруга в опорах оболонці резервуару спостерігається максимум напруги. Причому значення перевищує межу текучості матеріалу. Також її максимум спостерігається в нижній частині увігнутої (по відношенню до рідини) перегородки.

Резервуар цистерни з перфорованою перегородкою більш розповсюджений, оскільки технологічно простіший у виконанні. Його ефективність спів розмірна з конічною перегородкою (рис. 5.8).

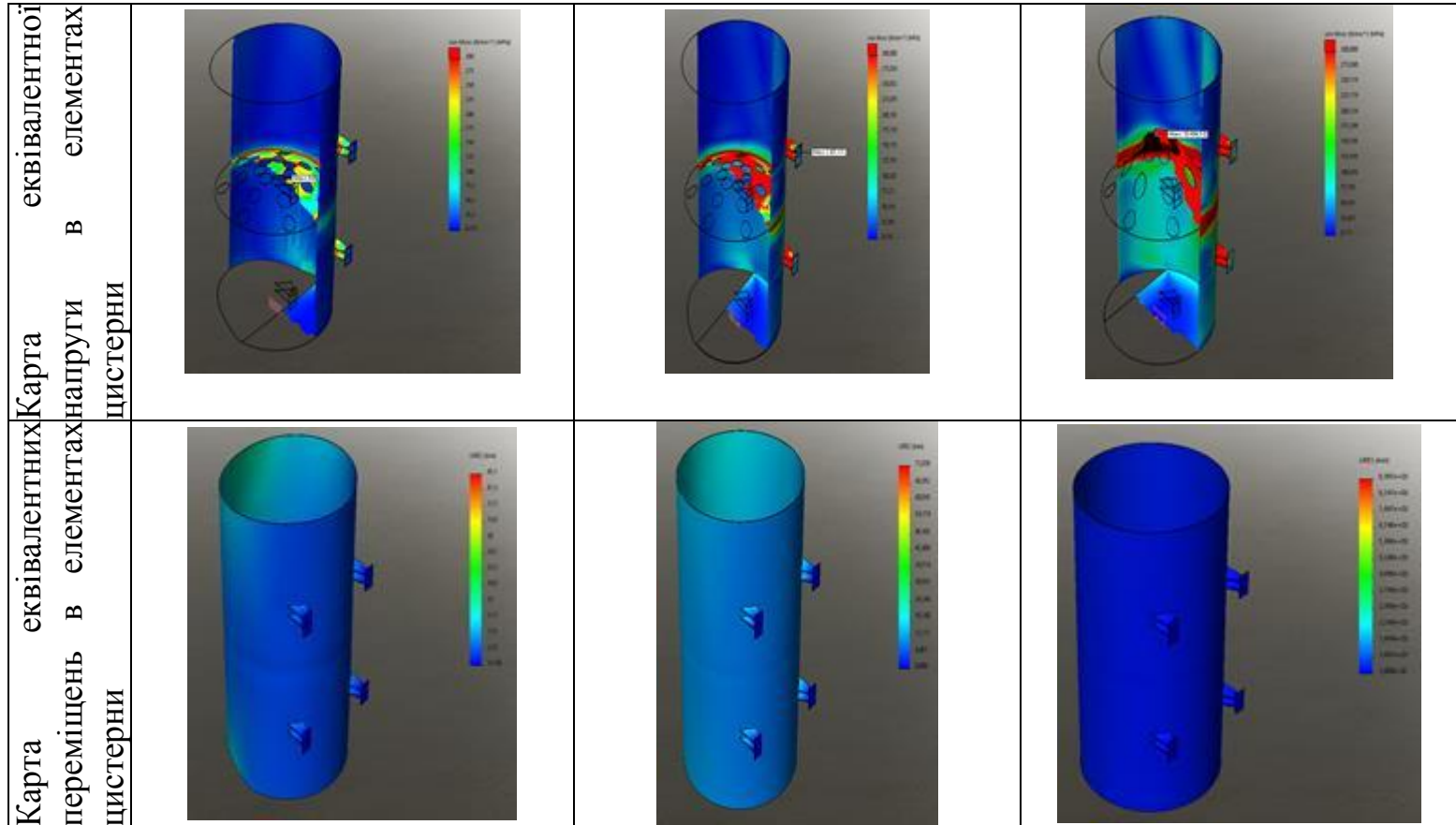


Рисунок 5.8 – Модель резервуару цистерни з перфорованою перегородкою

Таблиця 5.9 – Результати дослідження цистерни з перфорованою перегородкою

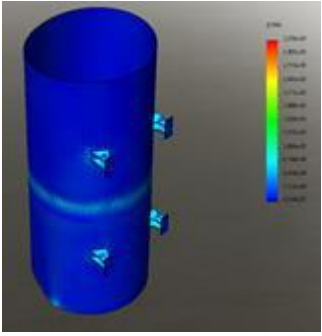
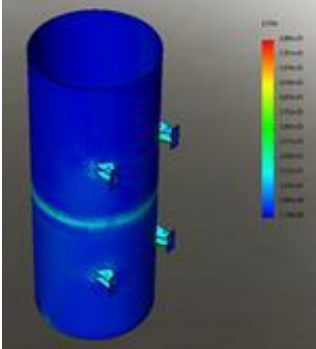
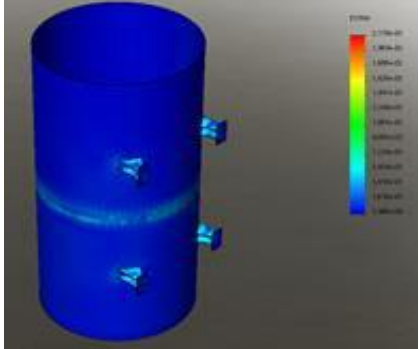
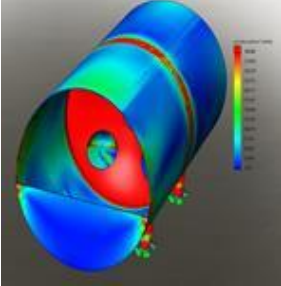
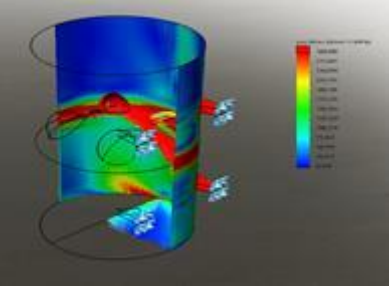
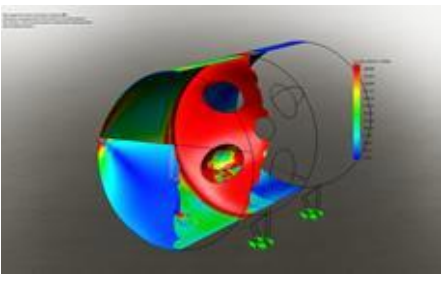
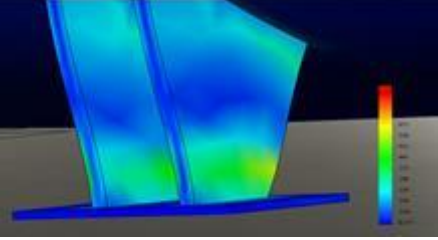
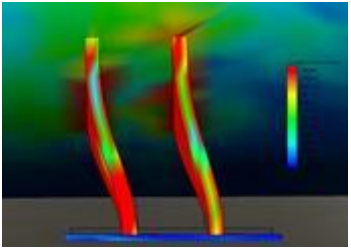
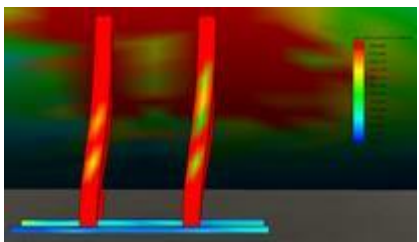
Наповнення цистерни			
	40%	60%	80%

Продовження табл. 5.9.



При режимі наповнення цистерни 80% карта еквівалентних напружень суттєво зростають, але не є критичними.

Продовження табл. 5.9.

Карта еквівалентних деформацій в елементах цистерни			
Карта еквівалентних напруг перегородках			
Карта еквівалентної наруги в опорах цистерни			

5.7. Виготовлення промислового зразка автоцистерни

Проведені розрахунки використовувалися при створенні промислового зразка автоцистерни для серійного виробництва (рис. 5.9) (Додаток Н).



Рисунок 5.9 – Промисловий зразок автоцистерни підготовлений для серійного виробництва

Трисекційна автоцистерна вантажністю 25 тон і об'ємом 28 м³ використовується для транспортування концентратів соків. Для виготовлення котла цистерни круглого перерізу використовується якісна низьколегована сталь товщиною 4 мм. Створена конструкція автоцистерни визначається надійною конструкцією, пониженою масою, низьким центром ваги, міцною сталеву напіврамою.

У конструкцію напівпричепа входять три осі, вироблені в Німеччині на підприємстві BPW. Напівпричеп забезпечений пневматичною підвіскою. Гальмівна система Wabco 4S/2M, з наявністю ABS/EBS/RSS забезпечує стабільний рух на проблемних ділянках дороги.

Система верхнього наливу має алюмінієва кришка горловини DN 500/250 і вентиляційний клапан з полум'ягасником.

Система зливу містить сталевий трубопровід 3", донні клапани DN 100 з пневматичним управлінням, кульові зливні крани Ду 80 с швидкознімними з'єднаннями Camlock/Fidlock.

Комплекс засобів безпеки забезпечується наявністю захисного короба горловини, контура заземлення (4 точки), котушки заземлення (трос 15м), двома

вогнегасниками в пластиковому ящику, світловідбивним контурним маркуванням, автоматичним закриванням донних клапанів при закритому технологічному ящику.

В комплектацію автоцистерни входить також: технологічний ящик з правого боку, 2-х пластиковий пенал під зливний рукав, 2-х напірно-всмоктуючий рукав Du76, сходи, трап 400мм, підйомний поручень, пластиковий інструментальний ящик, противідкатні пластикові упори.

Висновки до розділу 5

На основі проведених теоретичних і експериментальних досліджень можна зробити такі висновки:

Сформувавши ознак, що описують конструктивні елементи автомобільних цистерн, і, застосувавши почленної диз'юнкції елементів трьох множин було вибрано раціональні варіанти напрямків вдосконалення конструкцій автоцистерн.

Розроблена двомірна модель оптимізації розподілу навантажень на осі та опорно-зчпний пристрій цистерни-напівпричепу з умов статичних та динамічних навантажень в рамках законодавчих нормативних вимог щодо гальмівних характеристик та стійкості руху автопоїзда дала можливість раціонально зкомпонувати основні компоненти напівпричепи-автоцистерни. Розрахунок поперечної стійкості автоцистерни підтвердив правильність проведених заходів. Модель дозволяє на стадії авант-проекту і формування технічного завдання спрогнозувати навантаження на осі візка напівпричепи чи автоцистерни.

На основі методу модуль-елементів отримані вирази матриць жорсткості для типових модуль-елементів: площинного, рамного і призматичного, з яких можна сформувати конструктивну схему транспортного засобу, зокрема його несучу систему. Несівні системи транспортних засобів представляють собою несівні каркаси, підкріплені набором підсилюючих елементів. Такі несівні системи можна вважати тонкостінними оболонками, тому оцінка загальної і місцевої стійкості корпусів (наприклад, в автобусах, напівпричепках-панелевозах) і їх

окремих конструктивних елементів має велике практичне значення.

Розроблена методологія є основою для задач стійкості несівних конструкцій ТЗ. Розглядаючи стійкість окремої частини корпусу (наприклад, автобуса), що складається з декількох секцій, можна істотно уточнити значення критичних навантажень для кожного елемента, який увійшов до складу цієї несучої системи. Це дало можливість зменшити великі об'єми початкової інформації для складної або нетипової конструкції і необхідність розв'язку систем лінійних рівнянь алгебри в методах кінцевих елементів. Трудомісткість при цьому можна зменшити в 10-15 разів.

Метод модуль-елементів в завданнях гідропружності циліндричних оболонки дозволив формувати розв'язкові системи рівнянь для задач, пов'язаних з гідропружністю.

Проведені розрахунки використовувалися при створенні промислового зразка автоцистерни для серійного виробництва.

Матеріали до цього розділу опубліковані у наступних роботах автора [28, 34, 43, 45, 46].

РОЗДІЛ 6 ДИНАМІКА РОБОТИ САТКГМ НА ТВЕРДИХ ОПОРНИХ ПОВЕРХНЯХ (АВТОДОРОГАХ)

6.1. Дослідження динаміки руху дволанкового автовоза

Рухомі транспортні механічні системи з пружно закріпленими вантажами мають широке розповсюдження. Прикладом можуть бути евакуатори, автовози, секційні автобуси і тролєбуси, десантні літаки, залізничні платформи з машинами (комбайнами, тракторами, автомобілями), морські пароми. Типовою дволанковою рухомою транспортною механічною системою є шарнірно зчленований колісний засіб з пружно закріпленими вантажами – дволанковий автовоз, що перевозить легкові автомобілі. Для об'єктивного дослідження динамічних процесів, що відбуваються під час руху такої машини, необхідно створити математичну модель, яка б відображала особливості компонування та взаємодію її основних ланок [305-309].

Вивчення динамічних процесів транспортних засобів починається традиційно з математичного моделювання [310,311]: опрацьовуються набір припущень [312], складаються рівняння механічної моделі (рівняння, що описують динаміку системи, можуть базуватися на принципі Даламбера, диференціальних рівнянь системи твердих тіл, рівнянь Лагранжа другого роду чи рівнянь Ньютона, канонічних рівнянь Гамільтона або їх можна скласти за методом Кейна [313-315]) та виконують аналітичне чи числове дослідження. Причому можна або отримувати відразу громіздкі результати [282-283], або йти шляхом поступового ускладнювання задач і самих систем, об'єднувати в математичні моделі динаміки механічної системи часткові математичні моделі його підсистем [316].

При створенні математичної моделі необхідно врахувати коливання автомобілів, що пружно закріплені на вантажних платформах напівпричепу. Тому в розрахункових схемах шарнірно-з'єднаних дволанкових САТКГМ, окремі вантажі виділені як пружно закріплені, жорсткі інерційні тіла з такими характеристиками як маси, координати центрів мас, моменти інерції відносно цих

центрів. В розрахункових схемах передбачена можливість їх перпендикулярного переміщення відносно опорних поверхонь вантажних платформ напівпричепа САТКГМ [314].

Рух САТКГМ залежить в першу чергу від крутного моменту двигуна, жорсткості підвіски, коліс та трансмісії, характеристик гальм тощо. Тому ці характеристики відображені в математичній моделі руху САТКГМ.

Створювані розрахункові схеми САТКГМ з шарнірним зчленуванням тягача із напівприцепом повинні враховувати їх плоскопаралельний рух в поздовжній вертикальній площині і відмічений вище рух вантажів.

За розрахункову схему шарнірно-з'єднаної дволанкової САТКГМ з пружно закріпленими вантажами було прийнято таку, як показано на рис.6.1, де виділено тягач, що шарнірно з'єднаний з напівприцепом, пружно закріплені вантажі, ведучі і керовані колеса та пружні зв'язки між ними [306].

На рис. 6.1 позначено: $X_0O_0Z_0$ – нерухома координатна система; $X_1O_1Z_1, X_2O_2Z_2$ – рухомі координатні системи, що жорстко пов'язані з шасі тягача та рамою напівпричепу; D – центр шарніру, що зчленовує дві ланки САТКГМ; C_T, C_{Π}, C_{ei} – центри ваги тягача, напівпричепа та i -того вантажу, $i=1,..,n$, n – кількість вантажів, що транспортує шарнірно-зчленована САТКГМ; G_T, G_{Π}, G_{ei} – їх сили ваги відповідно; M_T – приведений до осі ведучого колеса тягача крутний момент від двигуна САТКГМ.

Надалі використовувалися загальноприйняті для дослідження динаміки САТКГМ припущення [24,307-310].

На підставі прийнятої розрахункової схеми і вибраних систем координат, за узагальнені координати приймемо (рис. 6.2) $q_1 = {}^0X_{01}, q_2 = {}^0Z_{01}$ – координати початку O_1 координатної системи $X_1O_1Z_1$ в нерухомій системі координат $X_0O_0Z_0$; $q_3 = {}^0\varphi_{01}$ – кут повороту рухомої системи координат $X_1O_1Z_1$ відносно нерухомої системи координат; $q_4 = {}^1\varphi_{02}$ – кут повороту рухомої системи координат $X_2O_2Z_2$ відносно рухомої системи координат $X_1O_1Z_1$;

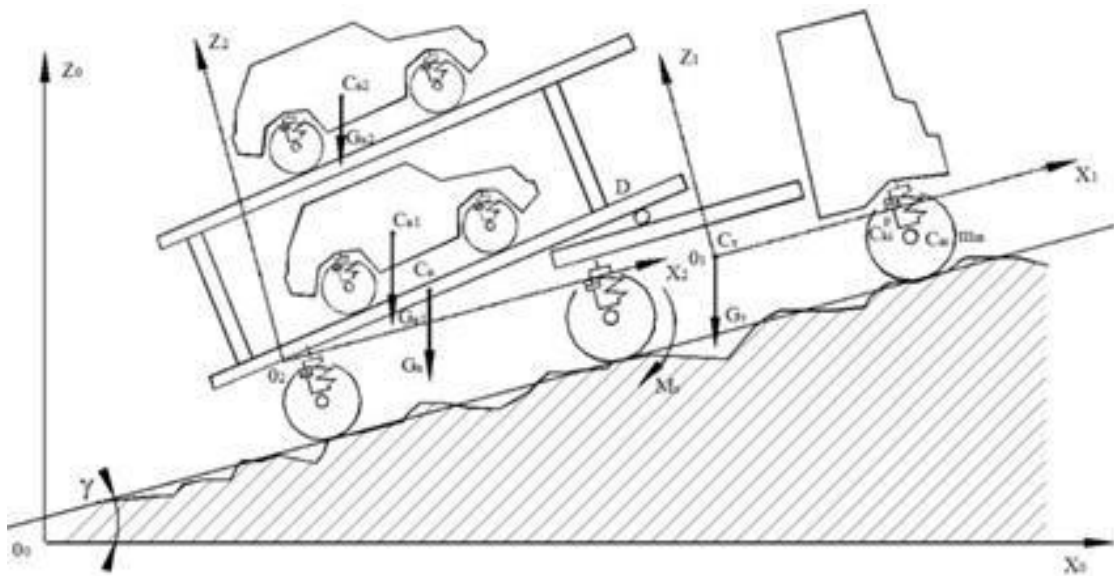


Рисунок 6.1 – Розрахункова схема дволанкової САТКГМ з пружно закріпленими вантажами.

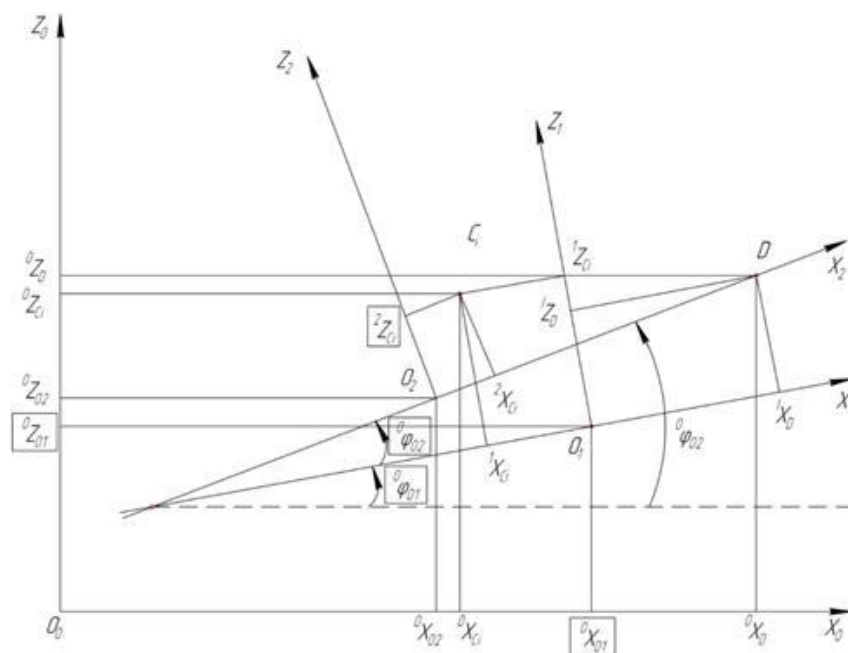


Рисунок 6.2 – Узагальнені координати $q_1 = {}^0X_{01}$; $q_2 = {}^0Z_{01}$; $q_3 = {}^0\varphi_{01}$; $q_4 = {}^1\varphi_{02}$;
 $q_{4+i} = {}^2Z_{ci}, i = 1..n$

$q_{4+i} = {}^2Z_{ci}, i = 1..n$ – координати центрів мас вантажів, n – кількість вантажів;
 $q_{4+n+j} = \varphi_j, j = 1..m$ – кути повороту валу j -того ведучого колеса, m – кількість ведучих коліс. Таким чином, механічна система “шарнірно-зчленована дволанкова колісна транспортна машина”, що представлена плоскою

розрахунковою схемою (див.рис.6.1), має $s=4+n+m$ ступенів вільності.

Кінетична енергія механічної системи “трансмсія тягача–напівпричеп–вантажі” дорівнює:

$$T = T_T + T_{II} + \sum_{i=1}^n T_{ei} + \sum_{j=1}^m T_{kj};$$

або

$$\begin{aligned} T = & \frac{1}{2} M (\dot{X}_{01})^2 + \frac{1}{2} M (\dot{Z}_{01})^2 + \frac{1}{2} (\dot{\varphi}_{01})^2 [m_T (O_1 C_T)^2 + J_{CT} + m_{II} [(L_4 + L_6)^2 + (L_3 + L_5)^2] + J_{CII} + \\ & + \sum_{i=1}^n \{ [(L_4 + L_{8i})^2 + (L_3 + L_{7i})^2] m_{ei} + J_{ei} \}] + \frac{1}{2} (\dot{\varphi}_{02})^2 [m_n [(L_5)^2 + (L_6)^2] + J_{CII} + \\ & + \dot{Z}_{01} \cos(\varphi_{01} + \varphi_{02}) \sum_{i=1}^n \dot{Z}_{Ci} m_{ei} + \dot{\varphi}_{01} \dot{\varphi}_{02} [m_{II} [(L_4 + L_6)L_6 + (L_3 + L_5)L_5] + J_{CII} + \\ & + \sum_{i=1}^n \{ [(L_{8i})^2 + (L_{7i})^2] m_{ei} + J_{ei} \}] + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n (\dot{Z}_{Ci})^2 m_{ei} - \dot{X}_{01} \dot{\varphi}_{01} [m_T L_2 + (L_4 + L_6) m_{II} + \sum_{i=1}^n (L_4 + L_{8i}) m_{ei}] + \\ & + \dot{Z}_{01} \dot{\varphi}_{01} [m_T L_1 + (L_3 + L_5) m_{II} + \sum_{i=1}^n (L_3 + L_{7i}) m_{ei}] - \dot{X}_{01} \dot{\varphi}_{02} (L_6 m_{II} + \sum_{i=1}^n L_{8i} m_{ei}) + \\ & + \dot{Z}_{01} \dot{\varphi}_{02} (L_5 m_{II} + \sum_{i=1}^n L_{7i} m_{ei}) - \dot{X}_{01} \sin(\varphi_{01} + \varphi_{02}) \sum_{i=1}^n \dot{Z}_{Ci} m_{ei} + \\ & + \sum_{i=1}^n \{ [(L_4 + L_{8i})L_{8i} + (L_3 + L_{7i})L_{7i}] m_{ei} + J_{ei} \}] + \\ & + \dot{\varphi}_{01} \left[\sin(\varphi_{01} + \varphi_{02}) \sum_{i=1}^n (L_4 + L_{8i}) \dot{Z}_{Ci} m_{ei} + \cos(\varphi_{01} + \varphi_{02}) \sum_{i=1}^n (L_3 + L_{7i}) \dot{Z}_{Ci} m_{ei} \right] + \\ & + \dot{\varphi}_{01} \left[\sin(\varphi_{01} + \varphi_{02}) \sum_{i=1}^n L_{8i} \dot{Z}_{Ci} m_{ei} + \cos(\varphi_{01} + \varphi_{02}) \sum_{i=1}^n L_{7i} \dot{Z}_{Ci} m_{ei} \right] + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^m J_{kj} (\dot{\varphi}_{kj})^2. \end{aligned} \quad (6.1)$$

де

$$\begin{cases} L_1 = {}^1 X_{CT} \cos \varphi_{01} - {}^1 Z_{CT} \sin \varphi_{01}; \\ L_2 = {}^1 X_{CT} \sin \varphi_{01} + {}^1 Z_{CT} \cos \varphi_{01}; \\ L_3 = {}^1 X_D \cos \varphi_{01} - {}^1 Z_D \sin \varphi_{01}; \\ L_4 = {}^1 X_D \sin \varphi_{01} + {}^1 Z_D \cos \varphi_{01}; \\ L_5 = ({}^2 X_{CII} - O_2 D) \cos(\varphi_{01} + \varphi_{02}) - {}^2 Z_{CII} \sin(\varphi_{01} + \varphi_{02}); \\ L_6 = ({}^2 X_{CII} - O_2 D) \sin(\varphi_{01} + \varphi_{02}) + {}^2 Z_{CII} \cos(\varphi_{01} + \varphi_{02}); \\ L_{7i} = ({}^2 X_{Ci} - O_2 D) \cos(\varphi_{01} + \varphi_{02}) - {}^2 Z_{Ci} \sin(\varphi_{01} + \varphi_{02}); \\ L_{8i} = ({}^2 X_{Ci} - O_2 D) \sin(\varphi_{01} + \varphi_{02}) + {}^2 Z_{Ci} \cos(\varphi_{01} + \varphi_{02}). \end{cases}$$

m_T, m_{II}, m_{ei} – маси тягача, напівпричепа, i -того вантажу відповідно;
 J_{CT}, J_{CII}, J_{ei} – моменти інерції тягача, напівпричепа, i -того вантажу відносно осей, які перпендикулярні площині розташування розрахункової схеми і проходять через їх центри мас.

Використовуючи рівняння Лагранжа другого роду [262,305,308] можна побудувати математичну модель руху основних елементів автовозу та вантажів в такому вигляді:

$$\begin{aligned}
& {}^0\ddot{X}_{01}M - {}^0\ddot{\varphi}_{01} \left[m_T L_2 + m_I (L_4 + L_6) + \sum_{i=1}^n m_{a^3} (L_4 + L_{8i}) \right] - \\
& - {}^1\ddot{\varphi}_{02} \left(m_I L_6 + \sum_{i=1}^n m_{a^3} L_{8i} \right) - \sin({}^0\varphi_{01} + {}^1\varphi_{02}) \sum_{i=1}^n {}^2\ddot{Z}_{Ci} m_{a^3} + \\
& + f_1(q_k, \dot{q}_k, k = 1, \dots, 4+n) = \\
& = \left\{ \sum_{j=1}^m \frac{C^{\tau} \hat{E} \cdot \dot{\Delta} \cdot j}{R_{\hat{E} \cdot \dot{\Delta} \cdot j}} \left[(\varphi_j - \varphi^{\ddot{\tau} \cdot j}) - \frac{\sqrt{({}^0X_{\ddot{\tau} \cdot j} - {}^0X^{\ddot{\tau} \cdot j})^2 + ({}^0Z_{\ddot{\tau} \cdot j} - {}^0Z^{\ddot{\tau} \cdot j})^2}}{R_{\hat{E} \cdot \dot{\Delta} \cdot j}} \right] - \right. \\
& \left. - \text{sign}({}^0\dot{X}_{01}) f_d \left[\sum_{j=1}^{m_1} F^{\text{нр}}{}_{оп.т. j} + \sum_{j=1}^{m_2} F^{\text{нр}}{}_{оп.п. j} \right] \right\} \cos \gamma + \\
& + \left(\sum_{j=1}^{m_1} \left[F^{\text{нр}}{}_{оп.т. j} + \alpha_{оп.т. j} \left\{ {}^0\dot{Z}_{оп.т. j} - \frac{d[{}^0Z_d({}^0X_{оп.т. j})]}{d({}^0X_{оп.т. j})} \cdot {}^0\dot{X}_{оп.т. j} \right\} \right] + \right. \\
& \left. + \sum_{j=1}^{m_2} \left[F^{\text{нр}}{}_{оп.п. j} + \alpha_{оп.п. j} \left\{ {}^0\dot{Z}_{оп.п. j} - \frac{d[{}^0Z_d({}^0X_{оп.п. j})]}{d({}^0X_{оп.п. j})} \cdot {}^0\dot{X}_{оп.п. j} \right\} \right] \right) \sin \gamma . \\
& {}^0\ddot{Z}_{01}M + {}^0\ddot{\varphi}_{01} \left[m_T L_1 + m_I (L_3 + L_5) + \sum_{i=1}^n m_{a^3} (L_3 + L_{7i}) \right] + \\
& + {}^1\ddot{\varphi}_{02} \left(m_I L_5 + \sum_{i=1}^n m_{a^3} L_{7i} \right) + \cos({}^0\varphi_{01} + {}^1\varphi_{02}) \sum_{i=1}^n {}^2\ddot{Z}_{Ci} m_{a^3} + \\
& + f_2(q_k, \dot{q}_k, k = 1, \dots, 4+n) = - \left(m_T + m_{II} + \sum_{i=1}^n m_{ei} \right) g +
\end{aligned} \tag{6.2}$$

$$\tag{6.3}$$

$$\begin{aligned}
& + \left\{ \sum_{j=1}^m \frac{C_{K.T.j}^\tau}{R_{K.T.j}} \left[(\varphi_j - \varphi^{noy_j}) - \frac{\sqrt{({}^0X_{OП.T.j} - {}^0X^{noy_{OП.T.j}})^2 + ({}^0Z_{OП.T.j} - {}^0Z^{noy_{OП.T.j}})^2}}{R_{K.T.j}} \right] - \right. \\
& - \operatorname{sign}({}^0\dot{X}_{01}) f_d \left[\sum_{j=1}^{m_1} F^{npyoc_{OП.T.j}} + \sum_{j=1}^{m_2} F^{npyoc_{OП.П.j}} \right] \left. \right\} \sin \gamma - \\
& - \left(\sum_{j=1}^{m_1} \left[F^{npyoc_{OП.T.j}} + \alpha_{OП.T.j} \left\{ {}^0\dot{Z}_{OП.T.j} - \frac{\partial [{}^0Z_d({}^0X_{OП.T.j})]}{\partial ({}^0X_{OП.T.j})} \cdot {}^0\dot{X}_{OП.T.j} \right\} \right] - \right. \\
& \left. - \sum_{j=1}^{m_2} \left[F^{npyoc_{OП.П.j}} + \alpha_{OП.П.j} \left\{ {}^0\dot{Z}_{OП.П.j} - \frac{\partial [{}^0Z_d({}^0X_{OП.П.j})]}{\partial ({}^0X_{OП.П.j})} \cdot {}^0\dot{X}_{OП.П.j} \right\} \right] \right) \cos \gamma \\
& - {}^0\ddot{X}_{01} \left[m_T L_2 + m_{II} (L_4 + L_6) + \sum_{i=1}^n m_{ei} (L_4 + L_{8i}) \right] + \\
& + {}^0\ddot{Z}_{01} \left[m_T L_1 + m_{II} (L_3 + L_5) + \sum_{i=1}^n m_{ei} (L_3 + L_{7i}) \right] + \\
& + {}^0\ddot{\varphi}_{01} [m_T (O_1 C_T)^2 + J_{CT} + m_{II} [(L_4 + L_6)^2 + (L_3 + L_5)^2] + J_{CII} + \\
& + \sum_{i=1}^n \{ m_{ei} [(L_4 + L_{8i})^2 + (L_3 + L_{7i})^2] + J_{ei} \}] + \\
& + {}^1\ddot{\varphi}_{02} [m_I [(L_4 + L_6)L_6 + (L_3 + L_5)L_5] + J_{\bar{N}\bar{I}} + \\
& + \sum_{i=1}^m \{ m_{ei} [(L_4 + L_{8i})L_{8i} + (L_3 + L_{7i})L_{7i}] + J_{ei} \}] + \\
& + \sum_{i=1}^n {}^2\ddot{Z}_{Ci} m_{ei} [\sin({}^0\varphi_{01} + {}^1\varphi_{02})(L_4 + L_{8i}) + \cos({}^0\varphi_{01} + {}^1\varphi_{02})(L_3 + L_{7i})] + \\
& + f_3(q_k, \dot{q}_k, k = 1, \dots, 4 + n) = \\
& = -G_T [{}^1X_{CT} \cos {}^0\varphi_{01} - {}^1Z_{CT} \sin {}^0\varphi_{01}] - \\
& - G_{II} [{}^1X_D \cos {}^0\varphi_{01} - {}^1Z_D \sin {}^0\varphi_{01} - O_2 D \cdot \cos({}^0\varphi_{01} + {}^1\varphi_{02}) + \\
& + {}^2X_{CII} \cos({}^0\varphi_{01} + {}^1\varphi_{02}) - {}^2Z_{CII} \sin({}^0\varphi_{01} + {}^1\varphi_{02})] - \\
& - \sum_{i=1}^n G_{ei} \cdot [{}^1X_D \cos {}^0\varphi_{01} - {}^1Z_D \sin {}^0\varphi_{01} - O_2 D \cdot \cos({}^0\varphi_{01} + {}^1\varphi_{02}) + \\
& + {}^2X_{Ci} \cos({}^0\varphi_{01} + {}^1\varphi_{02}) - {}^2Z_{Ci} \sin({}^0\varphi_{01} + {}^1\varphi_{02})] +
\end{aligned} \tag{6.4}$$

$$\begin{aligned}
& + \sum_{j=1}^m F^{m\alpha\epsilon}{}_{\kappa.T.j} \cdot \left[{}^1X_{O\Pi.T.j} \sin({}^0\varphi_{01} - \gamma) - {}^1Z_{O\Pi.T.j} \cos({}^0\varphi_{01} - \gamma) \right] + \\
& + \sum_{j=1}^{m_1} \left\{ (R_{O\Pi.T.j} + F^{mep}{}_{O\Pi.T.j}) \cdot \left[{}^1X_{O\Pi.T.j} \cos({}^0\varphi_{01} - \gamma) - {}^1Z_{O\Pi.T.j} \sin({}^0\varphi_{01} - \gamma) \right] - \right. \\
& - \operatorname{sign}({}^0\dot{X}_{01}) \cdot F^{O\Pi}{}_{\kappa.T.j} \cdot \left[{}^1X_{O\Pi.T.j} \sin({}^0\varphi_{01} - \gamma) - {}^1Z_{O\Pi.T.j} \cos({}^0\varphi_{01} - \gamma) \right] \left. \right\} + \\
& + \sum_{j=1}^{m_2} \left\{ (R_{O\Pi.\Pi.j} + F^{mep}{}_{O\Pi.\Pi.j}) \cdot \left[{}^1X_{O\Pi.\Pi.j} \cos({}^0\varphi_{01} - \gamma) - {}^1Z_{O\Pi.\Pi.j} \sin({}^0\varphi_{01} - \gamma) \right] - \right. \\
& - \operatorname{sign}({}^0\dot{X}_{01}) \cdot F^{O\Pi}{}_{\kappa.\Pi.j} \cdot \left[{}^1X_{O\Pi.\Pi.j} \sin({}^0\varphi_{01} - \gamma) - {}^1Z_{O\Pi.\Pi.j} \cos({}^0\varphi_{01} - \gamma) \right] \left. \right\}. \\
& \\
& {}^0\ddot{X}_{01} \left(m_{\Pi} L_6 + \sum_{i=1}^n m_{\delta i} L_{8i} \right) + {}^0\ddot{Z}_{01} \left(m_{\Pi} L_5 + \sum_{i=1}^n m_{\delta i} L_{7i} \right) + \\
& + {}^0\ddot{\varphi}_{01} [m_{\Pi} [(L_4 + L_6)L_6 + (L_3 + L_5)L_5] + J_{C\Pi} + \\
& + \sum_{i=1}^n \{ m_{\delta i} [m_{\Pi} [(L_4 + L_{8i})L_{8i} + (L_3 + L_{7i})L_{7i}] + J_{\delta i} \}] + \tag{6.5}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + {}^1\ddot{\varphi}_{02} [m_{\Pi} [(L_5)^2 + (L_6)^2] + J_{C\Pi} + \sum_{i=1}^n \{ m_{\delta i} [(L_{8i})^2 + (L_{7i})^2] + J_{\delta i} \}] + \\
& + \sum_{i=1}^n {}^2\ddot{Z}_{C_i} m_{\delta^3} [L_{8i} \sin({}^0\dot{\varphi}_{01} + {}^1\dot{\varphi}_{02}) + L_{7i} \cos({}^0\dot{\varphi}_{01} + {}^1\dot{\varphi}_{02})] + \\
& + f_4(q_k, \dot{q}_k, k = 1, \dots, 4 + n) = \\
& = -G_I \cdot [{}^2X_{\bar{N}I} \cos({}^0\varphi_{01} + {}^1\varphi_{02}) - {}^2Z_{\bar{N}I} \sin({}^0\varphi_{01} + {}^1\varphi_{02})] - \\
& - \sum_{i=1}^n G_{\delta i} \cdot [{}^2X_{C_i} \cos({}^0\varphi_{01} + {}^1\varphi_{02}) - {}^2Z_{C_i} \sin({}^0\varphi_{01} + {}^1\varphi_{02})] + \\
& + \sum_{j=1}^{m_2} \left\{ (R_{O\Pi.\Pi.j} + F^{mep}{}_{O\Pi.\Pi.j}) \cdot [{}^2X_{O\Pi.\Pi.j} \cos({}^0\varphi_{01} + {}^1\varphi_{02} - \gamma) - \right. \\
& - {}^2Z_{O\Pi.\Pi.j} \sin({}^0\varphi_{01} + {}^1\varphi_{02} - \gamma)] - \operatorname{sign}({}^0\dot{X}_{01}) \cdot F^{O\Pi}{}_{\kappa.\Pi.j} \cdot [{}^2X_{O\Pi.\Pi.j} \sin({}^0\varphi_{01} + {}^1\varphi_{02} - \gamma) - \\
& - {}^2Z_{O\Pi.\Pi.j} \cos({}^0\varphi_{01} + {}^1\varphi_{02} - \gamma)] \left. \right\}. \\
& \\
& - {}^0\ddot{X}_{01} m_{\delta^3} \sin({}^0\varphi_{01} + {}^1\varphi_{02}) + {}^0\ddot{Z}_{01} m_{\delta^3} \cos({}^0\varphi_{01} + {}^1\varphi_{02}) + \\
& + {}^0\ddot{\varphi}_{01} m_{\delta i} [(L_4 + L_{8i}) \sin({}^0\varphi_{01} + {}^1\varphi_{02}) + (L_3 + L_{7i}) \cos({}^0\varphi_{01} + {}^1\varphi_{02})] + \\
& + {}^1\ddot{\varphi}_{02} m_{\delta^3} [L_{8i} \sin({}^0\varphi_{01} + {}^1\varphi_{02}) + L_{7i} \cos({}^0\varphi_{01} + {}^1\varphi_{02})] + {}^2\ddot{Z}_{C_i} m_{\delta^3} + \tag{6.6}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + f_{4+i}(q_k, \dot{q}_k, k=1, \dots, 4+i) = \\
& = -G_{\hat{a},3} \cdot \cos({}^0\varphi_{01} + {}^1\varphi_{02}) + \tilde{N}^{\hat{i}\hat{o}\hat{o}\hat{a}} \cdot (I_{\hat{a},3}^{\hat{a}} - {}^2Z_{Ci}) - \alpha^{\hat{a}\hat{a}\hat{i}} \cdot {}^2Z_{Ci}, \quad i=1, \dots, n.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& J_{kj} \cdot \ddot{\varphi}_{kj} = \\
& M_{\varphi_j} - C^{\tau \hat{E} \cdot \hat{\Delta} \cdot j} \cdot \left[\left(\varphi_j - \varphi^{\hat{i}\hat{z} \cdot j} \right) - \frac{\sqrt{\left({}^0X_{\hat{i}\hat{i} \cdot \hat{\Delta} \cdot j} - {}^0X_{\hat{i}\hat{i} \cdot \hat{\Delta} \cdot j} \right)^2 + \left({}^0Z_{\hat{i}\hat{i} \cdot \hat{\Delta} \cdot j} - {}^0Z_{\hat{i}\hat{i} \cdot \hat{\Delta} \cdot j} \right)^2}}{R_{\hat{E} \cdot \hat{\Delta} \cdot j}} \right], \quad (6.7) \\
& j=1, \dots, m;
\end{aligned}$$

де

$$M_{\varphi_j} = \begin{cases} M_{\varphi_j} - \text{при передачі моменту від двигуна;} \\ M_{\varphi_j} - \text{при включеному гальмі;} \quad j=1, \dots, m; \\ 0 - \text{в інших випадках.} \end{cases}$$

Отримана система ((6.2)-(6.7)) $4+n+m$ диференційних рівнянь представляє собою математичну модель динаміки руху шарнірно зчленованого дволанкового колісного транспортного засобу з пружно закріпленими вантажами, що складається з тягача та напівпричепа. Тягач має m_1 мостів, з яких m ведучих. Напівприцеп має m_2 мостів, він завантажений n вантажами, які закріплені до нього пружньо з демпфуючими елементами. В математичну модель додатково до $4+n+m$ узагальнених координат входять відомими параметрами та заданими функціями:

1) геоцентричні характеристики транспортного засобу: положення центрів мас тягача (${}^1X_{CT}, {}^1Z_{CT}$), напівпричепа (${}^2X_{СП}, {}^2Z_{СП}$), вантажів (${}^2X_{ci}$); розташування опор шасі тягача (${}^1X_{оп.т.j}, {}^1Z_{оп.т.j}, j=1, \dots, m_1$) та рами напівпричепа (${}^2X_{оп.п.j}, {}^2Z_{оп.п.j}$); координати центра шарніра, що з'єднує напівприцеп з тягачем (${}^1X_D, {}^1Z_D$), розміри у вільному стані пружних опор тягача та напівпричепа ($l^e_{оп.т.j}, l^e_{р.т.j}, j=1, \dots, m_1, l^e_{оп.п.j}, l^e_{р.п.j}, j=1, \dots, m_2$);

2) інерційні характеристики транспортного засобу: тягача (m_T, J_{CT}),

напівпричепа (m_{Π} , $J_{СП}$), вантажів (m_{ei} , J_{ei} , $i=1, \dots, m$), ведучих коліс разом з частиною трансмісії (J_{kj} , $j=1, \dots, m$);

3) пружні та демпфуючі властивості опор транспортного засобу: тягача ($C_{P.T.j}$, $C^r_{K.T.j}$, $C^r_{K.T.j}$, $\alpha_{оп.т.j}$, $j=1, \dots, m_1$) та напівпричепу ($C_{P.П.j}$, $C^r_{K.П.j}$, $C^r_{K.П.j}$, $\alpha_{оп.п.j}$, $j=1, \dots, m_2$);

4) механічні характеристики приводу двигуна та гальм транспортного засобу – тягача ($M_{oj} = M_{oj}(\dot{\phi}_{kj})$, $j=1, \dots, m$), гальм коліс тягача ($M_{ej} = M_{ej}(t)$, $j=1, \dots, m_1$) та напівпричепу ($M_{ej} = M_{ej}(t)$, $j=1, \dots, m_2$);

5) геометричні (l^{ei}), пружні ($C^{пруж}^{ei}$) та демпфувальні ($\alpha^{деп}^{ei}$) параметри кріплення вантажів до рами напівпричепу транспортного засобу;

6) геометричні характеристики дороги (${}^0Z_d = {}^0Z_d({}^0X_d)$, γ) та якість її покриття (f_d).

Перелічені відомі параметри та задані функції дозволяють стверджувати, що побудована математична модель дозволяє досліджувати широке коло задач динаміки розгону, прямолінійного рівномірного руху та гальмування шарнірно з'єданого дволанкового ТЗ з пружньо закріпленими вантажами на дорогах різноманітного профілю та якості їх покриття, для чого: - відповідним чином вибираються початкові значення узагальнених координат та їх перших похідних за часом – початкові умови стану механічної системи; - задаються значення параметрів; - вибираються види функцій.

При розрахунку вільних коливань дволанкового автовозу розглядаємо найхарактерніший випадок – переїзд через одиничну нерівність, дія якої на колеса носить ударний характер (імпульс зовнішньої сили). Вибір початкового збурення у вигляді одиничного імпульсу обумовлено тим, що ми можемо напряму поміряти імпульсну характеристику дволанкового автовозу, яка визначається як реакція системи на δ -функцію.

При дослідженні коливальних процесів, що виникають при переїзді одиничної нерівності, приймаємо, що при підході до нерівності стан системи є

повністю заданим значенням координат і перших похідних. Тобто, початкові умови в момент наїзду на нерівність і початок збудження $q(t)$ відомі, так як представляють інтерес тільки ті результати, які отримуються з моменту наїзду на нерівність.

Математичне моделювання руху дволанкового навантаженого автовозу проводилося у середовищі системи MATLAB 7.0.1 з допомогою чисельних методів [314]. Моделювання виконувалося для навантаженого автовозу (8 автомобілів з масами 1100кг), який рухається із середньою експлуатаційною швидкістю $V = 6$ км/год під час наїзду на перешкоду з $q_0 = 0.1$ м. Зв'язок між частотою коливань, швидкістю дволанкового автовозу та функцією одиничного імпульсу визначений формулою:

$$(i\omega)^2 \cdot M \cdot u + (i\omega) \cdot k \cdot u + c \cdot u = p,$$

де M , k , c – матриці узагальнених мас, демпфування та жорсткості відповідно.

Коливання підресорених мас напівпричепа автовозу (рис. 6.3) відбуваються по гармонічному закону, і через 1,5 секунди система здійснює коливні рухи, симетричні відносно положення рівноваги.

Позначення ζ_{kl} на рис. 6.3 – рис. 6.6 означають переміщення вантажу масою m_{kl} відносно положення рівноваги, де перший індекс $k = 1, 2$ вказує платформу (1 – нижня, 2 – верхня) на якій розташований даний вантаж, а другий індекс $l = 1..4$ вказує на порядковий номер вантажу на платформі.

Швидкості переміщення точок підресорених мас заднього моста напівпричепа (рис. 6.4) є експоненціально затухаючими синусоїдами. У випадку врахування пружного кріплення автомобілів в результаті зменшується частота та амплітуда коливань, причому значення останнього параметра зменшується в три рази.

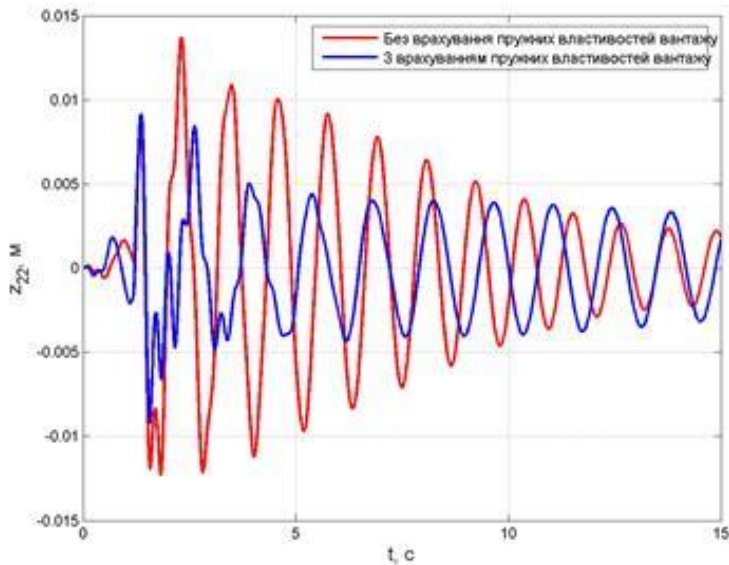


Рисунок 6.3 – Імпульсна характеристика підресорених мас напівпричепа

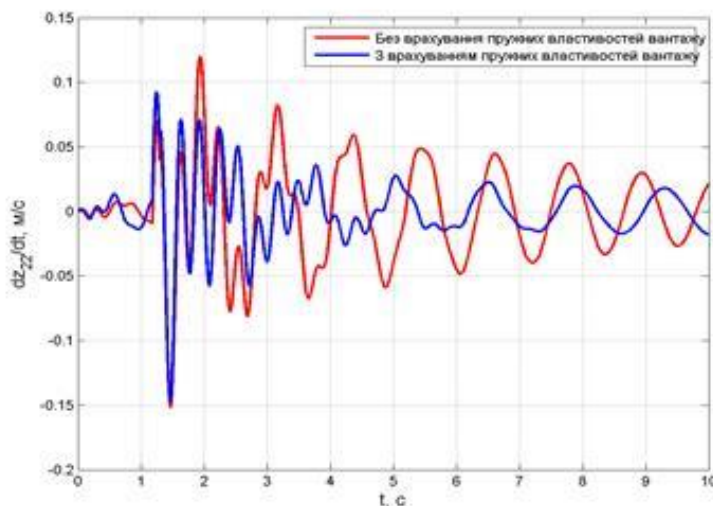


Рисунок 6.4 – Швидкості підресорених мас заднього моста напівпричепа автовозу в часі

Переміщення вантажів як на верхній (рис. 6.5) так і на нижній вантажній платформі (рис. 6.6) є затухаючими синусоїдами. Максимальна амплітуда коливань становить 0,016 м для автомобіля, який розміщений на нижній вантажній платформі на задньому звісі напівпричепа, і є меншою ніж хід підвіски середньостатистичного легкового автомобіля. Найменше зміщення від положення рівноваги отримує автомобіль, що знаходиться на нижній вантажній платформі перед мостом напівпричепа, і яке становить 0,007м. Це свідчить про зменшення ризиків пошкодження вантажів при транспортуванні, а також дає можливість зменшувати зазор до допустимого рівня між дахом автомобіля і

верхньою платформою для пониження центру ваги цілої системи.

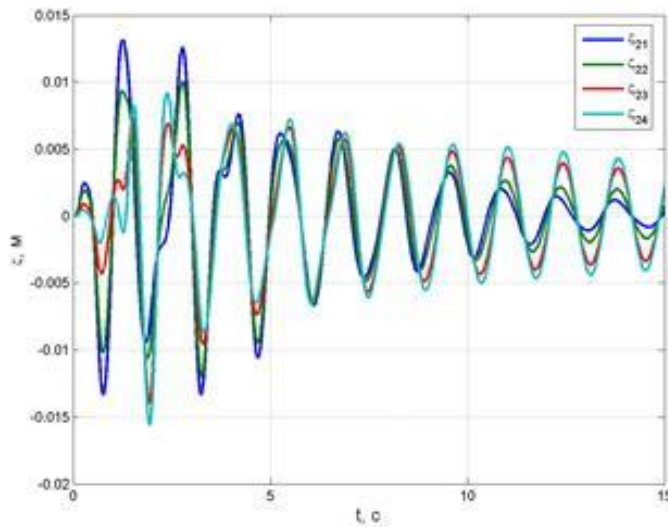


Рисунок 6.5 – Коливання автомобілів на верхній вантажній платформі напівпричепа автовозу при переїзді поодинокі перешкоди

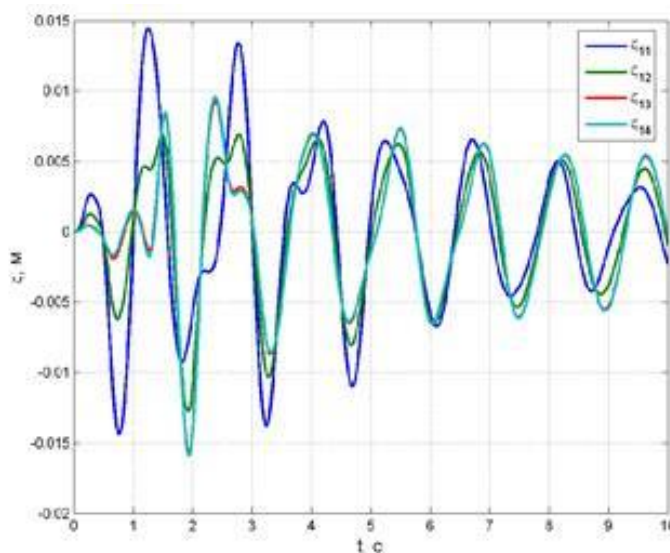


Рисунок 6.6 – Коливання автомобілів на нижній вантажній платформі напівпричепа автовозу при переїзді поодинокі перешкоди

Математична модель – система рівнянь (6.2)–(6.7) враховує особливості компоновки транспортного засобу (центр шарніру, що зчленовує дві ланки САТКГМ, центри ваги тягача, напівпричепа та i -того вантажу, кількість вантажів, що транспортує шарнірно-з'єднана САТКГМ, їх сили ваги відповідно, приведений до осі ведучого колеса тягача крутний момент від двигуна САТКГМ), пружне закріплення транспортованих вантажів, умови експлуатації (характеристики дороги) та руху (крутний момент двигуна та гальмівні моменти). Побудована математична модель дозволяє досліджувати широке коло задач динаміки розгону, прямолінійного рівномірного руху та гальмування шарнірно з'єданого дволанкового ТЗ з пружньо закріпленими вантажами на дорогах

різноманітного профілю та якості їх покриття.

Аналіз (рис. 6.3 – рис. 6.6) показує, що як і для підресорених вантажів, на плавність руху цілої системи головним чином впливають власні частоти коливань. Чим нижчі власні частоти коливань, тим вищою є плавність руху [307,309]. Оптимальні умови плавності руху отримуються в тому випадку, коли частоти власних коливань є близькими та незначними по величині. Ці умови високої плавності руху являються загальними як для легкових, так і для вантажних автомобілів, що експлуатуються по дорогах з різними типами покриття.

6.2. Динаміка руху автобетонозмішувача з врахуванням роботи міксера

Застосування автобетонозмішувачів є неодмінною технологічною умовою збереження заданої якості бетонної суміші до моменту її укладання в бетоновану конструкцію. Доставка бетонної суміші здійснюється на відстань до 15 км із максимальною швидкістю до 60 км/год. Мінімальний об'єм бетону – 5 куб.м., але доставка більших об'ємів більш економічно доцільна. Дослідження умов роботи автобетонозмішувачів дозволять визначити критичні режими їх руху, що дасть змогу покращити конструкцію самої машини з точки зору навантажень на елементи автомобіля та технологічного обладнання. Також це дозволить визначити чинники, що впливають на рух автомобіля, його транспортно-експлуатаційні характеристики та безпеку руху.

Особливостям руху автомобілів, що транспортують цистерни з водою присв'ячено багато досліджень [315-318]. Основні напрямки досліджень пов'язані з динамікою руху пожежних автоцистерн при перехідних режимах та при частковому заповненні цистерни водою. При цьому досліджувалися коливання елементів машини та вплив переміщення води на безпеку руху автомобіля [293-296].

Особливості роботи автобетонозмішувачів розглянуто в роботах [315-317]. Автори розглянули вплив поперечних коливань рідини на динаміку руху автомобіля. Поздовжні коливання, що також суттєво впливають на безпеку

руху машини, не були розглянуті.

Для дослідження руху автобетонозмішувача запишемо математичну модель на основі рівняння Лагранжа II-го роду [262,305,308].

Особливістю такої машини є наявність спеціальної каретки на якій розміщений змішувальний барабан і яка має можливість позовжнього переміщення вздовж рами автомобіля [49]. Коливання напіврідкої бетонної суміші описуємо рухом маси, підвешеної на жорсткій основі в центрі змішувального барабана (рис.6.7).

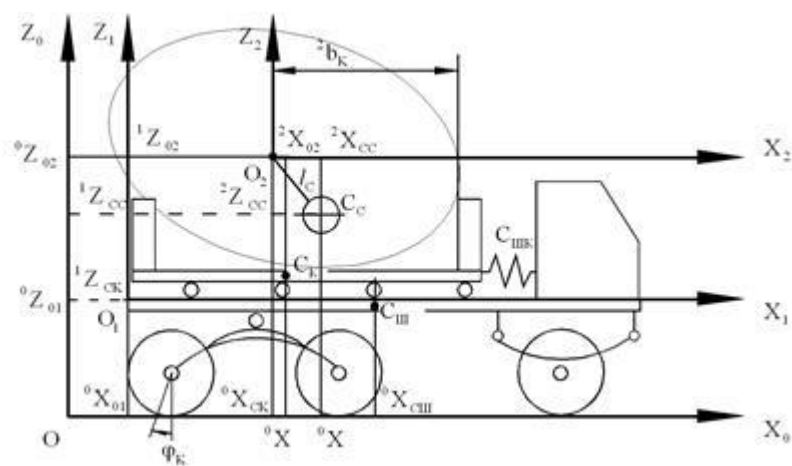


Рисунок 6.7 – Розрахункова схема автобетонозмішувача

Виберемо три координатні системи: $X_0O_0Z_0$ – нерухома і лежить у вертикальній площині, вісь O_0Z_0 направлена протилежно до сили тяжіння, вісь O_0X_0 - горизонтальна і направлена в сторону руху автобетонозмішувача; $X_1O_1Z_1$ – жорстко пов'язана з шасі автобетонозмішувача, та лежить в площині $X_0O_0Z_0$; $X_2O_2Z_2$ – жорстко пов'язана з кареткою, на якій знаходиться змішувальний барабан та лежить в площині $X_0O_0Z_0$.

Координати початків O_1, O_2 систем координат $X_1O_1Z_1, X_2O_2Z_2$ в системі координат $X_0O_0Z_0$: ${}^0X_{O1}$ – змінна, ${}^0Z_{O1}$ – стала, ${}^0Z_{O2} = {}^0Z_{O1} + {}^1Z_{O2}$, ${}^0X_{O2} = {}^0X_{O1} + {}^1X_{O2}$.

Координати центрів мас шасі $C_{ш}$, каретки C_K , суміші C_c в системі координат $X_0O_0Z_0$ мають вигляд:

$$\begin{cases} {}^0X_{CШ} = {}^0X_{O_1} + {}^1X_{CШ}; & \begin{cases} {}^0X_{CK} = {}^1X_{O_2} + {}^0X_{O_1} + {}^2X_{CK}; \\ {}^0Z_{CK} = {}^1Z_{O_2} + {}^0Z_{O_1} + {}^2Z_{CK}; \end{cases} & \begin{cases} {}^0X_{CC} = {}^1X_{O_2} + {}^0X_{O_1} + l_C \sin^2(\varphi_C); \\ {}^0Z_{CC} = {}^1Z_{O_2} + {}^0Z_{O_1} + l_C \cos^2(\varphi_C). \end{cases} \end{cases}$$

За узагальнені координати вибираємо $q_1 = {}^0X_{O_1}$, $q_2 = {}^1X_{O_2}$, $q_3 = \varphi_C$, $q_4 = \varphi_K$ – кут повороту тягового колеса.

Проекції швидкостей ц.м. шасі, каретки, суміші в координатній системі $X_0O_0Z_0$

$$\begin{cases} {}^0\dot{X}_{CШ} = {}^0\dot{X}_{O_1}; {}^0\dot{Z}_{CШ} = {}^0\dot{Z}_{O_1}; {}^0\dot{X}_{CK} = {}^0\dot{X}_{O_1} + {}^1\dot{X}_{O_2}; {}^0\dot{Z}_{CK} = 0; \\ {}^0\dot{X}_{CC} = {}^0\dot{X}_{O_1} + {}^1\dot{X}_{O_2} + {}^2\dot{\varphi}_C l_C \cos^2(\varphi_C); {}^0\dot{Z}_{CC} = -{}^2\dot{\varphi}_C l_C \sin^2(\varphi_C). \end{cases}$$

Тоді кінетична енергія системи дорівнює

$$T = \frac{1}{2} m_u {}^0\dot{X}_{O_1}^2 + \frac{1}{2} m_K ({}^0\dot{X}_{O_1} + {}^1\dot{X}_{O_2})^2 + \frac{1}{2} m_C \left\{ \left[{}^0\dot{X}_{O_1} + {}^1\dot{X}_{O_2} + {}^2\dot{\varphi}_C l_C \cos^2(\varphi_C) \right]^2 + \left[{}^2\dot{\varphi}_C l_C \sin^2(\varphi_C) \right]^2 \right\} + \frac{1}{2} I_K \dot{\varphi}_K^2.$$

$$\begin{cases} Q_1 = \frac{C_{KШ}}{R_K} \left(\varphi_K - \frac{{}^0X_{O_1}}{R_K} \right) - f_\delta (m_{Ш} + m_K + m_C) \text{sign}({}^0\dot{X}_{O_1}) g; \\ Q_2 = C_{ШК} \left({}^1X_{Ш1} - ({}^1X_{O_2} + {}^2b_K) - l_{ШК} \right) - f_{Ш} (m_K + m_C) g \cdot \text{sign}({}^1\dot{X}_{O_2}); \\ Q_3 = -m_C g l_C \sin^2(\varphi_C) - \alpha_C {}^2\dot{\varphi}_C m_C g; \\ Q_4 = A - C_{KШ} \left(\varphi_K - \frac{{}^0X_{O_1}}{R_K} \right), \end{cases}$$

де $A = M_K(\dot{\varphi}_K)$ – приведений до валу тягового колеса крутний момент приводного двигуна на етапі розгону та усталеного руху автобетонозмішувача;

$A = -M_{гал}(t)$ – сумарний гальмівний момент від гальм на етапі гальмування або стоянки автобетонозмішувача;

f_δ , $f_{Ш}$ – коефіцієнти опору руху автобетонозмішувача з боку дороги та переміщення каретки з боку шасі;

α_C – віднесений до одиниці маси бетонної суміші коефіцієнт внутрішнього тертя суміші.

Тоді математична модель руху елементів автобетонозмішувача має вигляд:

$$\begin{cases} m_u {}^0\ddot{X}_{01} + (m_K + m_C)({}^0\ddot{X}_{01} + {}^1\ddot{X}_{02}) + m_C [{}^2\ddot{\varphi}_C l_C \cos({}^2\varphi_C) - ({}^2\dot{\varphi}_C)^2 l_C \sin({}^2\varphi_C)] = Q_1 \\ (m_K + m_C)({}^0\ddot{X}_{01} + {}^1\ddot{X}_{02}) + m_C [{}^2\ddot{\varphi}_C l_C \cos({}^2\varphi_C) - ({}^2\dot{\varphi}_C)^2 l_C \sin({}^2\varphi_C)] = Q_2 \\ m_C \{({}^0\ddot{X}_{01} + {}^1\ddot{X}_{02}) l_C \cos({}^2\varphi_C) + {}^2\ddot{\varphi}_C l_C^2\} = Q_3 \\ I_K \ddot{\varphi}_K = Q_4 \end{cases}$$

Математичне моделювання проводилося для автобетонозмішувача АБС-9 на шасі МАЗ 5516А5 за допомогою спеціалізованого програмного забезпечення MathCAD 11.0. Розв'язок системи диференціальних рівнянь отримано стандартними методами із адаптивним вибором кроку (функція Bulstoer).

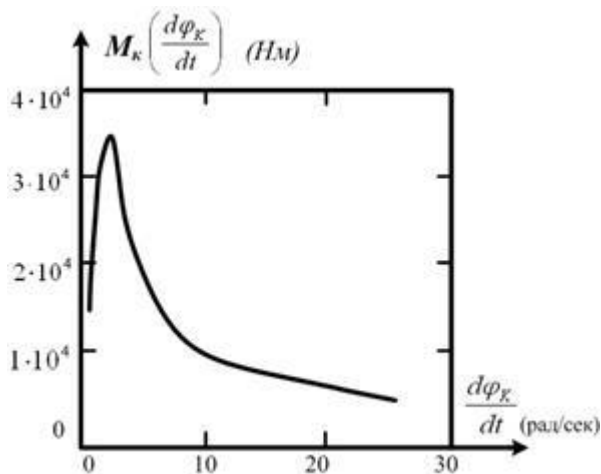


Рисунок 6.8 – Характеристика двигуна

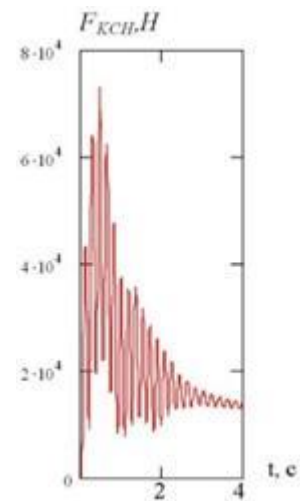


Рисунок 6.9 – Зміна рушійної сили при русанні автобетонозмішувача

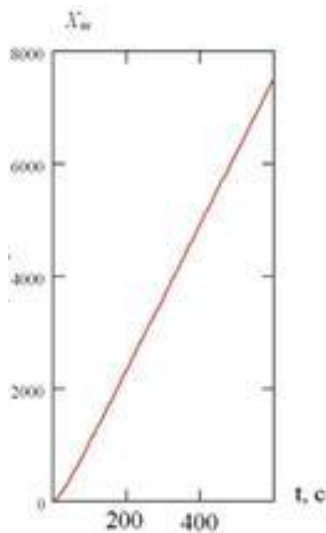
Досліджувався режим рушання автобетонозмішувача і його прямолінійний рух по дорозі. В дослідженнях автобетонозмішувача приймався закон зміни

приведеного до осей тягових коліс моменту $M_K \left(\frac{d\varphi_K}{dt} \right)$ двигуна автомобіля (рис. 6.8)

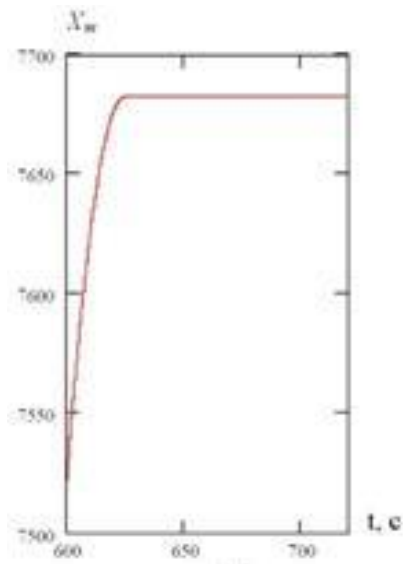
в залежності від зміни кутової швидкості $\frac{d\varphi_K}{dt}$ коліс. Зміна рушійної сили при русанні автобетонозмішувача представлена на рис. 6.9. Шлях, пройдений автобетонозмішувачем у випадку жорсткого закріплення змішувального барабана і з поздовжньою податливістю однаковий (рис. 6.10). Зміна пришвидшення шасі та вантажів (рис. 6.11) на ділянці розгону у випадку жорсткого закріплення змішувального барабана (а) в порівнянні варіантом з поздовжньою податливістю (б) має більшу амплітуду коливань і довший час затухання.

На ділянці значень кутової швидкості $\left(\frac{d\varphi_k}{dt}\right)$ тягових коліс 2,6–22 рад/сек.

характеристика двигуна майже «ідеальна», тобто його потужність N_d на цьому інтервалі.



а)



б)

Рисунок 6.10 – Горизонтальні переміщення початку O_1 координатної системи $X_1 O_1 Z_1$ автобетонозмішувача у випадку жорсткого закріплення змішувального барабана (а) і з поздовжньою податливістю (б)

За критерії оцінки ефективності роботи автобетонозмішувача вибрані такі основні показники: величина роботи, яку виконує двигун за час руху; максимальна та середня швидкості, які досягає автомобіль при русі по тестувальній ділянці дороги при заданій зовнішній характеристиці $M_k \left(\frac{d\varphi_k}{dt}\right)$ приводного двигуна; середній крутний момент $M_{k, \text{сер}}$ двигуна, що приведений до осей тягових коліс та його середня потужність N_d ; пройдений автомобілем шлях; пікові значення зусиль, що діють в пружних елементах між тяговими колесами-шасі, шасі-кадеткою, кадеткою-змішувальним барабаном; пікові значення пришвидшень шасі, кадетки із змішувальним барабаном.

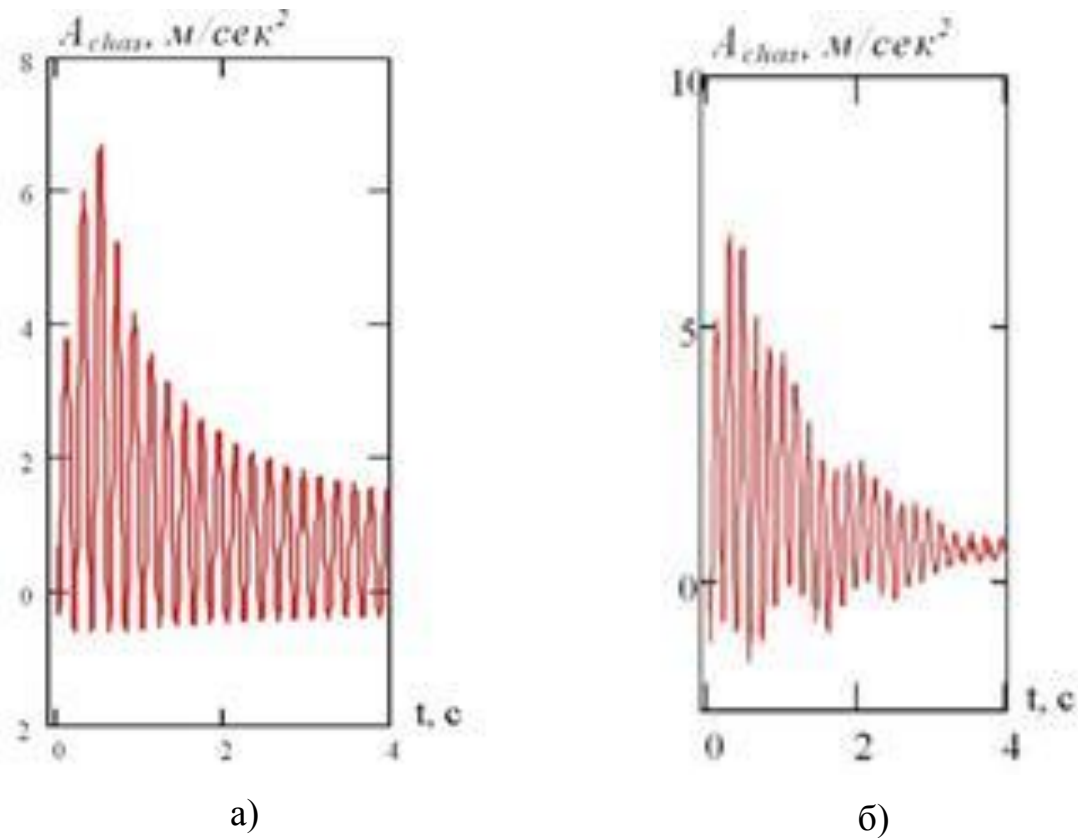


Рисунок 6.11 – Зміна пришвидшення шасі та вантажів на ділянці розгону у випадку жорсткого закріплення змішувального барабана (а) і з поздовжньою податливістю (б)

$$N_d = M_k \left(\frac{d\varphi}{dt} \right) \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cong const.$$

На середню потужність та крутний момент двигуна впливає лише значення коефіцієнта опору кочення (α_d). Піки зусиль з боку тягових коліс на шасі автобетонозмішувача в порівнянні зі базовою схемою зменшуються до 9% в залежності від значень коефіцієнтів опору $\alpha_d, \alpha_{ш}, \alpha_k$. Використання каретки дозволило зменшити негативний вплив напіврідкої бетонної суміші. Пікові зусилля на елементи шасі зменшилися на 10%. Пікові значення пришвидшень шасі зменшилися в порівнянні з базовим зразком на 8%.

6.3. Дослідження динаміки руху автовантажників та автокранів

В системі комплексної механізації та автоматизації вантажопереробних процесів особлива роль відведена автонавантажувачам. Багатьом з них, призначених для виконання транспортувальних операцій, в тій чи іншій мірі

властива змінюваність (на окремих стадіях робочого циклу) повної маси і розташування центра мас. Разом з тим, існує багато різновидів машин, помітна змінюваність розташування центра мас яких простежується багаторазово чи навіть неперервно впродовж всього робочого циклу і для яких вона стає формальним виявом їх основних робочих функцій.

Власне машини із змінюваним центром мас доречно віднести до окремого класу і розглядати їх методологічно інтегровано — виходячи з одних і тих самих концепційних позицій, спираючись на єдині теоретичні засади. Це дає можливість відмовитися від загалом малоефективної і досить бідної на засоби удосконалення “адаптованої” під них теорії транспортних чи робочих машин, і водночас, уникнути потреби будувати “окремі теорії” кожного з існуючих різновидів машин.

Роботи багатьох авторів показали, що для дослідження динаміки руху мобільних транспортувальних машин, зокрема автотранспортувачів і кранів, доцільно використовувати розрахункові схеми з дискретно розподіленими жорсткими інерційними та пружними безінерційними елементами, тобто використовувати схему з дискретно розділеними жорсткостями та інерційними параметрами. Надалі будемо використовувати загально прийняті для досліджень динаміки машин припущення. По аналогії з наведеними роботами вважаємо:

- корпус автотранспортувача, кузов або робочий орган, вантаж – жорсткими інерційними елементами, а колеса, буфери підвіски, гідроциліндри – пружними безінерційними елементами;

- обмежуючи дослідження невстановленого руху автотранспортувача випадком його прямолінійного руху, тобто руху у вертикальній площині, розрахункову схему вважаємо плоскою;

- жорсткість гідроциліндрів маніпулювання робочим органом чи кузовом лінійно залежною від взаємного розташування корпусу і кузова;

- радіальну жорсткість коліс лінійно залежною від їх радіальної деформації;

- тангенціальну жорсткість коліс лінійно залежною від їх кута закручення;

- дисипацію енергії в гідроциліндрах і опорних роликах каретки

відсутньою.

Дослідженнями руху ТЗ займаються багато авторів [318-321]. Спільною рисою таких робіт є використання плоских розрахункових схем. Іншою особливістю таких математичних моделей є те, що в досліджуваних моделях по суті ТЗ залишається нерухомим в той час, як профіль дороги під ним “протягують”, що викликає резонансні явища в підвісці машини [322-324]. Внаслідок цього в роботах [107,132,133] досліджуються тільки вертикальні коливання автомобіля.

Нами показана математична модель транспортувальної машини (прикладом якої можуть бути автотранспортувача, самоскид, трактор з навісним обладнанням чи думпфер), яка може слугувати базовою для більш глибоких і повніших подальших досліджень. Метою створення математичної моделі транспортувальної машини є забезпечення можливості дослідження її динаміки при русі по дорозі певного профілю [310,318,321]. На рис. 6.12 наведена відповідна розрахункова схема такої машини на прикладі автотранспортувача.

Система $X_0O_0Z_0$ – нерухома система, де вісь Z_0 паралельна до лінії дії сили тяжіння і протилежно до неї напрямлена, вісь X_0 – перпендикулярна осі Z_0 і напрямлена в сторону руху автотранспортувача.

Система $X_3O_3Z_3$ – рухома координатна система, що жорстко пов'язана з корпусом автотранспортувача і лежить в площині розташування $X_0O_0Z_0$; вона має спільний з системою $X_1O_{1,3}Z_1$ початок, вісь Z_3 напрямлена в ту ж сторону, що і осі $O_{1,3}Z_1$, а вісь X_3 – в ту ж сторону, що і осі $O_{1,3}X_1$.

Корпус автотранспортувача рухається відносно нерухомої системи координат $X_0O_0Z_0$ плоскопаралельно. Цей рух можна представити як суму двох рухів: поступального разом з точкою $O_{1,3}$ і обертального навколо точки $O_{1,3}$. Обертальну складову плоскопаралельного руху будемо означати кутом φ_3 повороту рухомої системи координат $X_3O_{1,3}Z_3$ відносно нерухомої $X_0O_0Z_0$.

Виберемо наступні плоскі системи координат.

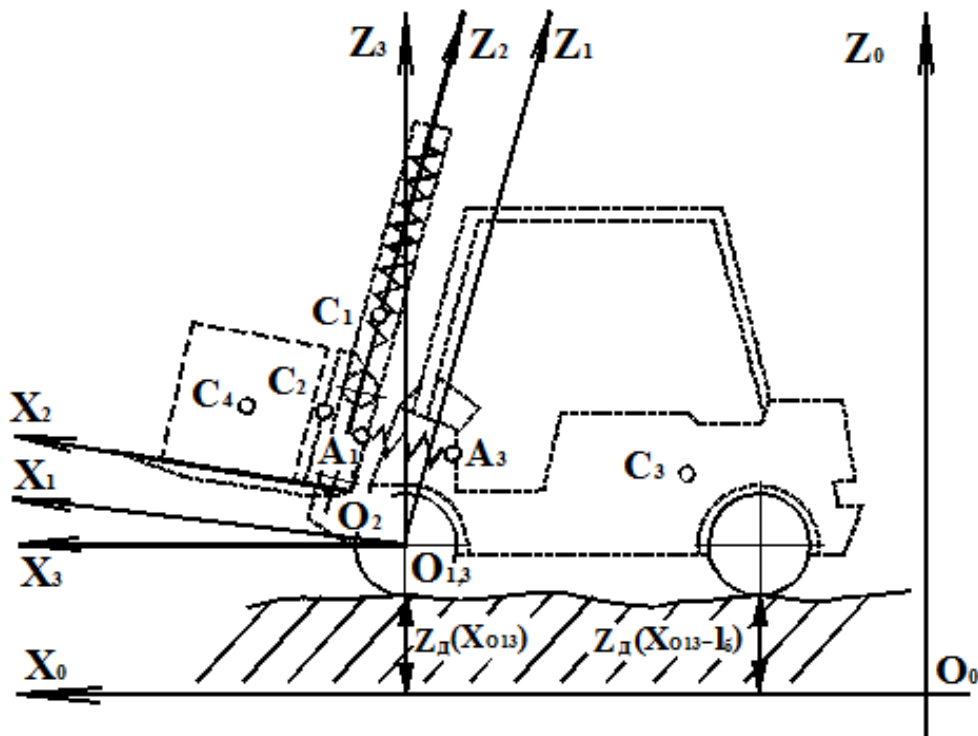


Рисунок 6.12 – Розрахункова схема автонавантажувача

На рисунку позначено:

C_1, C_3 – центри мас вантажопідійомника і корпусу відповідно.

$C_{1,3}$ – жорсткість на розтяг-стиск гідроциліндра між вантажопідійомником і корпусом машини.

C_T^p, C_K^p – радіальні жорсткості тягового та керованого коліс.

Для запису рівнянь руху інерційних елементів розрахункової схеми автонавантажувача доцільно використати рівняння Лагранжа II-го роду для механічної системи:

Для використання функції MathCad, яка інтегрує системи звичайних диференціальних рівнянь першого порядку – `rkfixed`, були зформовані вектори правих частин диференційних рівнянь математичної моделі $D(t, y)$ і початкових умови y :

$$D(t, y)^T = [y_6 \quad \dots \quad y_{10} \quad x_1 \quad \dots \quad x_5],$$

$$y^T = [y_{1n} \quad y_{2g} \quad \dots \quad y_{9n} \quad y_{10n}].$$

Таким чином задача про вібронавантаженість спеціальних

транспортувальних засобів звелась до математичної задачі Коші для системи десяти диференціальних рівнянь першого порядку.

Однією з задач, що досліджувалися за допомогою математичної моделі був аналіз впливу маси вантажу на вібропереміщення в різних точках корпусу, зокрема робочого місця водія. На рис. 6.13,а і б показані вібропереміщення корпусу автотранспортувача в зоні робочого місця водія у поздовжньому та у вертикальному напрямках при русі з вантажем різної маси.

Проводилися також дослідження впливу профілю дороги та швидкості руху на вібронавантаженість автотранспортувача.

При комп'ютерному моделюванні було встановлено, що зростання нерівностей дороги а також збільшення швидкості руху призводить до зростання вібронавантаженості автотранспортувача. При цьому спостерігався ріст амплітуд низькочастотних коливань (0 ... 1КГц).

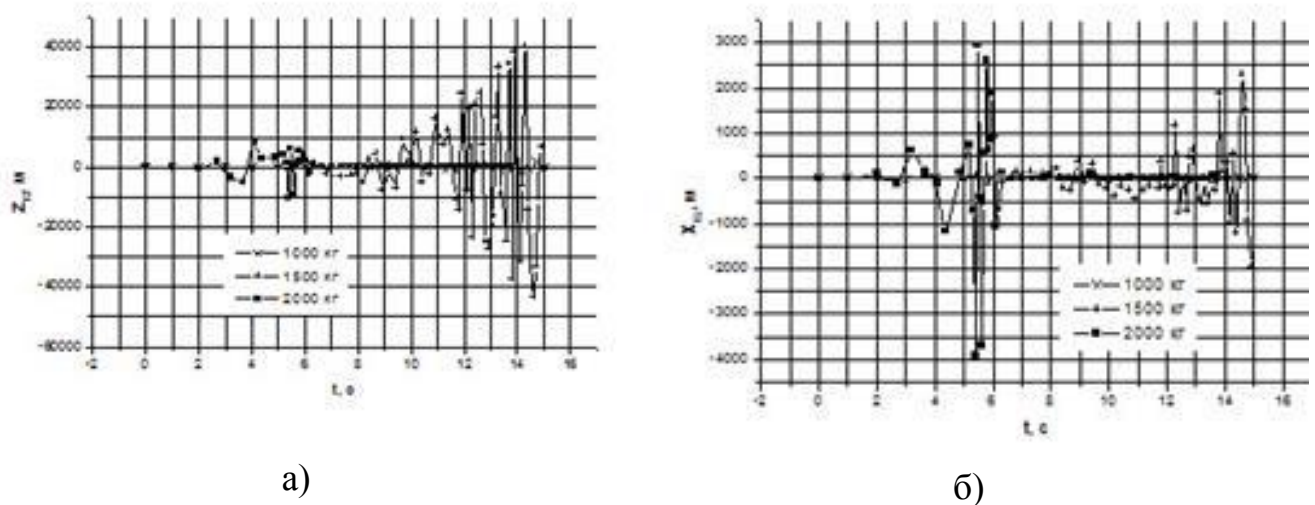


Рисунок 6.13 – Вібропереміщення корпусу автотранспортувача в зоні робочого місця водія у поздовжньому (а) та вертикальному (б) напрямках при русі з вантажем різної маси

Створена модель транспортувальної машини дозволила спростити розв'язок низку задач і підвищити якість досліджень транспортних засобів.

Модель дозволяє знайти зусилля в точках корпусу машини, динамічні навантаження на вантаж і розглянути умови руйнування вантажу при транспортуванні (обмеження по пришвидшеннях), динамічні навантаження на

агрегати машини, розглянути швидкості при яких можливе виникнення явища резонансу. Модель також дає можливість досліджувати поздовжню стікість машини, динаміку руху транспортувального засобу при силовому реверсуванні трансмісії, чинники, що впливають на продуктивність машини, вібронавантаженість робочого місця водія, а також порівнювати транспортувальні машини з різними типами трансмісій.

Модель дає можливість при розв'язку конкретної задачі виявити вплив як окремих параметрів так і їх груп на загальне протікання динамічних процесів. Точність обрахунків є високою, що дозволяє якісно описувати процеси руху транспортувальної машини.

Висновки до розділу 6

Наведено приклади дослідження динаміки САТКГМ на твердих опорних поверхнях (автодорогах) як часткові випадки застосування загальної методології синтезу САТКГМ. Можна зробити такі висновки:

При дослідженні динаміки руху дволанкового автовоза, система рівнянь якої враховувала особливості компоновки транспортного засобу (центр шарніру, що зчленовує дві ланки САТКГМ, центри ваги тягача, напівпричепа та i -того вантажу, кількість вантажів, що транспортує шарнірно-зчленована САТКГМ, їх сили ваги відповідно, приведений до осі ведучого колеса тягача крутний момент від двигуна САТКГМ), пружне закріплення транспортованих вантажів, умови експлуатації (характеристики дороги) та руху (крутний момент двигуна та гальмівні моменти).

Було встановлено, що переміщення вантажів як на верхній так і на нижній вантажній платформі автовоза є затухаючими синусоїдами. Максимальна амплітуда коливань становить 0,016м для автомобіля, який розміщений на нижній вантажній платформі на задньому звісі напівпричепа, і є меншою, ніж хід підвіски середньостатистичного легкового автомобіля. Найменше зміщення від положення рівноваги отримує автомобіль, що знаходиться на нижній вантажній платформі перед мостом напівпричепа, і яке становить 0,007м. Це свідчить про зменшення ризиків пошкодження вантажів при транспортуванні, а також дає можливість зменшувати зазор до допустимого рівня між дахом автомобіля і верхньою платформою для пониження центру ваги цілої системи.

Аналіз показав, що як і для підресорених вантажів, на плавність руху цілої системи головним чином впливають власні частоти коливань. Оптимальні умови плавності руху отримуються, коли частоти власних коливань є близькими та незначними по величині. Ці умови високої плавності руху являються загальними як для легкових, так і для вантажних автомобілів, що експлуатуються по дорогах з різними типами покриття.

При дослідженні руху триланкового автопотяга було встановлено, що максимальні коливання спостерігалися в останнього причепа, тому стійкість його руху визначала стійкість руху всього автопоїзда. Різке зростання амплітуди коливань спостерігалось при збільшенні кількості причепів і швидкості руху. Було встановлено, що швидкість руху автопоїзда з одним причепом становить біля 50 км/год, для автопоїзда з двома причепами – біля 43 км/год. При зростанні швидкості до 20 км/год амплітуда коливань зростає на 24%, до 30 км/год – на 27%, до 43 км/год – на 29%.

Досліджуючи процес рушання, було встановлено, що швидкість 2 м/с стабілізується при $t = 2,2$ с, час перехідного процесу = 1,2 с (рис.6.11). При цьому з деяким запізненням відбувається скачок динамічних навантажень в ТЗП причепів. Поздовжні зусилля в причепах зміщенні на величини зазорів в елементах автопоїзда, які знаходяться між першим і другим ТЗП.

На основі дослідження динаміки руху автобетонозмішувача з врахуванням динаміки роботи міксера можна зробити висновки, що на середню потужність та крутний момент двигуна впливає лише значення коефіцієнта опору кочення. Піки зусиль з боку тягових коліс на шасі автобетонозмішувача в порівнянні зі базовою схемою зменшуються до 9% в залежності від значень коефіцієнтів опору. Використання каретки дозволило зменшити негативний вплив напіврідкої бетонної суміші. Пікові зусилля на елементи шасі зменшилися на 10%. Пікові значення пришвидшень шасі зменшилися в порівнянні з базовим зразком на 8%.

При дослідженні динаміки руху автовантажників визначався вплив профілю дороги та швидкості руху на вібронавантаженість машини. Було встановлено, що зростання нерівностей дороги а також збільшення швидкості руху призводить до зростання вібронавантаженості машини: різниця амплітуд низькочастотних коливань знаходилася в межах 1 КГц).

Матеріали до цього розділу опубліковані у наступних роботах автора [1-3, 13, 17, 21, 32-34, 49].

РОЗДІЛ 7 ДИНАМІКА РОБОТИ САТКГМ НА ДЕФОРМУЄМИХ ОПОРНИХ ПОВЕРХНЯХ

7.1. Аналіз умов і характеристик руху САТКГМ по бездоріжжю

Відповідно до [323] дороги загального користування поділяються на п'ять категорій. Разом із тим значна частина часу САТКГМ підвищеної прохідності функціонують на дорогах низької якості, важкопрохідних дорогах і бездоріжжі, які в загальноприйнятій класифікації не включені. Особливістю таких доріг є малосформоване дорожнє покриття: ґрунти різного виду і складу, з різного типу перешкодами (рілля, пісок, купини, канави, заболочені місця, броди, сніг тощо).

Для дослідження динамічних характеристик САТКГМ були виділені характерні важкопрохідні ділянки доріг, по яких вони рухаються. Такі ділянки характеризуються певним схематичним профілем, коефіцієнтом опору коченню коліс, коефіцієнтом зчеплення протектора шини з дорожнім покриттям, швидкістю руху і відповідним тиском у шинах (їх жорсткістю) [324].

Характерні важкопрохідні ділянки доріг можна характеризувати їх схематичними профілями. Ці схематичні профілі різні між собою та однозначно характеризують конкретну ділянку дороги. Але вони складаються з нечисельного набору елементів профілю, які наведені вже у формалізованому вигляді на рис. 6.1 [32,325].

Формалізовані елементи профілю типових ділянок доріг можна представити аналітично, використовуючи лінійні, тригонометричні, розривні функції з розривами першого роду, представником яких є асиметрична одинична функція Хевісайда [262,263]:

$$u_+(X) = \begin{cases} 0 & \text{коли } X \leq 0; \\ 1 & \text{коли } X > 0. \end{cases} \quad (7.1)$$

За аналогією з аналітичним представленням профілів елементів типових ділянок дороги за допомогою їх формалізованих елементів можна скласти аналітичні вирази профілів типових ділянок дороги, об'єднуючи між собою аналітичні описи їх формалізованих елементів за допомогою розривних

асиметричних одиничних функцій (7.1).

№ з/п	Формалізований елемент профілю типової ділянки дороги	Вигляд аналітичного представлення
1		${}^0Z_d = A \cdot {}^0X_d + A_0; \quad A \begin{matrix} > \\ < \end{matrix} 0; \quad A_0 \neq 0;$
2		${}^0Z_d = \begin{cases} A \sin(a \cdot {}^0X_d); \\ A \sin(a \cdot {}^0X_d) ; \end{cases}$ $A > 0;$
3		${}^0Z_d = \sum_{i=1}^n h_i [u_+({}^0X_d - {}^0X_{iII}) - u_+({}^0X_d - {}^0X_{iK})]$ $h_i > 0;$ ${}^0X_{iII} < {}^0X_{iK};$

Рисунок 7.1 – Аналітичне представлення формалізованих елементів типових ділянок дороги

Наприклад, аналітичний вираз профілю семиділянкового відрізка дороги (рис. 7.2), який повинні подолати СКТМ запишемо у вигляді:

$$\begin{aligned}
 & {}^0Z_d({}^0X_d) - Z_{dn} + \frac{Z_{dv} - Z_{dn}}{2} \cdot \left[1 - \cos\left(\frac{2\pi}{T_d} \cdot {}^0X_d\right) \right] \cdot u_+({}^0X_d - 20) + \\
 & + \sum_{i=1}^3 h_i \cdot [u_+({}^0X_d - X_{iII}) - u_+({}^0X_d - X_{iK})] + ({}^0X_d - 80) \cdot \\
 & \cdot [u_+({}^0X_d - 80) - u_+({}^0X_d - 120)] \cdot \operatorname{tg}(-\beta) + 40 \cdot \operatorname{tg}(-\beta) \cdot u_+({}^0X_d - 120) + \\
 & + ({}^0X_d - 160) \cdot [u_+({}^0X_d - 160) - u_+({}^0X_d - 240)] \cdot \operatorname{tg}(\beta) + 80 \cdot \operatorname{tg}(\beta) \cdot u_+({}^0X_d - 240) + \\
 & + ({}^0X_d - 280) \cdot [u_+({}^0X_d - 280) - u_+({}^0X_d - 320)] \cdot \operatorname{tg}(-\beta) + 40 \cdot \operatorname{tg}(-\beta) \cdot u_+({}^0X_d - 320); \quad (7.2)
 \end{aligned}$$

де Z_{dv}, Z_{dn} – екстремальні значення висоти профілю дороги;

T – період зміни висоти дороги; $h_i, i=1, \dots, 3$ – висота i -ї одиночної

перешкоди; β – кут ухилу косогору та горбу дороги.

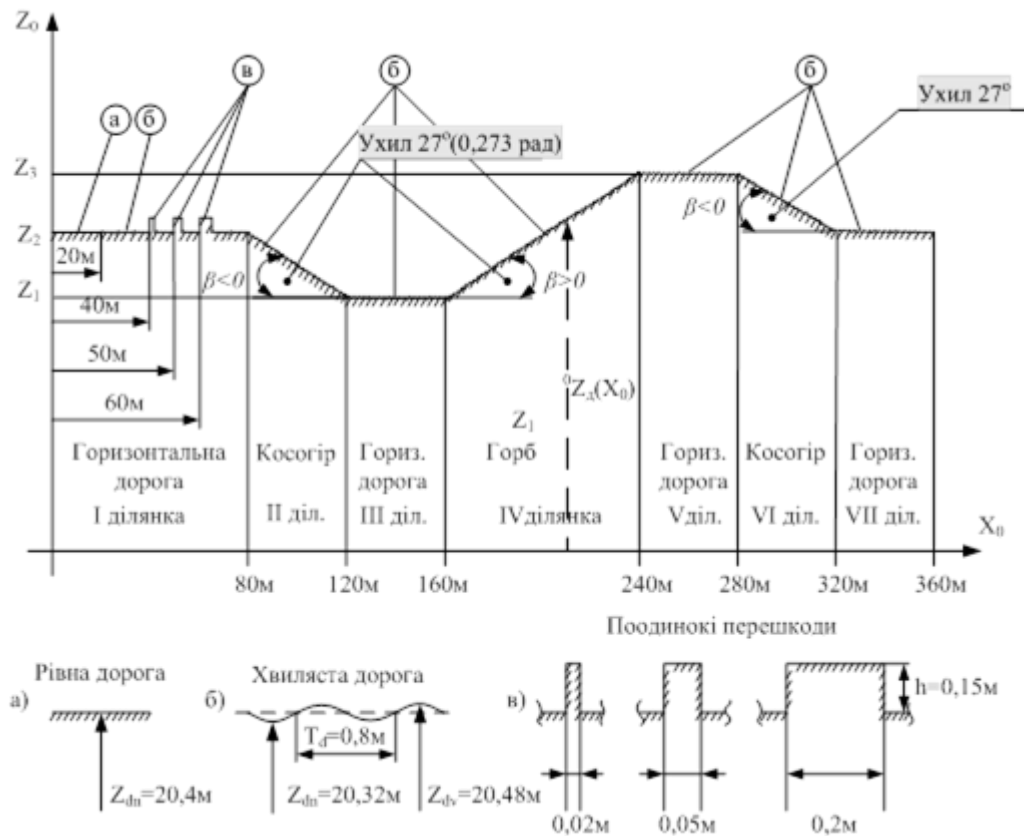


Рисунок 7.2 – Семиділянковий відрізок дороги

За викладеною методикою можна побудувати аналітичний вираз кожного типового відрізка дороги за допомогою довільних комбінацій цих ділянок, використовуючи аналітичні представлення лише трьох формалізованих елементів цих ділянок та асиметричну одиничну функцію (7.1). Аналогічні до (7.2) вирази дозволяють врахувати особливості експлуатації довільних САТКГМ у тій її частині, яка стосується руху по важкопрохідних дорогах та бездоріжжю.

У подальших дослідженнях вираз (7.2) профілю семиділянкового відрізка дороги використовувався як базовий. У зв'язку з моделюванням руху САТКГМ по важкопрохідних відрізках дороги, де окремі їх ділянки значно відхиляються від лінії горизонту, узагальнені сили математичних моделей (3.18)–(3.23) повинні бути відкореговані на кут ${}^0\beta_d({}^0X_{01})$ відхилення ділянки відрізка дороги від осі O_0X_0 . Для ускладнення умов функціонування САТКГМ був обраний

семиділянковий відрізок дороги з характерними важкопрохідними ділянками (рис. 7.2): ділянка хвилястого профілю з амплітудою 0,05 м та періодом 0,8 м; ділянка з трьома поодинокими перешкодами виствою 0,15 м, шириною від 0,02 м до 0,2 м та віддалями між ними 10 м; ділянка з ухилами і підйомами до 0,35 рад з вантажами від 35000 Н до 5000 Н. Для випадку семиділянкового відрізка дороги, що повинні подолати САТКГМ, кут корекції узагальнених сил в аналітичному вигляді відповідає запису:

$${}^0\beta_{01}({}^0X_{01}) = \left[\begin{array}{l} -u_+({}^0X_{01} - 80) + u_+({}^0X_{01} - 120) + u_+({}^0X_{01} - 160) - \\ -u_+({}^0X_{01} - 240) - u_+({}^0X_{01} - 280) + u_+({}^0X_{01} - 320) \end{array} \right] \cdot \beta \quad (7.3)$$

Моделювання руху САТКГМ уздовж горизонтальних відрізків дороги з малими нерівностями їх профілів не потребує використання залежностей типу (7.2), (7.3) в математичних моделях.

При необхідності можна записати і особливі ділянки, такі як несучу здатність ґрунту, вплив перешкод, зони руху, де рух неможливий; оглядовість з кабіни водія, обмеження повороткості, удари об природні перешкоди.

7.2. Особливості моделювання руху САТКГМ на деформуємих поверхнях

Система «САТКГМ-деформуєма опорна поверхня/бездоріжжя» є відкритою, оскільки обмінюється з середовищем речовиною, енергією та інформацією. При дослідженні системи враховуються такі основні взаємозв'язки з середовищем:

- САТКГМ характеризується енергетичним потенціалом, який реалізує через трансмісію за допомогою рушій;
- враховується взаємодія САТКГМ опорною поверхнею (характеризується силою опору коченню і силою опору підйому);
- враховується інформація, що характеризує транспортні, атмосферні та інші умови, характерні для реальних умов експлуатації.

У випадку жорсткого кріплення основних елементів і вантажів розрахункова схема САТКГМ набуває вигляду (рис. 7.3). Розрахункова схема САТКГМ являє собою тверде тіло на пружних основах, яке перебуває в плоскопаралельному русі

у вертикальній площині, що розташована вздовж руху САТКГМ.

Тоді для розрахункової схеми, що наведена на рисунку 7.3, залишаються наступні узагальнені координати:

$q_1 = {}^0X_{01}, q_2 = {}^2Z_{01}$ – координати початку O_1 координатної системи $X_1O_1Z_1$ в нерухомій системі координат $X_0O_0Z_0$;

$q_3 = {}^0\varphi_{01}$ – кут повороту рухомої системи координат $X_1O_1Z_1$ відносно нерухомої системи координат;

$q_{3+j} = \varphi_j$ – кут повороту вала j -го ведучого колеса, $j = 1, \dots, m$;

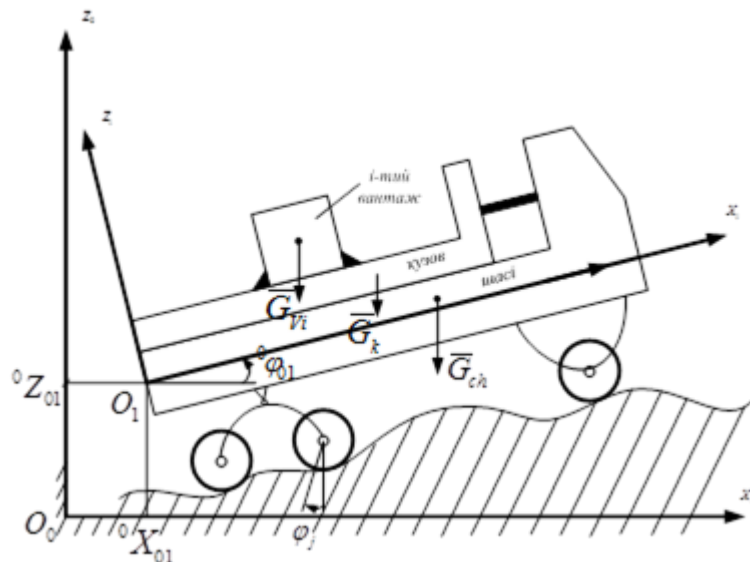


Рисунок 7.3 – Розрахункова схема САТКГМ з кріпленням її основних елементів і вантажів

У математичну модель САТКГМ з жорстко закріпленими кузовом та вантажами увійдуть модифіковані рівняння (3.18), (3.19), (3.20). (3.23). Модифікація цих рівнянь полягає в наступному:

- доданки, які мають множники m_{ch} , зберуться із заміною m_{ch} на M ;
- доданки, які мають множники m_k та m_{vi} , відпадуть;
- відстані L_1, L_2 заміняться на L'_1, L'_2 , які на відміну від виразів (3.3)

підрховуються за залежностями

$$\begin{cases} L'_1 = {}^1X_c \cos^0 \varphi_{01} - {}^1Z_c \sin^0 \varphi_{01} \\ L'_2 = {}^1X_c \sin^0 \varphi_{01} - {}^1Z_c \cos^0 \varphi_{01}, \end{cases}$$

де ${}^1X_c, {}^1Z_c$ – координати спільного центра мас шасі та кузова разом із вантажами.

Тоді математична модель САТКГМ з жорстко закріпленим кузовом до шасі та вантажами до кузова буде мати вигляд

$$\begin{cases} {}^0\ddot{X}_{01} \cdot M - {}^0\ddot{\varphi}_{01} M \cdot L - ({}^0\dot{\varphi}_{01})^2 \cdot M \cdot L'_1 = + \sum_{j=1}^m \frac{C_{kj}^T}{R_k} \cdot \\ \cdot \left[\left(\varphi_j - \varphi_j^{noch} \right) - \int_{t_{noch}}^t \frac{\sqrt{({}^0X_{OП.j})^2 + ({}^0Z_{OП.j})^2} dt}{R_k} \right] - \\ - \sum_{j=1}^{m_1} \frac{f_{kj} \cdot C_{OП.j}}{{}^0Z_{OП.j} - {}^0Z_d ({}^0X_{OП.j})} \cdot \{L_{OП.j}^V - [{}^0Z_{OП.j} - {}^0Z_d ({}^0X_{OП.j})]\}; \\ {}^0\ddot{Z}_{01} \cdot M + {}^0\ddot{\varphi}_{01} \cdot M \cdot L'_1 - ({}^0\dot{\varphi}_{01})^2 \cdot M \cdot L'_2 = -M_g + \\ + \sum_{j=1}^{m_1} C_{OП.j} \{L_{OП.j}^V - [{}^0Z_{OП.j} - {}^0Z_d ({}^0X_{OП.j})]\}; \\ {}^0\ddot{X}_{01} \cdot M \cdot L'_2 + {}^0\ddot{Z}_{01} \cdot M L'_1 + {}^0\ddot{\varphi}_{01} \{M [(L'_1 + L'_2)^2] + L_c\} = -g \cdot M \cdot L'_1 + \\ + \sum_{j=1}^{m_1} C_{OП.j} \{L_{OП.j}^V - [{}^0Z_{OП.j} - {}^0Z_d ({}^0X_{OП.j})]\} \cdot L_{5j}; \\ I_{Tkj} \ddot{\varphi}_j = M_{kj} - C_{kj}^T \cdot \left[\left(\varphi_j - \varphi_j^{noch} \right) - \int_{t_{noch}}^t \frac{\sqrt{({}^0X_{OП.j})^2 + ({}^0Z_{OП.j})^2} dt}{R_k} \right]; j = 1, \dots, m. \end{cases} \quad (7.4)$$

Параметри САТКГМ закладені у вигляді основних геометричних, інерційних і механічних показників. Результатами моделювання можна скористатися при прогнозуванні опорної прохідності САТКГМ при прямолінійному русі по бездоріжжю, яка може бути використана розробниками на стадії проектування колісної техніки для вирішення широкого кола завдань: для оцінки середньої швидкості руху на заданому маршруті, принципової можливості перевезення конкретного вантажу в заданих дорожніх умовах, для аналізу переваг і недоліків різних схем трансмісії, для оцінки ефективності різних законів управління індивідуальним приводом колісної машини, розрахунку потрібної потужності по зчепленню з опорною поверхнею і можливого

прогнозування рухливості по ділянках місцевості, для проектування і розрахунок буксирних пристрів і т. д. Застосування розробленої математичної моделі скорочує час рішення завдань.

7.3. Проведення комп'ютерних експериментів при дослідженнях руху САТКГМ в умовах бездоріжжя

Побудована математична модель руху САТКГМ (3.18)–(3.23) та компютерна модель дозволяють досліджувати динамічні характеристики широкого класу САТКГМ.

У підрозділі 3.6 показано, що в математичну модель руху САТКГМ із пружно-демпфувальним з'єднанням її основних елементів і вантажів (рівняння (3.18)–(3.23) входять „ $1+m+m_1$ ” функцій (3.26). Тут приймалося, що „ $m=1$ ” – задні колеса – ведучі, „ $m_1=2$ ” – дві пружні опори шасі.

Механічна характеристика двигуна трактора інтерполювалася за допомогою кубічних сплайнів. У МКІ передбачено початок руху САТКГМ з жорстким та з пружно-демпфувальним з'єднанням її основних елементів і вантажів з I або II передачі.

Робота САТКГМ з жорстким та з пружно-демпфувальним з'єднанням її основних елементів і вантажів досліджувалася на етапі “Розгін-Рух”. Початковими умовами цього етапу був стан спокою САТКГМ та її основних елементів і вантажів разом з їх інерційними елементами, а пружні елементи були у вільному стані, тобто:

$$\begin{aligned} & \text{При } t = t^{noch} = 0 \\ & \left\{ \begin{array}{l} {}^0X_{01} = {}^0X_{01}^{noch}; \\ {}^0\dot{X}_{01} = {}^0\dot{X}_{01}^{noch} = 0; {}^0Z_{01} = {}^0Z_{01}^{noch}; {}^0\dot{Z}_{01} = {}^0\dot{Z}_{01}^{noch} = 0; {}^0\varphi_{01} = {}^0\varphi_{01}^{noch}; {}^0\dot{\varphi}_{01} = {}^0\dot{\varphi}_{01}^{noch} = 0; \\ {}^0X_{01} = {}^0X_{01}^{noch}; {}^0\dot{X}_{01} = {}^0\dot{X}_{01}^{noch} = 0; {}^2X_{ci} = {}^2X_{ci}^{noch} = 0; i = 1, \dots, n; \\ \varphi_j = \varphi_j^{noch} = 0; \dot{\varphi}_j = \dot{\varphi}_j^{noch}; i = 1, \dots, n. \end{array} \right. \end{aligned} \quad (7.5)$$

У математичну модель руху САТКГМ, крім заданих функцій (3.25), входять ще „ $14+7n+2m+4m_1$ ” відомих параметрів (3.24). Тут приймалося, що $n=1$ – один

вантаж може пружно кріпитися до кузова, $m = 1$ – один ведучий міст, $m_1 = 2$ – дві опори шасі.

Серед множини параметрів (3.24) при проведенні математично-комп'ютерних експериментів частину з них приймали незмінними в усіх експериментах, інша частина параметрів мала різні значення в різних експериментах.

Однакові за величиною параметри для усіх експериментів:

$$\left\{ \begin{array}{l} {}^2Z_{Ci}, m_{Vi}, I_{Ci}, L_{i-1}, i=1, \dots, n; \\ {}^2X_{Ck}, {}^2Z_{Ck}, m_k, L_{Chk}, {}^1X_C, {}^1Z_{Cch}, m_{ch}, {}^1Z_{02}, R_k; \\ I_{Tkj}, C_{kj}^T, j=1, \dots, m; \\ {}^1X_j, {}^1Z_j, C_{kj}^P, C_{Pj}, j=1, \dots, m_1. \end{array} \right. \quad (7.6)$$

Конкретні значення цих параметрів бралися з паспортних даних УТМ.

Різні за величиною параметри для різних експериментів:

$$\left\{ \begin{array}{l} C_{i-1,i}, \alpha_{i-1}, f_{ki}, i=1, \dots, n; \\ C_{Chk}, \alpha_k, f_{ch}; \\ f_{kj}, j=1, \dots, m_1. \end{array} \right. \quad (7.7)$$

Ці параметри відображають пружно-демпфувальне або жорстке з'єднання основних елементів САТКГМ та вантажів і сили опору їх відносних переміщень. Вплив саме цих параметрів на динамічні характеристики САТКГМ під час транспортування вантажів при пружно-демпфувальному з'єднанні їх основних елементів досліджувався в подальшому.

При дослідженні динамічних характеристик експерименти виконувалися у такій послідовності: спочатку досліджувався рух САТКГМ з причепом, що жорстко з'єднаний із УТМ, і вантажами, що жорстко закріплені на причепі, потім досліджувалися динамічні характеристики САТКГМ під час транспортування вантажів при пружно-демпфувальному з'єднанні УТМ з причепом. Після цього порівнювалися результати.

За критерії порівняльного аналізу роботи САТКГМ з жорстким та з пружно-демпфувальним з'єднанням її з причепом і вантажів на етапі руху "Розгін-Рух"

вибрані такі основні показники їх роботи:

- величина роботи, яку виконує двигун за час руху;
- максимальна та середня швидкості, яких УТМі причеп досягають під час руху по дорозі певного типу при заданій зовнішній характеристиці двигуна;
- пройдений шлях за час руху;
- середній крутний момент $M_{k^{сер}}$ двигуна зведений до осей ведучих коліс, та його середня потужність N_d ;
- екстремальні значення зусиль, що діють у пружних елементах між ведучими колесами-рамою УТМ, рамою УТМ-прицепом, причепом-вантажем, між вантажами;
- екстремальні значення пришвидшень рамою УТМ, причепом.

Важливим науково-практичним завданням є прогнозування характеристик прямолінійного руху САТКГМ, наприклад, автопоїздів по бездоріжжю при різних тягових поєднаннях ланок: при буксируванні причепа тягачем з жорстким, гнучким зв'язком (односторонньою на тросі), буксируванні причепа нерухомим тягачем з використанням лебідки.

Зв'язок тягача і причепа реалізується над силу тяги на гаку $P_{кр}$. У разі моделювання пружної або жорсткої взаємодії ланок сила на гаку визначається залежністю:

$$P_{кр} = (X_{СТ} - X_{СПР}) \cdot C + (V_{ХТ} - V_{ХПР}) \cdot B,$$

де C – коефіцієнт жорсткості зчіпного пристрою в подовжньому напрямі;

B – коефіцієнт демпфування зчіпного пристрою в подовжньому напрямі;

$X_{СТ}$ – координата центру мас тягача по осі X ;

$X_{СПР}$ – координата центру мас причепа по осі X ;

$V_{ХТ}$ – швидкість центру мас тягача;

$V_{ХПР}$ – швидкість центру мас причепа.

Таким чином, змінюючи коефіцієнти жорсткості і демпфування вузла зчленування, можна задавати різний зв'язок між тягачем і причепом. Для випадку з'єднання ланок через гнучкий зв'язок характер зміни сили тяги на крюку РКР

залежно від розтягування троса $\Delta l = X_{СТ} - X_{СПР}$ визначається з урахуванням початкових координат положення центрів мас ланок

$$P_{KP} = (\Delta l - L_o) \cdot C, \text{ при } \Delta l \leq 0, P_{KP} = 0.$$

На силу тяги на гаку враховується взаємодія між ланками автопоїзда, кількість яких визначається об'єктом досліджень.

7.4. Дослідження роботи УТМ з сипучими вантажами

Комунальні машини – машини комунального господарства, призначені для санітарного очищення і прибирання території населених пунктів. До устаткування, призначеного для промислового очищення вулиць, належить широкий спектр комунальної прибиральної техніки.

Проблема цілорічного використання збиральних машин вирішується за рахунок застосування легкознімних агрегатів і устаткування. Механізоване прибирання міських територій є одним з важливих і складних завдань охорони довкілля міста, а зокрема підтримка в чистоті і порядку дорожніх покриттів з метою забезпечення стабільної експлуатації доріг, видалення і знешкодження побутових відходів. Найважливішою ланкою комунального господарства є саме легкознімне устаткування, яке здатне забезпечити ефективні результати, економію коштів і мобільність.

Шасі вантажних автомобілів і промислові трактори (гусеничні і колісні) широко застосовуються для створення дорожно-будівельних, комунальних машин і спеціальної техніки. Ці машини мають бути надійними і довговічними. Рама вантажного автомобіля і тракторів – їх базова конструкція. Руйнування рами повністю призводить до відмови в роботі. Поломка подовжніх балок рами змушує повністю розбирати машину для ремонту рами або заміни її на нову. Тому рама повинна володіти, в порівнянні з іншими агрегатами, найбільшою довговічністю, бути надійною в експлуатації впродовж усього терміну служби і списуватися разом з машиною при її остаточному вибракуванні [212,236,322].

В той же час рама не повинна мати зайвого запасу міцності, а розраховуватися на довговічність, що відповідає економічно обгрунтованому

терміну служби машини [52]. На практиці рами часто руйнуються задовго до закінчення терміну служби і мають значно меншу довговічність, ніж інші агрегати, що не є базовими.

Поставлені завдання характерні для досліджуваної проблеми [52,212,236,322,324], але залежно від особливостей конструкції обладнання і технологічного процесу потребують додаткових досліджень: оцінити міцність рами комунальної машини, розробити комплекс віртуальних комп'ютерних випробувань, що дозволяють ефективно контролювати міцність і довговічність рам вантажних автомобілів і їх окремих елементів на усіх етапах проектування (рис.7.4).

При дослідженні навантаженості рами комунальної машини, моделювався один з найбільш навантажених режимів, зокрема наповнення ковша сипким вантажем [325-330].

Запишемо вираз для визначення сумарного опору входу ковша в штабель сипкого вантажу в наступному вигляді (рис. 7.5):

$$W = k_{1д}P_0 + k_{2д}P_{пр} + P_{тр} \quad (7.8)$$

$k_{1д}$ і $k_{2д}$ – коефіцієнти, що враховують збільшення основних складових опорів за рахунок додаткових опорів, відповідно, входу передніх кромки бокових стінок і від їх тертя об вантаж

$$k_{1д} = 1.1 \div 1.2 \quad \text{і} \quad k_{2д} = 1.04 \div 1.1$$

$P_{тр}$ – опір тертя на нижній поверхні днища ковша.

$$P_{трmax} = (G_k + G_{кр} + P)\mu_1 \quad (7.9)$$

N_1 – рівнодіюча нормальних напружень по площині сколювання;

N – рівнодійна сила нормальних напружень на майданчику ad ;

G – вага призми випирання;

G_1 – сила ваги вантажу;



Рисунок 7.4 – Приклад САТКГМ для якої необхідно враховувати вплив силових навантажень при виконанні технологічних процесів

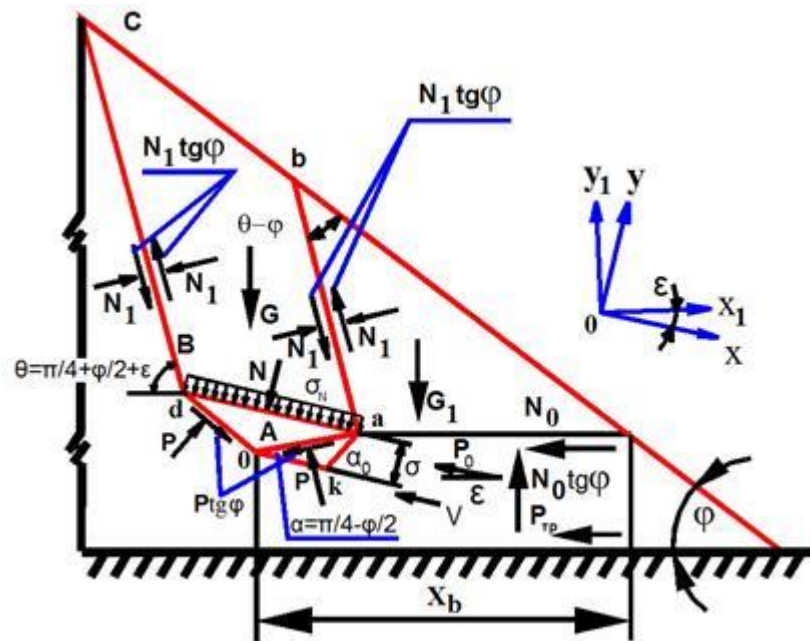


Рисунок 7.5 – Розподіл сил при входженні ріжучої кромки ковша в штабель сипкого вантажу.

P' – сума вертикальної проекцій всіх діючих на ківш з сторони штабеля зусиль;

μ_1 – коефіцієнт тертя між днищем ковша і штабелем вантажу.

При визначенні опору на кромці днища ковша враховується взаємодія кромки з ущільненим ядром $ad0k$ (яке складається з змінної і незмінної частин), що періодично сколюється відтісняє прилеглі частини вантажу. При цьому зміщувані маси вантажу вважаються затвердливими, поверхні зсуву – плоскими, а тертя на цих поверхнях – пропорційно сумарному нормальному тиску.

Перед передньою кромкою, що рухається зі швидкістю V під кутом нахилу відвалу ε до основи штабеля, утворюється ущільнене ядро, яке коливається під кутом α до напрямку руху. Ламка призма сипучого вантажу пересувається по площині заточки ножа або по поверхні, утвореній налиплим до нього вантажем. Вантаж відтісняється в одну або обидві сторони в залежності від форми заточування ножа і траєкторії руйнування.

Максимальне напруження δ_{0max} буде від сили дії кромки на вантаж P_0 , яку можна вважати спрямованою по дотичній до траєкторії переміщення кромки. На рис.7.5 розглядається випадок, коли кут сколу ядра $\alpha > \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2}$ найбільш реальний [303], де φ – кут різання відвалу. Призма відколу аодк має довжину B в перпендикулярному напрямі площини креслення, знаходиться в рівновазі під дією граничних сил N , P і $Ptg_{ср}$.

Сила P_0 дорівнює сумі проєкцій сил P і $Ptg_{ср}$ на вісь x :

$$P_0 = P \sin \alpha + P tg \varphi \cos \alpha$$

$$P_0 = P \frac{\sin(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2})}{\cos \varphi} \quad (7.10)$$

Складемо рівняння рівноваги проєкцій на вісь y сил, що діють на змінну частину ядра аод:

$$\sum y = 0 \quad 2P \frac{\cos(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2})}{\cos \varphi} - N = 0$$

Звідки

$$P = N \frac{\cos \varphi}{2 \cos \varphi (\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2})} \quad (7.11)$$

Значення рівнодійної N буде граничним, коли всі частинки вантажу над передньою кромкою отримують зсув. Тоді:

$$N = 2N_1 \operatorname{tg} \varphi \sin(\theta - \varepsilon) + G \cos \varepsilon \quad (7.12)$$

$$G = 1000BVadXb \frac{\sin \varphi \sin(\theta - \varepsilon)}{\sin(\theta - \varphi)} \quad (7.13)$$

де V – сила ваги сипучого вантажу (кН/м³).

На підставі положення механіки насипних вантажів граничний напружений стан сипучого вантажу настає по площинах, розміщених одна щодо іншої під кутом $\frac{\pi}{2} \mp \varphi$ і симетричним щодо лінії дії головних їх напружень.

Найбільша головна напруга σ_{0max} буде від сили дії пластини на вантаж P_0 (7.10), яка спрямована по дотичній до траєкторії переміщення кромки пластини. Лінія дії другої головної напруги буде перпендикулярна напрямку руху.

Враховуючи наведене положення механіки сипучих вантажів, вважаємо, що площини відколу ущільненого ядра перед передньою кромкою в зоні А розміщені під кутом α до напрямку руху:

$$\alpha = \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \quad (7.14)$$

Визначимо середнє значення кутів φ і α (7.14) для піску, камяного вугілля і щебеню, як найбільш трудомістких вантажів, результати підрахунку зведемо в табл. 7.1.

Сколена призма аод пересувається по площині заточки ножа або з якійсь поверхні, утвореній налиплим до неї вантажем.

Оскільки на поверхні заточування присутні вибоїни і інші нерівності, відбудеться налипання вантажу на кромку, а збільшення ущільненого ядра припиниться при куті заточки.

Таблиця 7.1

Середнє значення кутів φ і α для різних сипких матеріалів

Назва сипкого вантажу	Коефіцієнт внутрішнього тертя $f = \operatorname{tg}\alpha$	Середнє значення коефіцієнта внутрішнього тертя	Внутрішній кут тертя $\varphi = \operatorname{arctg}f$	Кут сколювання ущільненого ядра $\alpha = \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2}$
Пісок	0.57 - 0.84	0.70	35°	27°30'
Кам'яне вугілля	0.51 - 1.00	0.75	37°	26°30'
Щебінь	0.51 - 1.00	0.78	38°	26°

$$\alpha = \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \quad (7.15)$$

Визначимо кут α_0 для піску, кам'яного вугілля і щебеню, результати розрахунку зведемо в табл. 7.2.

Таблиця 7.2 – Кут заточки передньої кромки α_0 для різних сипких матеріалів

Назва сипкого вантажу	Кут внутрішнього тертя (взято із таблиці 7.1)	$\alpha_0 = \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2}$
Пісок	35°	55°
Кам'яне вугілля	37°	53°
Щебінь	38°	52°

При кутах заточки передньої кромки ковша (7.14) пересування частинок вантажу на ніж по площині сколювання буде затримуватися на площині заточки передньої кромки, що призведе до утворення частини ущільненого ядра, що не зминається і буде збільшуватися до тих пір, поки кут між площиною заточки передньої кромки і напрямком руху не стане рівним

$$\alpha = \frac{\pi}{4} - \varphi_1 \quad (7.16)$$

де φ_1 – кут (зовнішнього) тертя вантажу по площині заточки.

Визначимо середнє значення кутів φ_1 і α_0 і для піску, камяного вугілля і щебеню, результати розрахунку зведемо в табл. 7.3.

Таблиця 7.3 – Середнє значення кутів φ_1 і α_0 для різних сипких матеріалів

Назва сипкого вантажу	Коефіцієнт внутрішнього тертя $f_1 = tg\alpha_1$	Середнє значення внутрішнього кута	Кут внутрішнього тертя $\varphi_1 = arctg f_1$	$\alpha_0 = \frac{\pi}{4} - \varphi_1$
Пісок - сталь	0.32 – 0.80	0.56	29°14'	60°46'
Кам'яне вугілля - сталь	0.29 – 0.84	0.565	29°28'	60°32'
Щебінь - сталь	0.47 – 0.73	0.60	30°58'	60°02'

Максимальна напруга тепер буде σ_n , оскільки воно обумовлене опором випиранню. У зв'язку з цим площини сколу змінюють своє розташування в сипучому вантажі, а кут θ приближається до граничного значення:

$$\theta_{\text{пред.}} = \frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} + \varepsilon$$

Якщо захват вантажу здійснюється по способу зачерпування «знизу», з умови рівноваги призми сипучого вантажу $ab0$:

$$\sum x_1 = 0 ; N_1 \frac{\sin(\theta - \varphi)}{\cos \varphi} - N_0 tg \varphi = 0,$$

$$\sum x_1 = 0 ; N_1 \frac{\cos(\theta - \varphi)}{\cos \varphi} - N_0 G_1 = 0$$

Звідси,

$$N_1 = G_1 \frac{\cos \varphi \cdot \sin \varphi}{\sin \theta}$$

Підстановкою значень G , N_1 , N , P з співвідношень (7.16), (7.13), (7.12), (7.11)

в залежність (7.10) отримуємо:

$$P_0 = 1000B_\gamma X_B^2 \sin^3 \varphi \frac{\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2}\right) \sin(\theta - \varepsilon)}{2 \sin(\theta - \varphi)} \cdot \left(1 + \frac{ad \cos \varepsilon}{X_B \sin^2 \varphi}\right) (H). \quad (7.17)$$

Вираз (7.17) не відображає впливу на опір пересуванню кута заточування пластини α_0 , що справедливо тільки при кутах заточування $\alpha_0 > \frac{\pi}{2} - \rho$ чи при $\alpha_0 > \frac{\pi}{2} - \varphi$, де ρ – кут тертя вантажу по площині заточування.

При менших кутах заточування передньої кромки напрямок максимальної напруги в сипучому вантажі перед передньою кромкою складе з горизонтом кут:

$$\alpha' = \frac{\pi}{2} - \alpha_0 - \rho + \varepsilon,$$

або

$$\alpha' = \frac{\pi}{2} - \alpha_0 - \varphi - \varepsilon.$$

Однак враховуючи, що заточування виконується фактично в межах $\frac{\pi}{2} \div \frac{\pi}{4}$ і що при експлуатації на передній кромці ковша обов'язково появляються вибоїни, а сама кромка затупиться, то доцільно при практичних розрахунках не враховувати вплив на опір на кромці кута її заточки, вважаючи, що перед передньою кромкою завжди є ущільнююче ядро, яке і розсовує шар вантажу, а напрямок максимальної напруги в зоні перед передньою кромкою збігається з напрямком руху. При цьому вважається, що межі кромки перпендикулярні напрямку її переміщення.

Якщо вантаж легкосипучий, не має шматкових включень, величина ad , що входить в вираз (7.17), дорівнює:

$$ad = 2\delta \operatorname{ctg}\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} + \varepsilon\right),$$

де δ – товщина передньої частини дна ковша.

Запишемо вираз (6.17):

$$P_0 = 1000B_\gamma X_B^2 \sin^3 \varphi \frac{\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2}\right) \sin(\theta - \epsilon)}{2 \sin(\theta - \varphi)} \cdot \left(1 + \frac{2\delta \cos \epsilon}{X_B \sin^2 \varphi} \operatorname{ctg}\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2}\right)\right).$$

або

$$P_0 = 1000B_\gamma X_B^2 k_1 \left(1 + \frac{2\delta}{X_B} k_2\right),$$

де k_1 і k_2 – коефіцієнти залежні від типу вантажу і напрямку руху кромки в штабелі,

$$k_1 = \frac{\sin^2 \varphi \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2}\right) \sin\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2}\right)}{2 \sin\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} + \epsilon\right)},$$

$$k_2 = \frac{2 \cos \epsilon}{\sin^2 \varphi} \operatorname{ctg}\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2}\right)$$

На рис. 7.6 показана залежність цих коефіцієнтів від напрямку руху кромки в штабелі.

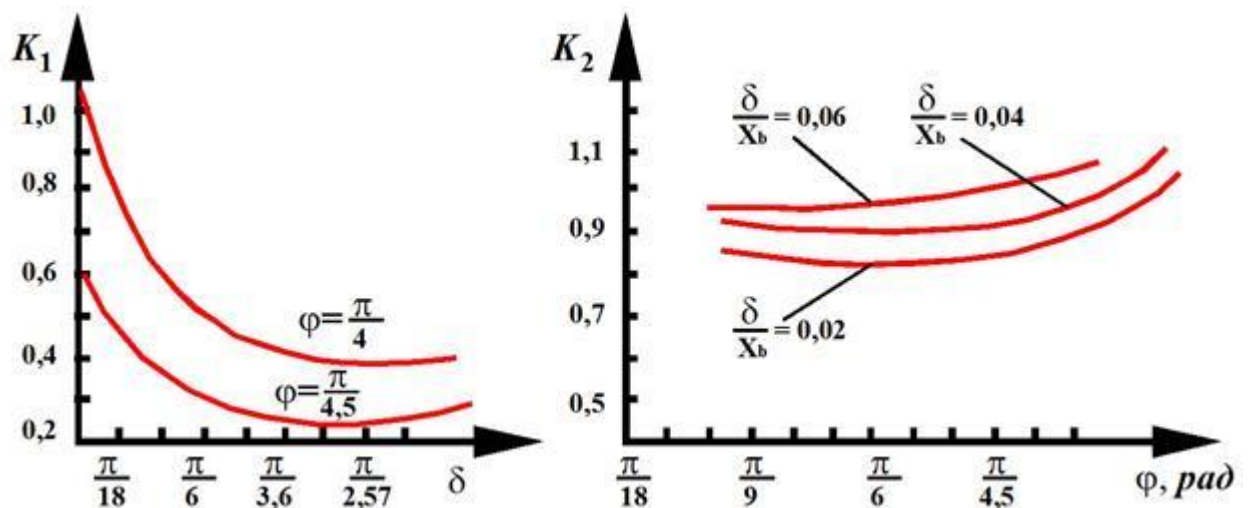


Рисунок 7.6 – Залежність коефіцієнтів k_1 і k_2 від напрямку руху кромки ковша в штабелі сипучого вантажу.

Закінчуючи визначення складових опор, запишемо (див. рис. 7.5).

$$P_{\text{пр}} = P_1 \sin \theta - N_1 \operatorname{tg} \varphi \cos \theta,$$

або

$$P_{\text{пр}} = G_{\text{гр}} \frac{\sin\varphi}{k_0} \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right),$$

де k_0 – коефіцієнт, що враховує осипання вантажу,

$$k_0 = 0,8 \div 0,9;$$

$$G_{\text{гр}} = G + G_1.$$

$$P' = \sum y = G - N_1 \operatorname{tg}\varphi \sin \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} \right) - N_1 \cos \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} \right) - P \operatorname{tg}\varphi \sin \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right) + P \cos \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right).$$

Звідки:

$$P' = G_1 \left[(1 - \sin\varphi) + \sin^2\varphi + \frac{2\delta}{X_B} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} \right) \right],$$

або

$$P' = G_{\text{тр}} \frac{k_d}{k_0},$$

де k_d – рівний багаточлену в квадратних дужках коефіцієнт, що враховує додаткове від вантажа тиску на дно ковша.

Значення $k_1 = f(\varphi)$ при $\frac{\delta}{x_b} = 0,02 \div 0,1$ наведені на рис.7.6. Для практичних розрахунків з деяким запасом можна застосувати $\frac{k_d}{k_0} \geq 1,2$ при $\varphi \frac{\pi}{4,5}$ рад.

Отримані вирази визначення опору входженню ковша в сипучий вантаж можна використовувати не тільки при розрахунку опорів горизонтальному входженню, а також і у випадку, коли траєкторія передньої кромки ковша направлена під кутом до горизонту, тобто практично для любого випадку зачерпування знизу.

На основі креслення в програмі SolidWorks створена 3D-версія рами комунальної машини (рис.7.7). Далі необхідно побудувати сітку з кінцевих елементів, що складається з 5,6к елементів типу Shell181 розміром 0,01м.

Запустивши додаток Simulation в програмі SolidWorks®, вибираємо вид

розрахунку – статичний, марку сталі конструкції, основний режим навантаження для рами приймаємо – завантаження ковшом сипкого матеріалу.

Наступним кроком буде вибір точок опори, а саме місце кріплення рами до підвіски. Точки опори показані на рис. 7.8 зеленим кольором.

Після визначення точок навантаження конструкції, прикладаємо розраховані зусилля на відповідні частини конструкції. Статичне навантаження, прикладене до рами, можна розділити на дві групи:

а) навантаження навісного обладнання (двигуна, коробки передач, кабіни, паливного баку, акумуляторних батарей);

б) навантаження робочого навісного обладнання, яке встановлюємо на передню, задню та середню частину рами автомобіля та приймаємо для розрахунків рівним 1200 кг.

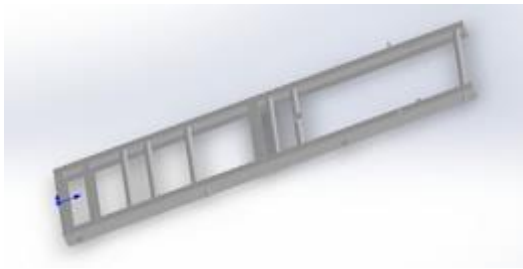


Рисунок 7.7 – Рама УТМ

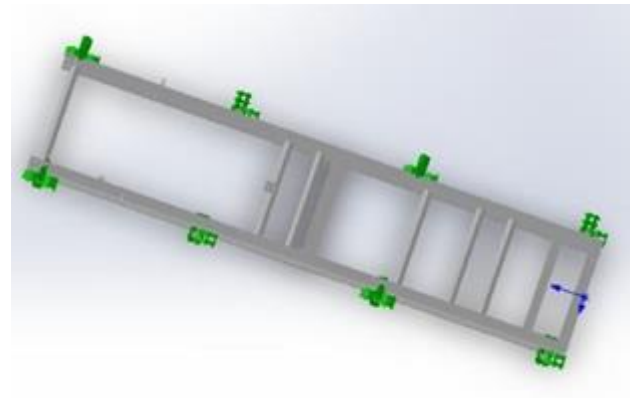


Рисунок 7.8 – Місця кріплення рами до підвіски УТМ

В навантаження робочого навісного обладнання враховуємо зусилля, викликані завантаженням ковшом сипкого матеріалу. Прикладення зусиль робочого навісного обладнання на передню частину рами прибиральної машини показано на рис. 7.9.

Останньою дією перед розрахунком буде створення сітки, оскільки без її побудови неможливо зробити розрахунок. Рама комунальної машини зі створеною сіткою показана на рис. 7.10.

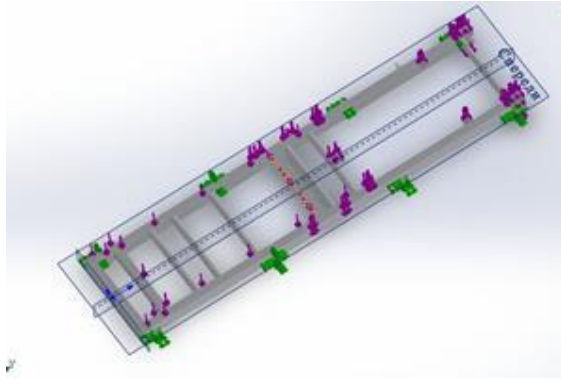


Рисунок 7.9 – Прикладення зусиль робочого навісного обладнання на передню частину рами



Рисунок 7.10 – Рама УТМ зі створеною сіткою

Використовуючи систему SolidWorks, виконаний аналіз міцності рами комунальної машини. На підставі проведеного розрахунку виконана конструктивна модернізація рами.

Результатами досліджень є: напруження, що виникають в рамі під час статичного навантаження, переміщення, що виникають в рамі під час статичного навантаження та деформації що виникають в рамі під час статичного навантаження. З урахуванням коефіцієнту запасу міцності отримаємо переміщення, що виникають в рамі зображені на рис. 7.11, а також напруження, що виникають в рамі зображені на рис. 7.12.

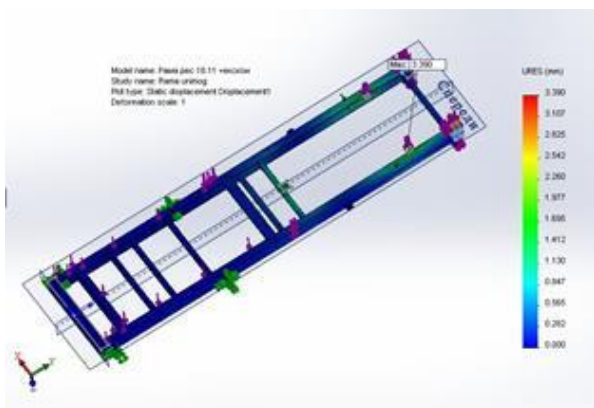


Рисунок 7.11 – Переміщення, що виникають в рамі під час встановлення основного та переднього навісного обладнання

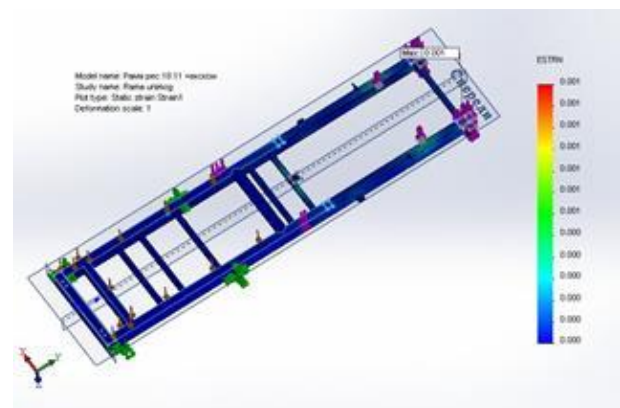


Рисунок 7.12 – Напруження, що виникають в рамі під час встановлення основного та переднього навісного обладнання

Після розрахунку можна зробити висновок, що максимальні напруження що виникають в рамі складають 323 860 544 N/m, максимальні переміщення складають 3,39 мм, а максимальні деформації 0,001 м, згідно з отриманим коефіцієнтом запасу міцності 2,04 спроектована рама витримає прикладене навантаження основного навісного обладнання, та робочого прикладеного до передньої частини рами автомобіля. Тим самим забезпечивши довгий термін служби, та можливість встановлення різного обладнання. Такий самий розрахунок проводився також і для встановленого робочого обладнання в середній та задній частині рами автомобіля, де отримано максимальні напруження 252 200 848 N/m та 252 566 512 N/m, максимальні переміщення 3,68 мм та 3,65 мм, деформації в обох випадках 0,001 м, коефіцієнти запасу міцності 2,62 та 2,18, що також свідчатиме про довгий термін експлуатації. Напруження, що виникають в рамі, зображені на рис. 7.13. Зміна коефіцієнта запасу міцності в елементах рами, зображена на рис. 7.14.

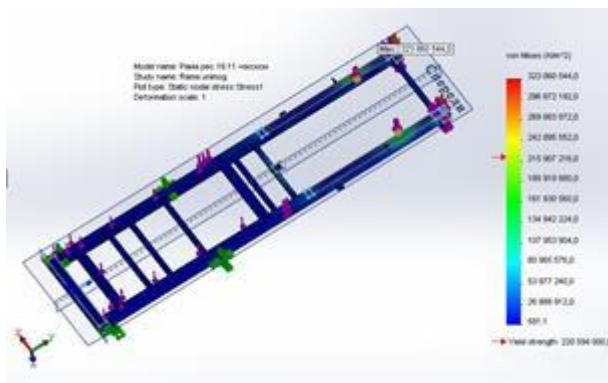


Рисунок 7.13 – Напруження, що виникають в рамі під час встановлення основного та переднього навісного обладнання

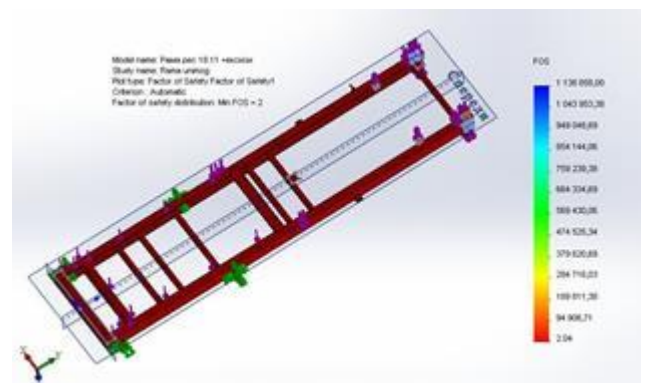
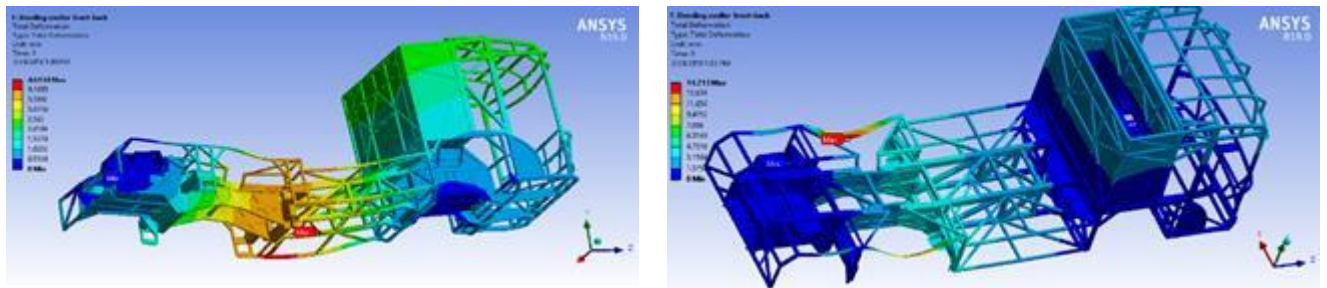


Рисунок 7.14 – Зміна коефіцієнта запасу міцності в елементах рами УТМ

Оцінка ресурсу рами УТМ виконана за критерієм втомної довговічності, з урахуванням випадкового характеру навантаження і розподілу втомних властивостей. У розрахунках враховані чинники, що знижують характеристики втомної міцності, зокрема, концентрація напруги, наявність зон термічного впливу в зварних швах і інші конструкторсько-технологічні чинники [330].

Для сміттевозів з електричним приводом, зокрема досліджуються питання забезпечення міцності несівної конструкції шасі електросміттевоза з послідуною її оптимізацією. Рама шасі перевіряється на згин, на кручення при вивантаженому лівому передньому колесі, на кручення при вивантаженому правому задньому колесі. Результатами розрахунків є епюр повної деформації, еквівалентних напружень та запасу міцності. За результатами розрахунків проведено оптимізацію конструкції рами шасі (рис.7.16).

Отримані результати можна розглядати як практичну реалізацію інженерного підходу, що дозволив на ранніх стадіях проектування нових і модернізації існуючих виробів прогнозувати і формувати ресурс відповідальних елементів ходових і несучих систем транспортних засобів.



а)

б)

Рисунок 7.16 – Дослідження рами сміттевоза на жорсткість (показано напруження в елементах рами на згин до (а) і після оптимізації (б))

Результати розробленої методики впроваджені у ПАТ “ДЗАК” (м. Дрогобич) та ВАТ „Укравтобуспром” (м.Львів), ДП "АЗ №1" АТ "АК "Богдан Моторс" (м.Луцьк), ТзОВ Банке електромоторів ЮЕй (м.Луцьк), ВАТ «СтрийАвто» (м.Стрий), що підтверджено відповідними актами.

7.5. Функціонування евакуатора в процесі завантаження

Навантажувально-розвантажувальним ТЗ доволі часто трапляються випадки витягування застряглих об'єктів з використанням тяги двигуна або засобів евакуації (лебідок, поліспаствів, важелів другого роду, кранового устаткування). Для цього використовуються способи напівпідйому і підйому (рис.7.17). Вони є найбільш ефективні при витягуванні об'єктів з укриттів, завалів, кар'єрів, а також при встановленні машин, що перекинулися у вузькі перешкоди з вертикальними

стінками (протитанкові рови, кювети, яри і т. п.). При цьому спостерігається таке явище, як залипання вантажу – кран намагається відірвати машину, яка занурена в опорну поверхню. В якийсь момент часу машина ривком відривається від поверхні і при цьому в елементах конструкції крана спостерігаються великі динамічні навантаження, що можуть привести до руйнування цих елементів.

Для ефективної експлуатації БРЕМ необхідно враховувати їх умови роботи, які можуть відрізнятися значним різноманіттям [331]. Особливо жорсткі вимоги до БРЕМ пред'являються під час підйомно-транспортних робіт, пов'язаних з евакуацією пошкодженої чи несправної техніки. Математичне моделювання різноманітних режимів роботи БРЕМ дозволяє вирішувати завдання проектування їх систем, дослідження динамічних процесів, аналізу аварійних ситуацій.

Але універсальні пакети візуального моделювання складних динамічних систем є громіздкими і візуально важко сприйнятними [332-338].



Рисунок 7.17 – Приклад САТКГМ, які задіяні при виконанні підйомно-транспортних робіт

Тому актуальним є створення порівняно простіших математичних моделей для дослідження тільки, наприклад, підйомно-транспортного обладнання БРЕМ з характерними для нього умовами експлуатації.

Основними загальними ознаками в конструкції БРЕМ є шарнірне кріплення стріли до поворотної платформи і розміщення обойми гака на тросовій підвісці.

Для різних варіантів шасі в робочому режимі встановлюється на виносних опорах [333,335]. Виділяють два варіанти конструкцій стріл: фермові і телескопічні. Телескопічні стріли в порівнянні з фермовими застосовуються ширше, оскільки кран з телескопічною стрілою завжди готовий до роботи на відміну від фермової, для монтажу якої необхідно додатковий час.

З аналізу публікацій по дослідженню СВК видно, що їх конструкції розглядаються як складні динамічні системи [332,333]. Такі системи містять механізми і приводи з урахуванням різноманітності зв'язків між їх елементами, впливу зовнішнього середовища, технологічних умов роботи, адаптивності управління [334,335].

Стан динамічної системи СВК що є сукупністю неоднорідних підсистем, змінюється в часі: вона піддається зовнішнім збуренням різної природи (динамічні зусилля, вітрові навантаження, дії з боку мікрорельєфу і т.д.); внутрішнім збуренням (поломка механізмів, обрив стріловидних і вантажних канатів і т.д.); зовнішнім керуючим діям (робочі завдання); внутрішнім керуючим діям (управління механізмами крана).

Створення програмного середовища для дослідження та аналізу роботи підйомно-транспортного обладнання БРЕМ, яке враховує особливості експлуатації.

Створення програмного забезпечення для дослідження і аналізу роботи підйомно-транспортного обладнання БРЕМ, зокрема СВК, дозволяє виділити етапи побудови моделі:

1. Побудова моделі механічної підсистеми;
 2. Побудова моделі підсистеми гідроприводу;
 3. Задання управляючих і збурюючих дій;
 4. Задання параметрів моделювання (граничних умов, кроку інтегрування, параметрів виведення результатів і так далі);
 5. Задання чисельних значень параметрів і початкових умов,
 6. Проведення обчислювального експерименту.
1. Методика моделювання механічної підсистеми крана основана на

використанні методу однорідних координат і побудові рівнянь руху у формі рівнянь Лагранжа другого роду [262,263].

Механічну підсистему СВК представляємо у вигляді ланок якими є стріла, тросова підвіска з обоймою гака і вантажем [44,54,336].

Враховуючи значні жорсткості остову крана, металоконструкції стріловидного обладнання, прийmemo широко поширені у техніці допущення, представивши розрахункову схему у вигляді динамічної системи, що складається з абсолютно жорстких елементів з зосередженими податливостями. Для спрощення математичної моделі доцільно зовнішні сили, що діють на стріловидне обладнання крана, зображати на розрахунковій схемі еквівалентними складовими, прикладеними в певних точках і являють проекції результуючих сил на осі інерціальної системи координат.

На рис. 7.18 зображена розрахункова схема СВК, елементами якої є стріла крана масою m , що включає частина маси гідроциліндра підйому стріли і тросова підвіска з обоймою крюка і вантажем масою m_B .

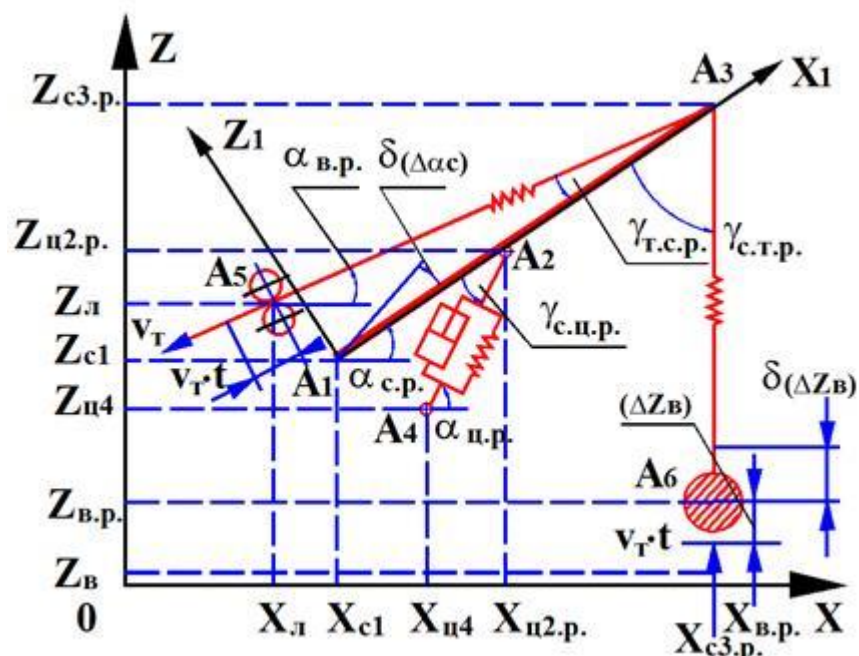


Рисунок 7.18 – Розрахункова схема СВК БРЕМ Атлет

Стріла крана є абсолютно жорсткою конструкцією, що характеризуються моментом інерції; координатами центру мас ланки; масою m .

За узагальнені координати приймаються: кут $\Delta\alpha_C$ відхилення осі стріли від її встановленого гідроциліндром положення – від установчого кута α_C та вертикальне переміщення Δz_B вантажу, яке обумовлене лише пружними деформаціями розтягу вільних ділянок троса ($\Delta z_B \leq 0$) або їх прослабленням ($\Delta z_B \geq 0$).

Сумарна кінетична енергія механічної системи “стріла крана – вільні ділянки троса основної лебідки – вантаж”:

$$T_{\Sigma} = T_C + T_B = \frac{1}{2} \cdot J_C \cdot \omega_{C.P.}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_B \cdot v_{B.P.}^2 = \frac{1}{2} \cdot J_C \cdot \left[\frac{d}{dt}(\Delta\alpha_C) \right]^2 + \frac{1}{2} \cdot m_B \cdot \left[v_T + \frac{d}{dt}(\Delta z_B) \right]^2 ; \quad (7.18)$$

де J_C – момент інерції стріли крана відносно осі, що проходить через центр її шарнірного кріплення до БРЕМ і яка перпендикулярна до площини рисунку; приймаючи погонну масу стріли сталою величиною, її момент інерції дорівнює:

$$J_C = \frac{1}{3} \cdot m_C \cdot L_C^2$$

Компоненти лівих частин рівняння Лагранжа другого роду мають вигляд:

$$\frac{\partial T_{\Sigma}}{\partial(\Delta\alpha_C)} = 0 ; \quad \frac{\partial T_{\Sigma}}{\partial(\Delta z_B)} = 0 ; \quad (7.19)$$

$$\frac{d}{dt} \left\{ \frac{\partial T_{\Sigma}}{\partial \left[\frac{d}{dt}(\Delta\alpha_C) \right]} \right\} = \frac{d}{dt} \left[J_C \cdot \frac{d}{dt}(\Delta\alpha_C) \right] = J_C \cdot \frac{d^2}{dt^2}(\Delta\alpha_C) ; \quad (7.20)$$

$$\frac{d}{dt} \left\{ \frac{\partial T_{\Sigma}}{\partial \left[\frac{d}{dt}(\Delta z_B) \right]} \right\} = \frac{d}{dt} \left\{ m_B \cdot \left[v_T + \frac{d}{dt}(\Delta z_B) \right] \right\} = m_B \cdot \frac{d^2}{dt^2}(\Delta z_B) . \quad (7.21)$$

На можливій зміні $\delta(\Delta\alpha_C)$ узагальненої координати $\Delta\alpha_C$ виконують роботу $\delta A_{\delta(\Delta\alpha_C)}$ сили: $P_{T.P.}$ – сила натягу вільних ділянок троса; $P_{Ц.П.}$ – сила з боку штока силового гідроциліндра; G_C – вага стріли крана. На можливій зміні $\delta(\Delta z_B)$ узагальненої координати Δz_B виконують роботу $\delta A_{\delta(\Delta z_B)}$ сили: $P_{T.P.}$ – сила натягу вільних ділянок троса; G_B – вага вантажу. Узагальнені сили $Q_{\Delta\alpha_C}, Q_{\Delta z_B}$, які

відповідають узагальненим координатам $\Delta\alpha_C, \Delta z_B$ дорівнюють:

$$Q_{\Delta\alpha_C} = \frac{\delta A_{\delta(\Delta\alpha_C)}}{\delta(\Delta\alpha_C)} = P_{T.P.} \cdot (\sin \gamma_{T.C.P.} - \sin \gamma_{C.T.P.}) \cdot L_C + P_{Ц.} \cdot \sin \gamma_{C.Ц.P.} \cdot l_C - G_C \cdot \cos \alpha_{C.P.} \cdot \frac{L_C}{2}; \quad (7.22)$$

$$Q_{\Delta z_B} = \frac{\delta A_{\delta(\Delta z_B)}}{\delta(\Delta z_B)} = P_{T.P.} - G_B; \quad (7.23)$$

де $P_{T.P.} = \begin{cases} 0 & \text{коли } \Delta z_B \geq 0; \\ c_{T.P.} \cdot \Delta z_B \leq 0; \end{cases}; \quad c_{T.P.} = \frac{c_{T.Пог.}}{L_{A5.A3.A6.P.}}$ – поточне значення коефіцієнта

сумарної жорсткості вільних пружних ділянок троса поточної довжини; $L_{A5.A3.A6.P.}$ – поточне значення сумарної довжини вільних ділянок троса.

$P_{Ц.P.} = F_{Ц.Пруж.} - F_{Ц.Он.Вяз.} - F_{Ц.Он.Сух.}; \quad F_{Ц.Пруж.}$ – сила пружних деформацій рідини гідроциліндра; $F_{Ц.Он.Вяз.} = h_{Ц.} \cdot \frac{d}{dt}(\Delta l_{Ц.})$ – сила в'язкого тертя між поршнем та внутрішньою стінкою гідроциліндра; $h_{Ц.}$ – коефіцієнт в'язкого тертя; $F_{Ц.Он.Сух.} = (F_{Ц.Он.Сух.}^0 + k_{Ц.Ш.} \cdot p_{Ц.Ш.}) \cdot \text{sign}[\frac{d}{dt}(\Delta l_{Ц.})]$ – сила сухого тертя пружного ущільнення штоку поршня гідроциліндра; $F_{Ц.Он.Сух.}^0$ – сила сухого тертя при відсутності тиску в штоковій порожнині гідроциліндра; $k_{Ц.Ш.}$ – коефіцієнт пропорційності між тиском штокової порожнини та силою сухого опору в ущільненні; $p_{Ц.Ш.}$ – тиск в ній.

Об'єднуючи ліві частини (7.18) ÷ (7.21) рівняння Лагранжа II-го роду з відповідними правими частинами (7.22), (7.23), отримаємо математичну модель руху стріли крану БРЕМ.

2. Методика моделювання підсистеми гідроприводу основана на розбитті схеми гідроприводу на функціональні елементи [337]. До цих елементів відносяться: гідронасос, гідроциліндр, гідролінії низького та високого тисків (рис.7.19).

Математична модель підсистеми гідроприводу записується при наступних допущеннях [337,338]:

– нерівномірність подачі робочої рідини внаслідок кінематики рідини та

конструкції самого насоса не враховується;

- вплив стискання рідини у робочих порожнинах насоса не враховується.
- гідропривод складається з простих ділянок невеликої загальної довжини;

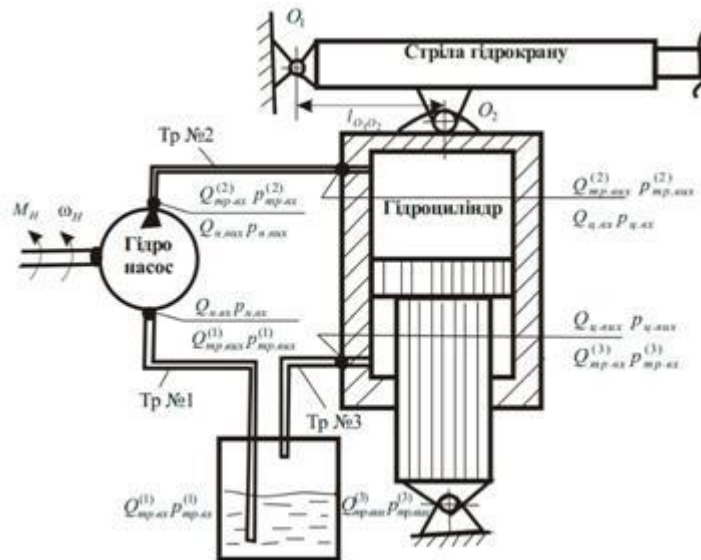


Рисунок 7.19 – Спрощена схема гідравлічної частини механізму підйому стріли

- зміни швидкості робочої рідини в трубопроводах малі;
- хвильові процеси у робочих рідинах трубопроводів не враховуються оскільки довжини трубопроводів малі;
- втрати тиску робочої рідини за довжинами трубопроводів залежать від середнього значення витрат рідини на їх кінцях;
- інерційні сили робочої рідини у трубопроводах не враховано.
- пружне ущільнення між штоком поршня та корпусом гідроциліндра не допускає втрат робочої рідини, але створює сухе тертя між ними, яке залежить від тиску у їх робочій порожнині гідроциліндру;
- між поршнем та внутрішніми стінками гідроциліндра діють сили вязкого опору, що залежать від їх відносної швидкості;
- корпус гідроциліндра є інерційним тілом, що має радіальну пружність.

Рівняння роботи і руху елементів гідрокрана та вантажу мають наступний вигляд [336].

1. Трубопроводи високого та низького тисків. Рівняння зміни тисків та

витрат на кінцях трубопроводів високого та низького тисків однакові. Тому наведемо їх не акцентуючи питання про який саме трубопровід піде мова:

$$\begin{cases} \frac{dp_{mp.вх}}{dt} = \frac{Q_{mp.вх} - Q_{mp.вих}}{k_{np.mp}}; \\ p_{mp.вих} = p_{mp.вх} - \lambda \cdot \frac{8 \cdot \gamma_{pid} \cdot L_{mp}}{\pi^2 \cdot g \cdot d_{mp}^5} \cdot \left| \frac{Q_{mp.вх} - Q_{mp.вих}}{2} \right| \cdot \left(\frac{Q_{mp.вх} - Q_{mp.вих}}{2} \right); \end{cases} \quad (7.24)$$

де $p_{mp.вх}$, $p_{mp.вих}$ – тиск робочої рідини на вході та виході з трубопроводу;

$Q_{mp.вх}$, $Q_{mp.вих}$ – об'ємна витрата робочої рідини на вході та виході з

трубопроводу за одиницю часу; $k_{np.mp} = \frac{\pi \cdot d_{mp}^2 \cdot L_{mp}}{4 \cdot E_{np}}$ – коефіцієнт пружності

трубопроводу з робочою рідиною ($\text{м}^5/\text{Н}$); γ_{pid} – питома вага робочої рідини; d_{mp} –

середній діаметр трубопроводу; L_{mp} – загальна довжина трубопроводу;

$E_{np} = \frac{E_{pid}}{1 + \frac{d_{mp}}{\delta_{mp}} \cdot \frac{E_{pid}}{E_{mp}}}$ – приведений об'ємний модуль пружності трубопроводу разом з

робочою рідиною ($\text{Н}/\text{м}^2$); E_{pid} , E_{mp} – об'ємний модуль пружності робочої рідини та

модуль пружності стінки трубопроводу ($\text{Н}/\text{м}^2$); δ_{mp} – товщина стінки

трубопроводу; $\lambda = \begin{cases} 75 / \text{Re}, & \text{коли } \text{Re} \leq 2300; \\ 0,3164 \cdot \text{Re}^{(-0,25)}, & \text{коли } \text{Re} > 2300; \end{cases}$ – коефіцієнт втрат тиску робочої

рідини за довжиною трубопроводу (безрозмірна величина); $\text{Re} = \frac{2 \cdot |Q_{mp.вх} - Q_{mp.вих}|}{\pi \cdot d_{mp} \cdot \nu_{pid}}$ –

число Рейнольдса; ν_{pid} – коефіцієнт кінематичної в'язкості робочої рідини ($\text{м}^2/\text{с}$);

g – пришвидшення вільного падіння.

2. Насос. Роботу насоса в межах прийнятих припущень однозначно описує система трьох рівнянь: рівняння моментів на вхідному його валу та двох рівнянь об'ємних витрат робочої рідини на вході і виході з нього. Рівняння враховують об'ємні витрати, що залежать від кутової швидкості обертання вхідного валу та перепаду тисків на вході і виході з насоса. Вони мають вигляд:

$$\begin{cases} M_n = q_n \cdot f(q) \cdot (p_{n,вух} - p_{n,вх}) + \alpha_{n,\omega} \cdot \omega_n + \alpha_{n,p} \cdot |p_{n,вух} - p_{n,вх}| + \alpha; \\ Q_{n,вх} = q_n \cdot f(q) \cdot \omega_n + k_{n,втр} \cdot p_{n,вх}; \\ Q_{n,вух} = q_n \cdot f(q) \cdot \omega_n - k_{n,втр} \cdot p_{n,вух}; \end{cases} \quad (7.25)$$

де M_n – крутний момент на вхідному валу насоса; $f(q) = \frac{q(t)}{q_n}$ – функція регулювання продуктивності насоса $-1 \leq f(q) \leq +1$; q_n – максимальний робочий об'єм насоса; $\alpha_{n,\omega}$, $\alpha_{n,p}$ – коефіцієнти гідромеханічних втрат, що залежать від кутової швидкості обертання вхідного валу насоса та перепаду тисків у вихідній та вхідній порожнинах насоса; α – постійна гідромеханічних втрат ($H \cdot M$); $k_{n,втр}$ – коефіцієнт об'ємних втрат насоса [$M^2 / (H \cdot c)$].

3. Гідроциліндр. Роботу гідроциліндра в межах прийнятих припущень однозначно описує система трьох рівнянь (разом з початковими умовами): рівняння поступального руху гідроциліндра під дією сил тиску, сухого тертя пружного ущільнення штоку поршня, в'язкого тертя поршня, сил ваги гідроциліндра та стріли гідрокрану, пружних сил підвісу вантажу; двох рівнянь зміни тиску робочої рідини на вході і виході з гідроциліндра з врахуванням її пружності у порожнинах гідроциліндра. Вони мають вигляд:

$$\begin{cases} \left(\frac{I_{cmp}}{l_{0102}^2} + m_u \right) \cdot \frac{d^2 z_u}{dt^2} = P_{руш.у} - [F_{on.v} + F_{on.p} + G_\Sigma + F_{np}]; \\ \frac{dp_{u,вх}}{dt} = \frac{Q_{u,вх} - F_{u,вх} \cdot V_u}{k_{u,np,вх}}; \\ \frac{dp_{u,вух}}{dt} = \frac{F_{u,вух} \cdot V_u - Q_{u,вух}}{k_{u,np,вух}}; \end{cases} \quad (7.26)$$

де $I_{cmp} = \sum_{j=1}^n \left\{ m_j \cdot \left[\frac{L_j^2}{3} + \left(\sum_{i=0}^{j-1} L_i \right) \cdot \left(\sum_{i=0}^j L_i \right) \right] \right\}$ – момент інерції стріли гідрокрану відносно осі нерухомого шарніру її кріплення до опорної стійки стріли (шарнір O_1); n – кількість секцій стріли; m_j , L_j – маса та довжина j -тої секції стріли; $L_0 = 0$ – довжина опорної стійки стріли; l_{0102} – віддаль від шарніра O_1 кріплення стріли до шарніра O_2 кріплення корпусу гідроциліндра до стріли; m_u – маса

корпуса гідроциліндра; $z_{\text{ц}}$ – переміщення корпусу гідроциліндра;
 $P_{\text{руш.ц}} = P_{\text{ц.вх}} \cdot F_{\text{ц.вх}} - P_{\text{ц.вих}} \cdot F_{\text{ц.вих}}$ – рушійна сила корпусу гідроциліндра, що створюється
 силами тиску робочої рідини; $P_{\text{ц.вх}}$, $P_{\text{ц.вих}}$ – тиски робочої рідини у порожнинах
 входу і виходу з гідроциліндра; $F_{\text{ц.вх}}$, $F_{\text{ц.вих}}$ – площі поперечних січень порожнин
 входу і виходу з гідроциліндра; $F_{\text{ц.вх}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{ц}}^2}{4}$; $F_{\text{ц.вих}} = \frac{\pi \cdot (D_{\text{ц}}^2 - D_{\text{штм}}^2)}{4}$; $D_{\text{ц}}$, $D_{\text{штм}}$ –
 внутрішній діаметр гідроциліндра та зовнішній діаметр штока; $F_{\text{он.в}} = h \cdot V_{\text{ц}}$ – сила
 вязкого тертя між поршнем та внутрішньою стінкою гідроциліндра;

$F_{\text{он.п}} = (F_{\text{он.п}}^0 + k_{\text{ц.вих}} \cdot P_{\text{ц.вих}}) \cdot \text{sign}(V_{\text{ц}})$ – сила сухого тертя пружного ущільнення
 штоку поршня; $F_{\text{он.п}}^0$ – сила сухого тертя при відсутності тиску; $k_{\text{ц.вих}}$ – коефіцієнт
 пропорційності між тиском вихідної порожнини гідроциліндра та силою сухого
 опору в ущільненні; $V_{\text{ц}}$ – швидкість поступального руху гідроциліндра; h –
 коефіцієнт в'язкого тертя; $G_{\Sigma} = G_{\text{ц}} + G_{\text{стр.прив}}$ – сумарна сила від сил ваги корпусу
 гідроциліндра та секцій стріли гідрокрана; $G_{\text{ц}} = g \cdot m_{\text{ц}}$;

$G_{\text{стр.прив}} = \frac{\sum_{j=1}^n \left[q_j \cdot L_j \cdot \left(\sum_{i=0}^{j-1} L_i + \frac{L_j}{2} \right) \right]}{l_{O_1O_2}}$ – приведена до осі шарніра O_2 сумарна вага секцій
 стріли гідрокрана; q_j – вага одиниці довжини j -тої секції стріли гідрокрана

(погонна вага j -тої секції); $F_{\text{пр}} = c_{\text{н.в}} \cdot (z_{\text{А}} - z_{\text{в}}) \cdot \frac{\sum_{j=1}^n L_j}{l_{O_1O_2}}$ – сила пружної деформації
 підвісу вантажу, що приведена до осі шарніру O_2 ; $z_{\text{А}}$ – переміщення осі
 шарнірного кріплення гака до стріли гідрокрана;
 $z_{\text{в}}$ – переміщення вантажу; $c_{\text{н.в}}$ – коефіцієнт жорсткості пружного підвісу
 вантажу.

3. Врахування основних чинників, що впливають на динамічну систему
 крана, є важливим завданням дослідження СВК. Для моделювання впливу
 зовнішніх сил при дослідженні динамічних систем часто використовуються

прості детерміновані функції:

- гармонійний сигнал $F(t) = A e^{j(\omega t + \psi)}$ або $F(t) = A \sin(\omega t + \psi)$;

- імпульс $f(t) = \frac{dl_0(t)}{dt}$;

- лінійна функція $f(t) = kt + a$;

- ступінчаста дія $f(t) = \begin{cases} 0, & \text{при } t \leq 0 \\ \pm 1, & \text{при } t > 0 \end{cases}$;

- трапецієвидна функція $f(t) = \begin{cases} 0, & \text{при } t \leq 0 \\ kt, & \text{при } 0 < t < t_1 \\ h, & \text{при } t > t_1 \end{cases}$,

де k – коефіцієнт, що характеризує крутизну схилу трапеції і залежний від швидкості.

Зовнішні дії можуть задаватися у вигляді масивів значень t і $f(t)$ з інтерполяцією значень в проміжних точках; або значеннями в проекціях на осі систем координат.

Управління моделлю (розв'язком системи рівнянь) гідропривода здійснюється генеруванням керуючих дій: параметрів регулювання гідронасоса, тисків гідроциліндрів. Формування керуючих дій задається наново на кожному кроці часу залежно від характеру розгляданих зовнішніх збурень у вигляді наведених вище функцій часу чи функцій, апроксимованих кінцевим набором точок.

4. Задання параметрів моделювання (граничних умов, кроку інтегрування, параметрів виведення результатів і т.д.) здійснюється в середовищі програмування.

5. Проведення обчислювального експерименту. Для прикладу промодельовано початок операції підйому з підхопленням стрілою гідрокрана вантажа із жорсткої опори (рис. 7.20), і при його залипанні в ґрунті (рис. 7.21).

Динамічне перевантаження ланок гідрокрана:

$$k_{\text{дин.перев}} = \frac{F_{\text{пруж.п}}}{G_b} = \frac{2920.93}{2452.5} = 1.19$$

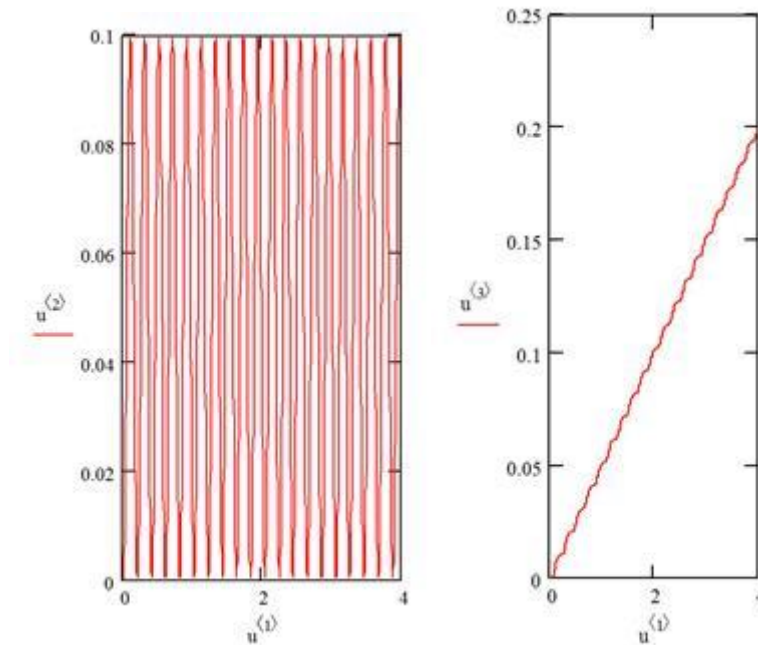


Рисунок 7.20 – Швидкість $V_e = u^{(2)}$ м/с та переміщення $z_e = u^{(3)}$ м вантажу з моменту його підхоплення із жорсткої опори.

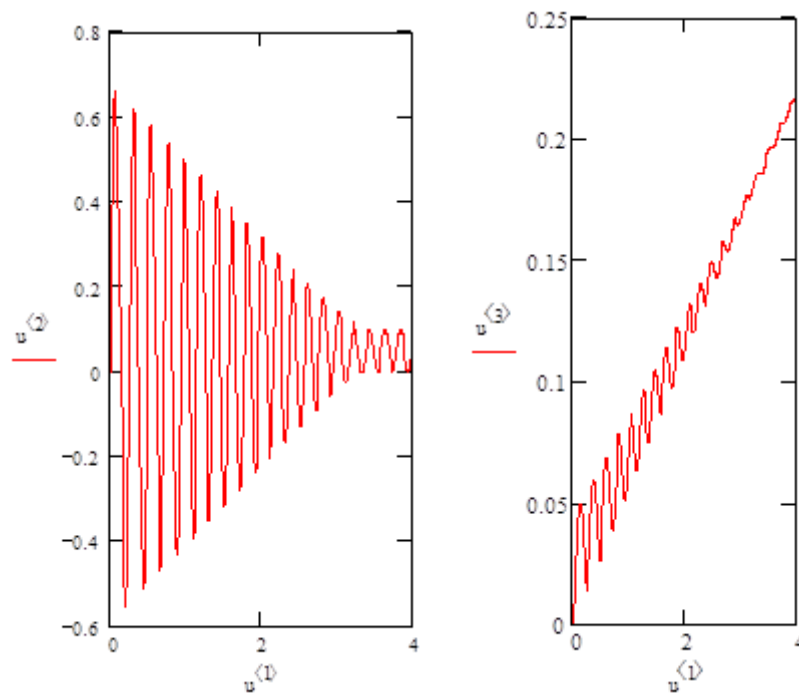


Рисунок 7.21 – Швидкість $V_e = u^{(2)}$ м/с та переміщення $z_e = u^{(3)}$ м вантажу з моменту $t = t_{поч} = u^{(1)} = 0$ його відриву від опори із глинистого ґрунту.

При підйомі вантажу можна зробити висновок, що динамічні зусилля при підйому вантажу із залипанням в ґрунті приводить до перевантаження ланок гідрокрана на 19%. Отримані результати стали основою для вхідних даних при

проведенні кінцевоелементного розрахунку елементів стріли БРЕМ (рис.7.22).

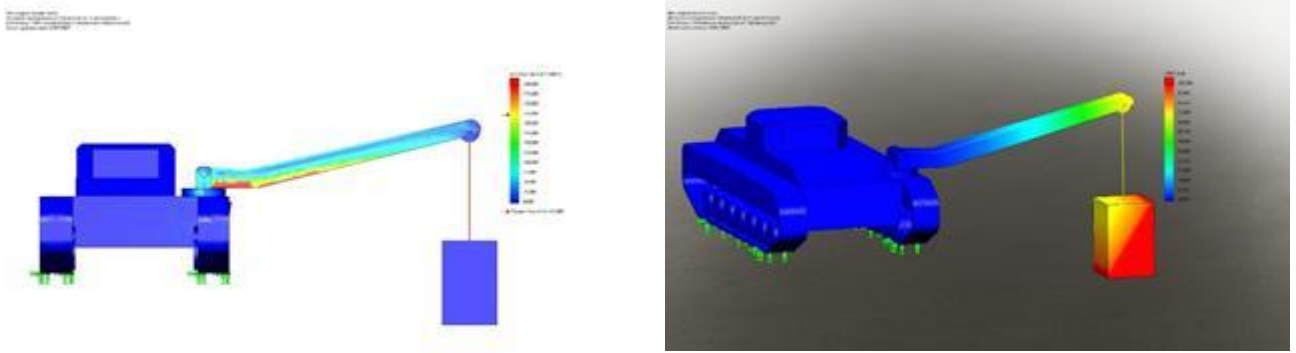


Рисунок 7.22 – Напружений стан стріли при режимі максимальної відстані опускання вантажу підйомі вантажу

За результатами проведеного кінцевоелементного розрахунку встановлено, що максимальні напруження виникають при основі стріли і складають близько 57 МПа; максимально можливі переміщення стріли – 0,3 мм; мінімальний коефіцієнт запасу міцності елементів стінок стріли – не нижче 5.

В процесі роботи стрілового крана ґрунт під виносними опорами піддається циклічному навантаженню. Причому навантаження на кожну із опор неоднакове і змінюється при кожному робочому циклі, при зміні траєкторії і роботі з різними вантажами.

Навантаження на ґрунт передаються через гідроциліндри виносних опор, отже, стан ґрунту під опорою визначає положення в просторі площини опорного контуру. Це говорить про те, що кут нахилу крана в процесі роботи буде залежати не тільки від пружності виносних опор, а й від коефіцієнта жорсткості ґрунту під опорою.

Як було зазначено вище, побудова моделі та її розрахунок були проведені в комп'ютерній програмі Ansys Workbench. Розрахункова модель є стрижневою та включає в себе раму, що складається із двох лонжеронів та семи поперечин, спрощену модель опорної рами із виносними опорами, що містять гідроциліндри вивішування автокрану, а також підкладки, що безпосередньо контактують із ґрунтом.

Після побудови моделі, закріплення та навантаження рами можна переходити безпосередньо до розрахунку на міцність. Спочатку був виконаний

розрахунок на режимі максимальної вантажопідйомності.

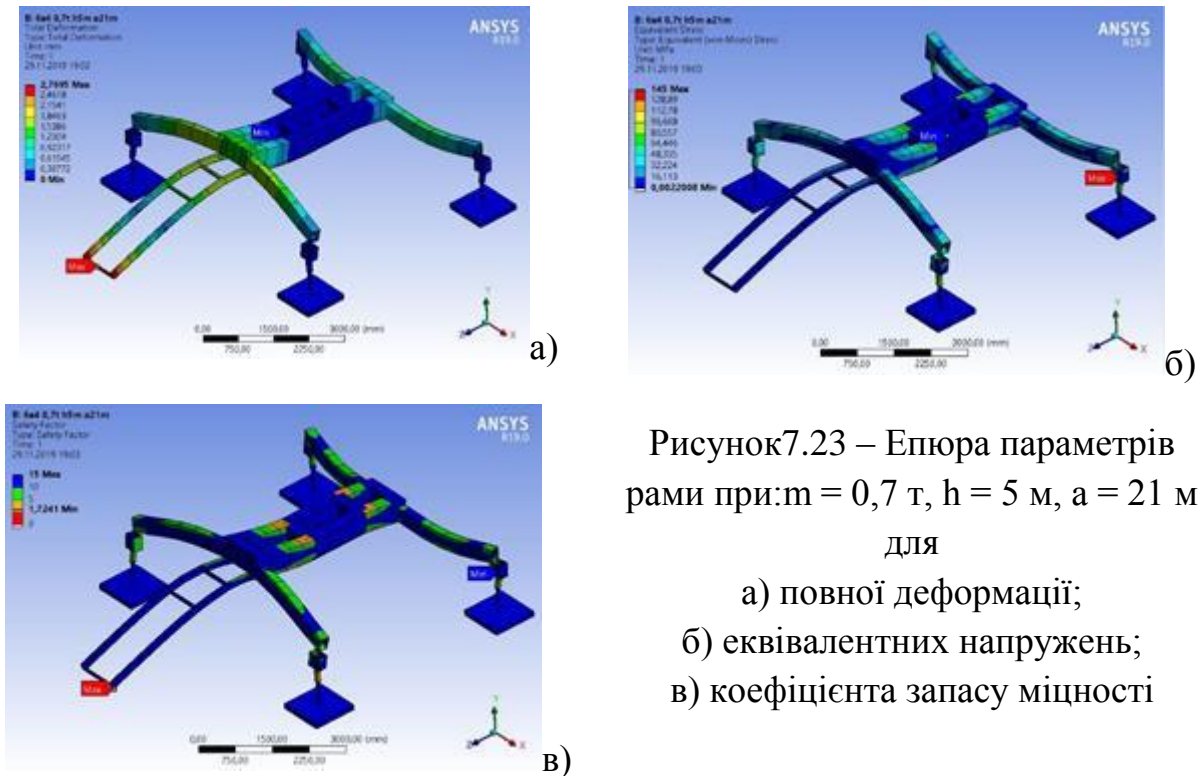


Рисунок 7.23 – Епюра параметрів рами при: $m = 0,7$ т, $h = 5$ м, $a = 21$ м для

- а) повної деформації;
- б) еквівалентних напружень;
- в) коефіцієнта запасу міцності

Як видно із епюр (рис. 7.23), максимальна повна деформація складає 2,77 мм, максимальне еквівалентне напруження – 145 МПа, а запас міцності – 1,72.

На основі отриманих результатів можна зробити наступні висновки. Необхідна міцність рами забезпечується при будь-якому куті повороту. Поворот на 90° практично не впливає на величину напружень, змінюється лише характер розподілу навантаження (наприклад при повороті наліво – ліві передня та задня опори переміщуються донизу, а праві – доверху). При повороті на 45° не лише змінюється характер розподілу навантаження (наприклад при повороті наліво – навантажується лише задня ліва і передня права опори, ліва рухається донизу, права - доверху), а й суттєво зростаються напруження – до 192,34 МПа.

Отже, можна однозначно стверджувати, що найнебезпечнішим режимом роботи крана є режим при повороті на кут 45° із високим вильотом на низькій висоті. Але навіть при цьому забезпечується достатній рівень міцності – 1,30.

7.6. Дослідження роботи гусеничного рушія

За правилами морфологічного середовища запишемо граф моделювання

конструкції гусеничного рушія ГМР [11,14].

Множина «Сукупність ознак» $R=\{r_i\}$ має 2 предмета – значення сукупності ознак, тобто $i=1,\dots,2$, де r_1 = гусеничний рушій; r_2 = трак гусениці.

Множина «Ознаки» $U=\{u_i\}$ має 5 предметів – значень ознак, тобто $i=1,\dots,6$, де u_1 = ширина гусениці; u_2 = котки; u_3 = тягова зірка; u_4 = конфігурація гусениці; u_5 = зчеплення траків.

Нехай множина «Характеристики ознак» $L=\{l_i\}$ має 7 предметів – значень характеристики ознак, тобто $i=1,\dots,7$, де l_1 = розширення трака; l_2 = кількість котків; l_3 = жорсткий елемент; l_4 = пружний елемент; l_5 = трикутна форма; l_6 = звичайна форма; l_7 = профільний пружний елемент.

Введемо достатньо чітко окреслену множину $Q=\{q_i\}$ областей знань $q_i, i=1,\dots,9$ тобто:

$$Q=\{q_i\}, i=1,\dots,9.$$

Можна побудувати парадигматичну таблицю, що відображає зв'язок між областю локалізації знань q_i і предметних змінними l, u, r (табл. 7.3).

Таблиця 7.3 – Зв'язок між областю локалізації знань q_i та предметними змінними l, u, r

Сукупність ознак	Ознаки	Характеристики ознаки	Означення
r1	u1	l1	q1
r1	u2	l2	q2
r1	u3	l3	q3
r1	u3	l4	q4
r1	u4	l5	q5
r1	u4	l6	q6
r2	u5	l3	q7
r2	u5	l4	q8
r2	u5	l7	q9

Опишемо, що означає, наприклад, область локалізації знань $q_1=r_1u_1l_1$ = гусеничний рушій \vee ширина гусениці \vee розширення трака – гусеничний рушій

збільшеної ширини за допомогою розширення трака. $q4=r1u3l4$ = гусеничний рушій \vee тягова зірка \vee пружний елемент – гусеничний рушій в якому тягова зірка містить пружний елемент. $q9=r2u5l7$ = трак гусениці \vee зчеплення траків \vee профільний пружний елемент – зчеплення траків гусениці здійснюється за допомогою профільного пружного елемента.

Після перетворень отримаємо [32] предикат P , який можна графічно зобразити у вигляді логічної мережі (рис.7.24).

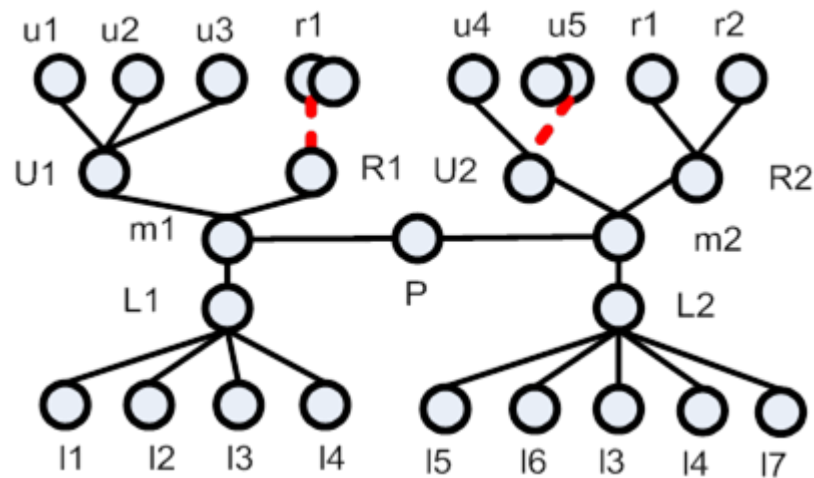


Рисунок 7.24 – Предикат P відношень значень змінної m локальних областей досліджень та предметних змінних r, u, l предметних областей знань q .

Предикат P описує локальні області досліджень, де значна увага звертається на таку предметну змінну як конструкція гусениці $r1$. При цьому значна увага приділяється дослідженням способів зчеплення траків $u5$.

Наступним кроком є формування мети: отримати конструкцію гусеничного рушія при мінімальних втратах на опір коченню. Завдання: використовувати гусеничних машин малої потужності.

Задіяне явище: передача крутного моменту від корпусу до опорної поверхні.

Технічний результат досягається тим, що в гусениці з гумовометалевим шарніром, яка має траки з гребнями та вушками з отворами, в яких концентрично встановлені пальці з привулканізованими гумовими втулками, запресованими в отвори, згідно з винаходом, пальці та отвори мають еліптичні поперечні перерізи, а пальці встановлено так, що найближчі великі півосі згаданих поперечних

перерізів складають однакові гострі кути, які направлені в бік їх зменшення їх внутрішньому складанні траків.

Зазначені відмінності є суттєвими тому, що в порівнянні з прототипом дозволяють забезпечити більшу жорсткість при зовнішньому складанні траків, ніж при внутрішньому їх складанні. Це досягається саме завдяки еліптичності поперечних перерізів пальців та отворів у вушках і встановленню пальців так, що найближчі великі півосі згаданих поперечних перерізів складають однакові гострі кути, як і при внутрішньому складанні траків зменшуються.

На рис. 7.25 показана гусениця з двома траками, на рис. 7.26 показано варіанти виконання шарніра, що з'єднує траки.

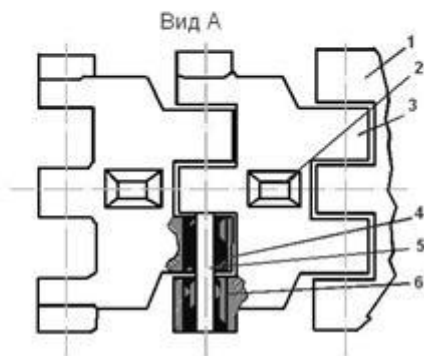
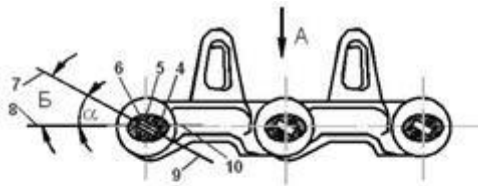


Рисунок 7.25 – Фрагмент гусениці з трьома траками

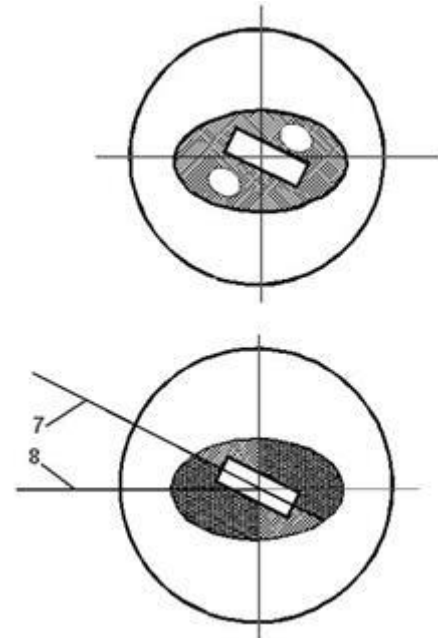


Рисунок 7.26 – Варіанти виконання з'єднувального шарніра гусениці

Гусениця з гумовометалевим шарніром має траки 1 з гребнями 2 та вушками 3 з отворами 4, причому в останніх концентрично встановлено пальці 5 з привулканізованими гумовими втулками 6, запресованими в отвори 4. Пальці 5 та отвори 4 мають еліптичні поперечні перерізи, а пальці 5 встановлено так, що найближчі великі півосі 7 і 8 (9 і 10) згаданих поперечних перерізів складають однакові гострі кути α , які при внутрішньому складанні траків 1 зменшуються.

Розміри отворів 4 вушок 3, розміри пальців 5, кут взаємного розташування

найближчих великих півосей 7 і 8 (9 і 10) поперечних перерізів пальців 5 та отворів 4 під час встановлення пальців 5, а також параметри гумових втулок 6 вибираються відповідно до технічних характеристик конкретного транспортного засобу.

Гусениця з гумовометалевим шарніром працює наступним чином. При русі транспортного засобу гусениця проходить елементи контуру гусеничного обводу. Зокрема, при проходженні ведучого та направляючого коліс, а також крайніх опорних катків, має місце внутрішнє складання траків 1 (за стрілками Б). При цьому кути між найближчими великими півосями 7 і 8 (9 і 10) поперечних перерізів відповідно пальців 5 та отворів 4 зменшуються. Завдяки тому, що пальці 5 та отвори 4 мають еліптичні поперечні перерізи, гумові втулки 6 не тільки закручуються, але і стискаються. Закручуються всі зони гумових втулок 6, а стискаються лише ті їх зони, які знаходяться між великими півосями 7 та 8 пальців 5 (в меж ах останніх) та отворами 4 в напрямку зменшення кутів між півосями 7 і 8 (9 і 10). При внутрішньому складанні траків ці зони досить великі, тобто жорсткість буде відносно невеликою. Під час руху транспортного засобу по ґрунту з низькою несучою спроможністю опорні катки та траки 1, що розташовані під ними, заглиблюються у ґрунт. Траки 1, які знаходяться між опорними катками, при цьому мають зовнішнє складання (протилежне складанню за стрілками Б). Тобто кут між найближчими великими півосями 7 і 8 (9 і 10) поперечних перерізів відповідно пальців 5 та отворів 4 зростає.

Стискаються ті зони гумових втулок 6, які знаходяться між великими півосями 7 та 8 пальців 5 (в межах останніх) та отворами 4 в напрямку зростання кутів між півосями 7 і 8 (9 і 10). При зовнішньому складанні траків 1 ці зони невеликі (в порівнянні з зонами при внутрішньому складанні траків 1), що дозволяє отримати більшу жорсткість. Останнє забезпечує більш рівномірний розподіл питомого тиску на ґрунт уздовж опорної ланки гусениці, зменшення заглиблення опорних катків у ґрунт та підвищення прохідності ТЗ.

Одним з ефективних способів покращення роботи гусеничного рушія є вдосконалення схеми приводу і конструкції. Тому математичну модель повинна

містити опис елементів приводу і способу встановлення гусениці на машині [15-17,19].

Кінематична схема такої конструкції ГМР представлена на рис. 7.27. В межах досліджень необхідно з'ясувати вплив характеристик елементів ходової частини на тягові та інші технічні показники ГМР з гусеничним рушієм такої конструкції, визначити його переваги та недоліки [50].

В подальшому будемо вважати:

- ГМР рухається в вертикальній площині по горизонтальній прямій і представляє собою жорстке інерційне тіло;
- опорні катки жорстко пов'язані з корпусами ГМР і представляють собою жорсткі інерційні циліндри;
- гусениця представляє собою безінерційне нерозтяжне та абсолютно гнучке тіло, нерівномірність руху якого в наслідок роботи в контактні пари „зуб зірочки-трак гусениці” нехтується;
- натяжний пристрій представляє собою амортизатор з лінійною пружньою характеристикою;

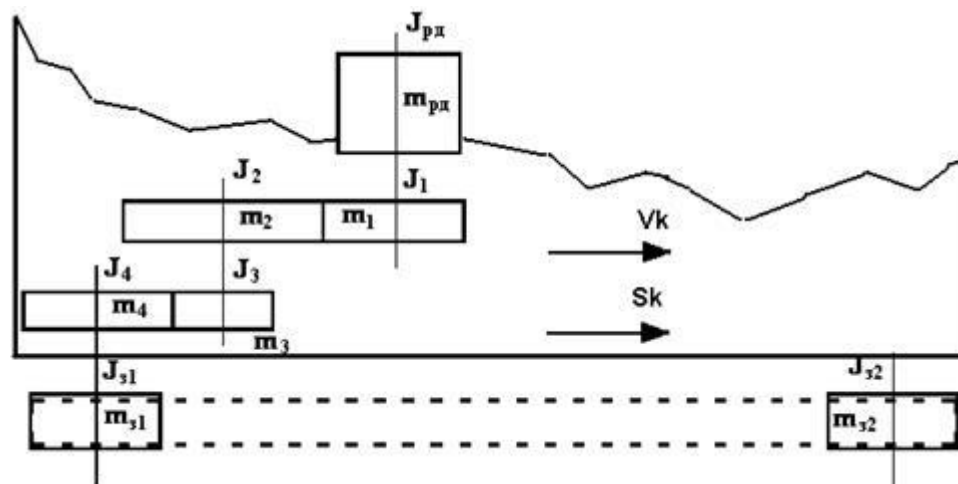


Рисунок 7.27 – Кінематична схема гусеничного рушія ГМР

- крутний момент ротора двигуна, його момент інерції та моменти інерції коліс редуктора приведені до валу ведучої зірочки;
- проковзування між гусеницею та опорною поверхнею нехтується.

Запишемо кінематичну схему гусеничного рушія ГМР з використанням

графів його структури [29,30,50], в яких елемент схеми відображається кружком, а кінематичний зв'язок між двома елементами відповідним чином (рис. 7.28).

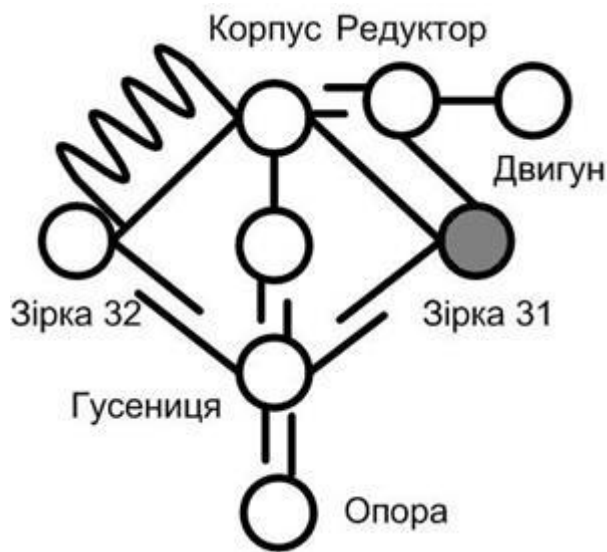


Рисунок 7.28 – Граф структури гусеничного рушія ГМР

Для складання диференціальних рівнянь руху елементів ГМР використаємо рівняння Лагранжа II роду. Математичну модель враховує максимально основні характеристики гусеничного рушія:

- - число ступенів вільності ГМР було прийнято рівними двом, $S = 2$;

- - за узагальнені координати було прийнято кут повороту φ_{31} ведучої зірочки та переміщення S_k корпусу ГМР, а за узагальнені швидкості ω_{31} - кутова швидкість ведучої зірочки та \mathcal{G}_k - лінійна швидкість пересування корпусу ГМР.

Дослідження роботи ГМР малої потужності з передньою ведучою зірочкою та натягуючим гусеницю механізмом з'єднаним з верхньою задньою зірочкою представлені в [32,50]. Кінематична схема такої конструкції гусеничного рушія представлена на рис. 7.24.

Для проведення натурального фізичного експерименту використовували мобільний пожежний робот (рис. 7.29).

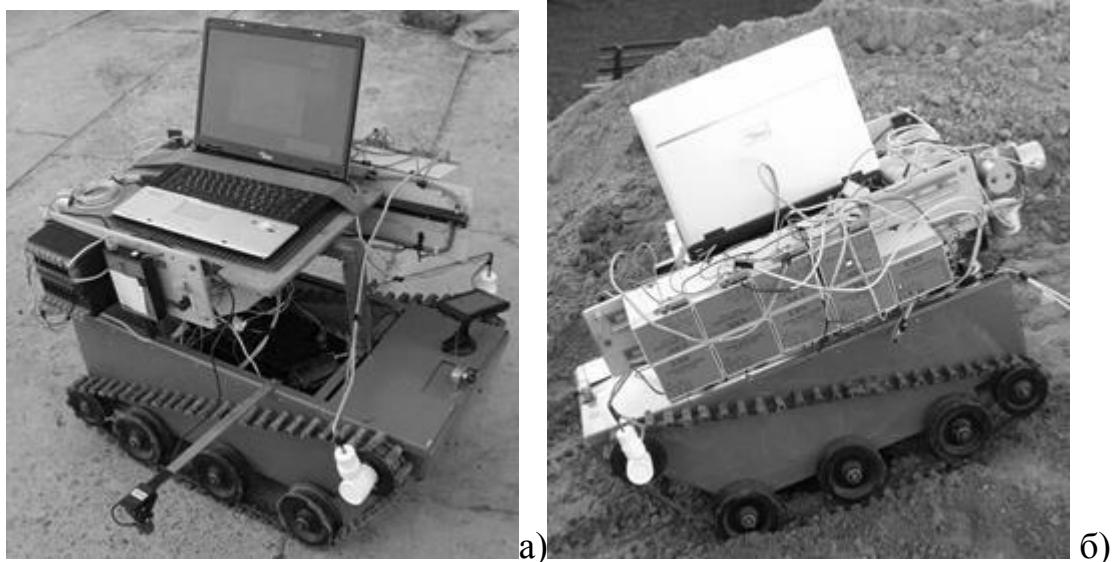


Рисунок 7.29 – Загальний вигляд мобільного робота з комплексом вимірювальної апаратури.

На мобільному замість пожежного обладнання розміщувався комплекс вимірювальної апаратури. До комплексу вимірювальної апаратури входить: 1 – інтегрований у вимірювальний комплекс автономний ПК із програмним забезпеченням на базі ноутбука; 2 – модуль АЦП-ЦАП з гальванічною розв'язкою, лініями цифрового вводу-виводу; 3 – модем для дистанційної передачі даних; 4 – датчик швидкості, переміщення машини (GPS-навігатор); 5 – датчик крутного моменту на зірочці; 6 – датчик вібропршвидшення корпусу; 7 – веб-камера; 8 – блоки живлення датчиків.

На рис. 7.30 наведено перехідні процеси, що виникають при розгоні машини з перемиканням передач і при повороті машини (рис. 7.31).

Отримані експериментально результати співставлялися з результатами, отриманими за допомогою комп'ютерного моделювання.

Були пораховані показники порівняльної економічної ефективності [52]. Було встановлено, що збільшення навісоздатності проектного мобільного робота в порівнянні з роботом Соратник, створеним концерном «Калашніков» складе

$$\frac{N}{N_1} = \frac{0.53}{0.31} = 1.7 \text{ рази.}$$

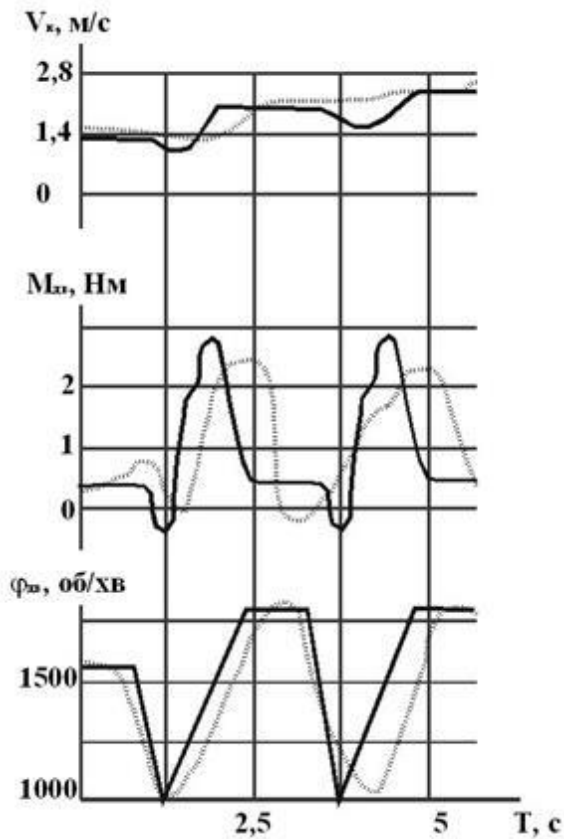


Рисунок 7.30 – Перехідні процеси, що виникають при розгоні машини з перемиканням передач. V - швидкість; M_d , ω_d - моменти швидкість обертання двигуна. Суцільна лінія – розрахунок, штрихова - експеримент.

Висновки за результатами досліджень гусеничного рушія. На основі проведених теоретичних і експериментальних досліджень можна зробити такі висновки:

Проведений огляд літературних джерел і патентів дозволив визначити напрямки досліджень гусеничних рушіїв.

Морфологічне середовище завдяки розробленому алгоритму аналізу конструкції гусеничних рушіїв дозволило визначити основні ознаки конструкції і підібрати вихідні характеристики. Результати такого аналізу сформовані як патент на корисну модель.

Ефективність розробленої конструкції досліджується за допомогою програмної моделі, створеної на основі математичної моделі функціонування гусеничного рушія.

Складність математичної моделі функціонування гусеничного рушія та

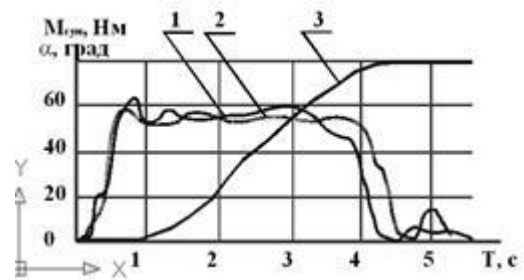


Рисунок 7.31 – Перехідні процеси при русі в режимі повороту: $M_{сум}$ - моменти на ведучих колесах забігаючого борта, α - курсовий кут; 1- експериментальна характеристика, 2- компютерне моделювання, 3- курсовий кут.

якість роботи визначалася за допомогою графів структури конструктивних схем трансмісії функціонування гусеничної мобільного роботата графів структури рівнів узагальнених координат системи рівнянь моделі. Такий підхід дозволив унаочнити, спростити і вибрати необхідні характеристики математичної моделі, полегшити запис системи рівнянь.

Розроблена математична модель функціонування гусеничного рушія, яка на відміну від відомих одночасно враховує: механічну характеристику силового агрегату, інерційні характеристики основних елементів трансмісії та профіль дороги. Розроблена на її базі програмна модель дозволяє моделювати і досліджувати динамічні навантаження на основні елементи різноманітних типів гусеничного рушія. Це створює умови для надання практичних рекомендацій щодо підбору параметрів гусеничного рушія.

Математична модель функціонування гусеничного рушія представляє собою системи звичайних диференціальних рівнянь другого порядку. В математичні моделі додатково до невідомих узагальнених координат та їх похідних за часом входять відомими параметрами та заданими функціями.

Експериментальне підтвердження адекватності ПМ дало такі результати: відхилення значень координати ${}^0X_{o_1}$ точки o_1 координатній системи $x_1o_1z_1$ в нерухомій системі координат $x_0o_0z_0$ знаходяться в межах $\pm 0,002$ м, а координати ${}^0Z_{o_1}$ – у межах $\pm 0,00725$ м.

Порівняння розв'язаних конкретних задач, відомих із публікацій, з розв'язками тих самих задач, отриманими за допомогою розробленого ПМ показали їх задовільний збіг.

Різниця між даними, які взятими з літературних джерел, і отриманими за допомогою ПМ не перевищує 30 %. Зокрема, третій етап апробації показав задовільний збіг результатів, отриманих при фізично-натурному і математично-комп'ютерному експериментах. Результати, отримані в цих експериментах, відрізнялися між собою в межах 20 – 25 %.

ПМ достовірно описує функціонування гусеничного рушія. ПМ достатньо

детально відображає основні параметри гусеничного рушія, а також параметри дороги і бездоріжжя.

Математичне моделювання проводилося для гусеничного мобільного робота за допомогою спеціалізованого програмного забезпечення *MathCAD 2001*. Розв'язок системи диференційних рівнянь отримано методом Рунге-Кутти з адаптивним вибором кроку (вбудована функція *Rkadapt*).

Визначена економічна ефективність від використання запатентованого гусеничного рушія.

Запропоновано інженерний розрахунок нової конструкції гусеничного рушія. Особливістю запропонованого інженерного розрахунку є врахування додаткової податливості в гусеничному рушії та його приводі.

Висновки до розділу 7

Наведено приклади дослідження динаміки САТКГМ на деформуємих опорних поверхнях як часткові випадки застосування загальної методології синтезу САТКГМ. Можна зробити такі висновки:

Аналіз умов і характеристик руху САТКГМ по бездоріжжю були виділені характерні важкопрохідні ділянки доріг, по яких вони рухаються. Таких ділянок є обмежена кількість, їх можна формалізувати і вони однозначно характеризуються певним профілем, коефіцієнтом опору коченню коліс, коефіцієнтом зчеплення з дорожнім покриттям, швидкістю руху.

Особливості моделювання руху колісних машин на деформуємих опорних поверхнях є інші межі застосування взаємозв'язків між системою «САТКГМ-деформуєма опорна поверхня/бездоріжжя». Ці межі слід корегувати, враховуючи складніші умови руху, атмосферні умови, умови транспортування, а також фізіологічні обмеження стосовно водія.

При дослідженні динаміки роботи ПТМ з сипучими ґрунтами проводилася оцінка ресурсу рами комунальної машини виконана за критерієм втомної довговічності, з урахуванням випадкового характеру навантаження і впливу додаткових навантажень від деформуємої опорної поверхні.

При дослідженні динаміки навантаження евакуатора в процесі завантаження розглядався поширений випадок підйому евакуатором застряглої техніки або «залиплого» в ґрунт вантажу. Було встановлено, що динамічні зусилля при підйому вантажу із жорсткої опори приводить до перевантаження ланок гідрокрана на 19%. Для дослідження і аналізу роботи підйомно-транспортного обладнання БРЕМ розроблено програмне забезпечення, яке враховує особливості його експлуатації і дозволяє досліджувати різні експлуатаційні режими роботи як обладнання так і САТКГМ в цілому.

На основі проведених досліджень нової конструкції гусеничного рушія запропоновано інженерний розрахунок, особливістю якого є врахування додаткової податливості в гусеничному рушії та його приводі.

Матеріали до цього розділу опубліковані у наступних роботах автора [11, 14-16, 19, 29-35, 44, 50, 54].

ВИСНОВКИ

У дисертації теоретично узагальнено і показано розвиток наукових основ актуальної науково-технічної проблеми узагальнення інженерного досвіду проектування та подальшої розробки теорії і методологічних принципів проектування САТКГМ з урахуванням взаємодії характеристик навісного технологічного обладнання та умов роботи САТКГМ, врахування при цьому вимог ДСТУ та Правил ЄЕК ООН, системному аналізі методів проектування та конструкцій САТКГМ, використання прогнозування (предиктивності) їх параметрів та характеристик з застосуванням морфологічного середовища і методу почленної диз'юнкції, графів конструктивних схем машин, що склало основу визначення закономірностей, розробки математичних моделей, методів і алгоритмів створення на стадії синтезу сімейства максимально уніфікованих шасі машин, з врахованим широким набором властивостей, формування колісних схем та масо-габаритних характеристик САТКГМ і дозволило проектувати оптимальні САТКГМ для відповідних умов експлуатації.

Основні наукові і практичні результати досліджень.

1. Запропонований принцип прогнозованості (предиктивність) формування конструктивної схеми шасі САТКГМ з технологічним обладнанням в морфологічному середовищі методом почленної диз'юнкції дозволив зменшити кількість варіантів проєктованих конструкцій і при цьому враховувати широкий набір властивостей шасі САТКГМ.

2. Запропоновано використовувати метод почленної диз'юнкції на стадії синтезу якісних характеристик САТКГМ, що дало можливість враховувати широкий набір властивостей при проектуванні конструктивних схем шасі.

3. Розроблено практичні підходи формування колісних схем та масо-габаритних характеристик сімейств 2-, 3-, та 4-вісних великотонажних САТКГМ для різних сфер використання з дотриманням вимог законодавчої нормативної бази України у сфері КТЗ загального призначення.

4. На основі узагальнення конструкцій різнорідних машин за допомогою

графів конструктивних схем було виявлено подібність конструкцій таких машин, що дозволило запропонувати конструкцію узагальненої технологічної машини, для якої, з урахуванням структури зв'язків узагальнених координат рівняння Лагранжа II-го роду, була записана уніфікована математична модель роботи, зручна для конкретних завдань моделювання роботи САТКГМ.

5. Використавши принципи секційності та модульності конструкцій, з урахуванням графів конструктивних схем машин, розроблено теоретичні засади диверсифікації сфер використання спеціальних шасі (на прикладі ТУР ВХ181-ВХ371) на інші потенційні сфери використання, зокрема машин для ремонту і будівництва доріг, пожежної техніки, та ін.

6. Метод модуль-елементів в каркасних конструкціях КТЗ і САТКГМ у практичній проектній розробці на прикладі автоцистерн-напівпричепів дозволив отримати рішення задачі про стійкість складної просторової пластинчато-стержневої (оболонкової) конструкції, в якій можлива реалізація як форм місцевої втрати стійкості (окремих пластин і ребер жорсткості), так і форм втрати стійкості на рівні перекриттів, відсіків і конструкції в цілому. Запропонована ідея формування матриць стійкості округлого модуль-елемента, задання гідропружності рамних конструкцій САТКГМ, що дало можливість також зменшити великі об'єми початкової інформації для складних або нетипових конструкцій і, відповідно, кількість ітерацій розв'язку систем лінійних рівнянь алгебри в МСЕ. Трудомісткість при цьому можна зменшити в 10-15 разів.

7. Розроблено математичну модель з комп'ютерним моделюванням динамічних навантажень на раму та висувні опори при роботі вантажо-підіймального обладнання – кранів, з реалізацією на прикладі бойової ремонтно-евакуаційної машини БРЕМ "Атлет" (як найбільш складного варіанту з додатковим опором підйому вантажу – защемленням ґрунтом, що спричинює, як показали дослідження, зростання додаткових пікових навантажень до 19%). Це дозволяє суттєво відкоректувати граничні умови розрахунку методом МСЕ рам/основ САТКГМ, що суттєво (у 1,5-1,8 рази) відрізняються від загальноприйнятої методики розрахунку на рівномірність рам КТЗ загального

призначення (N_2 , N_3), та уникнути характерних для кранів на САТКГМ тріщин рам після певного терміну експлуатації.

Аналогічно для комунальних і дорожньо-будівельних САТКГМ опрацьовано математичну модель та комп'ютерне моделювання динаміки навантажень технологічного обладнання – рам шасі при заборі ґрунту ковшом УТМ. Пікові навантаження під час забору ґрунту, як показали дослідження, зростають у 2,2-2,7 рази, що вирішальним чином змінює і початкові граничні умови конструктивного синтезу рам шасі цих машин у порівнянні з рамами шасі вантажних автомобілів.

Опрацьовано теоретичні засади і проведені дослідження впливу динаміки роботи навісного обладнання в процесі руху автомобіля (на прикладі автобетонозмішувача-міксер) на шасі/раму САТКГМ, що дозволило констатувати відповідне збільшення пікових (з умов динаміки руху) навантажень на раму та опрацьовано конструктивні пропозиції щодо конструкції забудови навісного обладнання з обертовим барабаном, що заповнений напіврідкобетонною сумішшю, та забезпечують зменшення відповідних пікових навантажень на раму на 10% (поздовжніх піків прискорення – біля 8%).

8. Враховуючи практику використання САТКГМ у виді автопоїзда, з причепом чи напівпричепом, опрацьовано математичні моделі та проведено комп'ютерні і натурні дослідження впливу зазорів у механізмі зчипки на динаміку навантажень і амплітуду поздовжніх коливань автопоїзда, отримано практичні рекомендації, що підтверджені експериментально, щодо зменшення відповідних пікових навантажень біля 15-18%.

При дослідженні динаміки руху дволанкового автовоза було встановлено, що характер переміщення вантажів, як на верхній, так і на нижній вантажній платформі автовоза при переїзді порогових перешкод відповідає затухаючим синусоїдам. Максимальна амплітуда коливань становить 0,016м для автомобіля, який розміщений на нижній вантажній платформі на задньому звісі напівпричепа, і є меншою, ніж хід підвіски середньостатистичного легкового автомобіля. Найменше зміщення від положення рівноваги отримує автомобіль,

що знаходиться на нижній вантажній платформі перед віссю напівпричепа, і яке становить 0,007м. Використовуючи розроблені методики щодо компоновки САТКГМ – раціональне розміщення візка напівпричепа, коливання вдалося зменшити на 6-8%.

Розроблені рекомендації щодо покращання експлуатаційних властивостей САТКГМ використано в процесі проектування зразків САТКГМ та шляхом розроблення відповідних методів, моделей і алгоритмів формування їх шасі, що дозволяє підвищити технічний рівень САТКГМ. Результати дисертації впроваджені у ПАТ “ДЗАК” (м.Дрогобич), ТзОВ Банке електромобілів Юей (м.Львів), ДП "Автоскладальний завод №1" АТ "АК "Богдан Моторс" (м.Луцьк), ТДВ "Стрий Авто" (м.Стрий) і застосовуються у навчальному процесі та НДР в НУ “Львівська політехніка”. В перспективі розвиток співпраці з заводами комунального машинобудування (м.Турбів, м.Кременчук), пожежної техніки (м.Лубни), цистерн (м.Арциз Одеської обл.).

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Черевко Ю.М., Зінько Р.В., Вікович І.А. Методика чисельного моделювання функціонування транспортних машин з накопичувально пружньо-демпфуючими елементами. *Автошляховик України*. 2007. №3. С. 22-23.
2. Зінько Р.В., Маковейчук О.М., Круць Т.І. Дослідження роботи зчпного пристрою дволанкового автопотяга при русі по поверхні складного профілю. *Науковий вісник: Збірник науково-технічних праць*. 2007. Вип. 17.8. С. 96-102.
3. Лозовий І.С., Зінько Р.В. Результати досліджень вібронавантаженості спеціальних транспортувальних засобів. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2008. Вип. 18.9. С. 121-125.
4. Черевко Ю.М., Королевич Л.М., Зінько Р.В. Експериментальне дослідження характеристик автомобіля з пружно-демпфуючою системою. *Вісник Донецької академії автомобільного транспорту*. 2008. №4. С. 56-64.
5. Черевко Ю.М., Зінько Р.В., Лозовий І.С. Використання графів структури зв'язків для аналізу механічних систем з пружно зчленованими елементами. *Автошляховик України*. 2009. №4. С. 12-15.
6. Лаврівський М.З., Зінько Р.В., Лозовий І.С. Формування спеціалізованого контейнера для пожежного автомобіля модульної компоновки. *Науковий вісник: Цивільний захист та пожежна безпека*. 2009. № 2. С. 141-147.
7. Зінько Р.В. Розробка методів побудови замкненого комплексу енергоощадливих машин для сільського господарства. *Вісник Львівського національного аграрного університету (агроінженерні дослідження)*. 2009. №13. С. 376-379.
8. Бойко О.Д., Зінько Р.В., Лозовий І.С. Методика експериментального дослідження автомобіля з спеціальними шинами. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2010. Вип.20.1. С. 107-112.
9. Бойко О.Д., Зінько Р.В., Лозовий І.С. Математична модель руху колісного транспортного засобу з багатосекційними камерами шин. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2010. Вип. 20.5. С. 311-316.

10. Кузьо І.В., Зінько Р.В., Лозовий І.С. Застосування графів при дослідженні функціонування транспортних засобів з пружно зчленованими елементами. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2010. Вип. 20.12. С. 111-116.
11. Зінько Р.В., Лозовий І.С. Моделювання роботи трансмісії гусеничної машини. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2010. Вип. 20.13. С. 302-307.
12. Кузьо І.В., Зінько Р.В. Методи створення комплексу енергоощадливих машин. *Український міжвідомчий НТЗ «Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні»*. 2010. №44. С. 86-90.
13. Кузьо І.В., Житенко О.В., Зінько Р.В., Лозовий І.С. Математична модель динаміки руху шарнірно зчленованого дволанкового автовоза. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2011. Вип. 21.3. С. 333-340.
14. Зінько Р.В. Методика використання графів при дослідженні роботи машини з гусеничним рушієм. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2011. Вип.21.13. С. 117-122.
15. Зінько Р.В., Сулоєва Є.В. Мобільні роботи в системі пожежної охорони. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2011. Вип. 21.17. С. 132-138.
16. Зінько Р.В., Сулоєва Є.В. Економічна ефективність пожежної охорони при використанні мобільних роботів. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2011. Вип. 22.10. С. 320-329.
17. Кузьо І.В., Житенко О.В., Зінько Р.В. Дослідження динаміки руху дволанкового автовоза. *Вісник Національного університету «Львівська політехніка» Серія: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів*. 2011, № 701. С. 51-54.
18. Зінько Р.В. Формування множини критеріїв роботи машин. *Український міжвідомчий науково-технічний збірник «Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні»*. 2011. №45. С. 55-62.
19. Шаров Б.Г., Маковейчук О.М., Зінько Р.В. Мобільний охоронний робот із системою технічного зору. *Проектування, виробництво та експлуатація*

автотранспортних засобів і поїздів. 2011. №19. С. 285-290.

20. Зінько Р.В. Використання графів при дослідженні роботи розчленованих транспортних засобів. *Наукові нотатки*. 2012. Вип. 37. С. 109-119.

21. Кузьо І.В., Зінько Р.В. Моделювання руху розчленованих транспортних засобів. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2012. №2. С. 42-49.

22. Кузьо І.В., Зінько Р.В. Аналіз напрямків дослідження зчіпних пристроїв розчленованих транспортних засобів. *Вісник СевНТУ. Серія «Машиноприладобудування та транспорт»*. 2012. Вип. 134. С. 238-241.

23. Кузьо І.В., Зінько Р.В. Використання морфологічного середовища для синтезу конструкцій машин. *Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут»*. Серія: машинобудування. 2014. Вип. 72. С. 90-96.

24. Зінько Р.В. Моделювання функціонування дволанкового автопотяга в умовах сільського господарства. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2015. Вип. 25.4. С.151-157.

25. Зінько Р.В., Ванкевич П.І., Іваник Є.Г. Методологічні аспекти побудови моделей роботи різнотипної військової техніки на основі подібності графів їх конструкцій. *Озброєння та військова техніка*. 2017. № 1. С. 82-89.

26. Горбай О.З., Зінько Р.В., Керницький І.С. Просторові секційні модулі колісних транспортних засобів. *Вісник Національного університету «Львівська політехніка» Серія: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів*. 2017. № 866. С. 18-25.

27. Зінько Р.В. Моделювання роботи різнорідних машин на основі подібності графів їх конструкцій. *Вісник Полтавської державної аграрної академії*. 2017. С. 242-245.

28. Крайник Ю.Л., Зінько Р.В., Глобчак М.В., Скварок Ю.Ю. Методичні основи оптимізації розміщення колісного візка цистерни-напівпричепа. *Наукові нотатки*. 2018. Вип. 62. С. 144-147.

29. Зінько Р.В., Крайник Л.В., Горбай О.З., Поляков А.П. Роботизовані

мобільні платформи для вибухонебезпечних предметів. *Вісник машинобудування та транспорту*. 2018. №1. С. 52-62.

30. Зінько Р.В., Казан П.І., Черевко Ю.М., Білик О.С. Оцінка ефективності дій мобільних бойових роботів методами теорії масового обслуговування. *Військово-технічний збірник*. 2020. Вип. 22. С. 37-43 с.

31. Горбай О. З., Зінько Р. В., Крайник Л. В., Поляков А. П. Дослідження напружень в рамі сміттєвоза з заднім завантаженням компактора. *Вісник машинобудування та транспорту*. 2020. №1. С. 50-55.

32. Зінько Р.В. Морфологічне середовище для дослідження технічних систем: монографія. Львів: Вид-во Львівської політехніки, 2014. 386 с.

33. Вікович І. А., Черевко Ю.М., Зінько Р.В. Зниження динамічних навантажень у вантажних колісних машинах із пружно-демпфувальним зчленуванням: монографія. Львів: Галицька Видавнича Спілка, 2018. 166 с.

34. Зінько Р.В., Крайник Л.В., Горбай О.З. Основи конструктивного синтезу та динаміка спеціальних автомобілів і технологічних машин: монографія. Львів: Вид-во Львівської політехніки, 2019. 256 с.

35. Лозовий І.С., Зінько Р.В. Моделювання динаміки руху універсального гусеничного самохідного агрегату // 8-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: *Проблеми енергоощадності при проектуванні, виготовленні та експлуатації машинобудівних конструкцій*, 23-25 травня 2007 р. Львів: Кінпатрі, 2007. С. 26.

36. Черевко Ю.М., Черевко М.І., Зінько Р.В. Методика експериментального дослідження машин з накопичувально пружньо-демпфуючими елементами // I-а Всеукраїнська науково-практична конференція: *Перспективи розвитку озброєння і військової техніки в ЗС України*, 4-5 березня 2008. Львів: ЛІСВ. 2008. С. 99.

37. Черевко Ю.М., Зінько Р.В., Лозовий І.С. Використання графів для побудови математичної моделі систем з пружно зчленованими елементами // 9-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: *Проблеми енергоощадності при проектуванні, виготовленні та експлуатації*

машинобудівних конструкцій, 20-22 травня 2009 р. Львів: Кінпатрі, 2009. С. 65-66.

38. Зінько Р. В. Застосування графів при моделюванні робочих процесів транспортних засобів // 67 Науково-практична конференція науково-педагогічних працівників, аспірантів, студентів та структурних підрозділів університету. Київ: НТУ, 2011. С. 433.

39. Зінько Р. В. Морфологічне середовище для моделювання технічних систем // 10-й Міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові: *Проблеми енергоощадності при проектуванні, виготовленні та експлуатації машинобудівних конструкцій*, 25-27 травня 2011р. 2011.С.193-194.

40. Зінько Р.В. Використання методу почленної диз'юнкції для синтезу машин // XIV Міжнародна науково-технічна конференція: *Вібрації в техніці та технологіях*, 21-25 вересня 2015 р. Дніпропетровськ: ДВНЗ «НГУ». 2015. С. 44.

41. Зінько Р.В. Моделювання роботи різнорідних машин на основі подібності графів їх конструкцій // XV Міжнародна науково-технічна конференція: *Вібрації в техніці та технологіях*, 20-21 жовтня 2016 р. Полтава: ПДАА, 2016. С. 156-159.

42. Зінько Р.В., Крайник Л.В., Горбай О.З. Динаміка роботи підйомно-транспортних машин з сипучими ґрунтами // III-я всеукраїнська науково-практична конференція: *Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні*, 22-23 лютого 2018 р. Львів: НУ «ЛП», 2017. С. 34-36.

43. Крайник Ю.Л. Зінько Р.В., Глобчак М.В., Скварок Ю.Ю. Методичні основи оптимізації розміщення колісного візка цистерни-напівпричепа // V Міжнародна науково-технічна конференція: *Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей*, 29 квітня-01 травня 2018 р. Луцьк: ЛНТУ. С. 12.

44. Черевко Ю.М., Зінько Р.В. Моделювання функціонування маніпулятора ремонтно-евакуаційної машини // XIX міжнародна науково-технічна конференція: *Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта*, 19-22 червня 2018 р. Київ: КПІ, 2018. С. 13-16.

45. Зінько Р.В., Горбай О.З., Крайник Ю.Л. Дослідження опорно-зчіпного пристрою цистерни-напівпричепа згідно Правил 13 ЕЭК ООН // Міжнародна науково-практична конференція: *Новітні технології розвитку автомобільного транспорту*, 16-19 жовтня. Харків: ХНАДУ, 2018. С. 272-273.

46. Горбай О.З., Зінько Р.В., Шевців М.Б. Дослідження зусиль на кріпильні елементи автоцистерни при різних режимах руху автопоїзда // Міжнародна науково-практична конференція: *Новітні технології розвитку автомобільного транспорту*, 16-19 жовтня. Харків: ХНАДУ, 2018. С. 266-267.

47. Библиук Н.І., Зінько Р.В., Дадак Р.М., Маковейчук О.М. Залежність динамічних властивостей дволанкового автопоїзда від пружної характеристики зчіпного пристрою. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2005, Вип.15.4. С. 90-95.

48. Библиук Н.І., Зінько Р.В., Дадак Р.М., Маковейчук О.М. Дослідження динамічних властивостей дволанкового автопоїзда при подоланні одиначної перешкоди типу "сходінка". *Науковий вісник НЛТУ України*. 2006, Вип.16.1. С. 113-119.

49. Зінько Р.В., Лозовий І.С., Дзелендзяк О.Б., Бурніцький С.Р. Дослідження динаміки руху автобетонозмішувача з врахуванням характеристик двигуна. *Вісник Тернопільського державного технічного університету*. 2010, №2. С. 159-163.

50. Зінько Р.В. Напрями підвищення ефективності роботи гусеничного рушія. *Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету*. 2012, №2. С. 99-104.

51. Зінько Р.В., Білик О.С., Ханас У.Я. Класифікація методів навчання з використанням механізму почленної диз'юнкції. *Педагогічний дискурс*. 2014. Вип. 17. С. 75-82.

52. Lejda Kazimierz, Roman Zinko. Economic appraisal of effectiveness of work of dismembered road trains. *Systemy i srodki transportu samochodowego. Seria: Transport*. 2011, Nr 2. P. 297-302.

53. Lejda Kazimierz, Zinko Roman, Lozovyj Igor, Jaworski Artur. The research of functioning of dismembered transport vehicles. *Systemy i srodki transportu*

samochodowego. Seria: Transport. 2013, Nr 4. P. 105-116.

54. Cherevko Yuriy, Zinko Roman. Software for research of manipulator of repair-evacuation machine. *Systemy i srodki transportu samochodowego. Seria: Transport.* 2018, Nr 12. P. 7-14.

55. Krainyk Taras, Gorbaj Orest, Zinko Roman, Shchokin Myhajlo. Concept and construction of special wheeled chassis. *Systemy i srodki transportu samochodowego. Seria: Transport.* 2019, Nr 13. P. 9-15.

56. Burian Mykhailo, Horbay Orest, Zinko Roman, Bodnar Mykola. Composition of the model of vibration "passenger-bus" system with multichannel inputs from road unevenness. *Systemy i srodki transportu samochodowego. Seria: Transport.* 2019, Nr 13. P. 16-27.

57. Пристрій для кріплення кузова транспортного засобу: патент на корисну модель України № 472747. Вікович І.А., Черевко Ю.М., Черевко М.І., Зінько Р.В., Лозовий І.С. Заявл. 11.08.2008. – 3с.

58. Камера для автомобільної шини: патент на корисну модель України № 41910. Бойко О.Д., Зінько Р.В., Лозовий І.С. Заявл. 10.06.2009. – 2с.

59. Гомонай М.В., Дегтярев И.С. Многофункциональная дорожная машина. *Строительные и дорожные машины.* 2015. №10. С.10-13.

60. Гуськов Ю.А., Тихонкин И.В., Блынский Ю.Н. Использование специализированных транспортных средств в технологиях сбора и транспортировки прессованной в рулоны растительной массы в условиях Сибири. *Вестник ВГТУ.* 2018. №2(46). С.146-152.

61. Bill Kenny, Allan Kwan, John Morrall Design and operational considerations to accommodate long combination vehicles and log haul trucks on rural highways in Alberta, Canada. 7th International Symposium on Heavy Vehicle Weights & Dimensions Deleta. The Netherlands, 2002. pp.231-240.

62. Баловнев В. И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин: монография. М.: Машиностроение, 1981. 335 с.

63. Подолян О. Ю. Перспективи використання транспортних засобів з

гібридними силовими установками під час виконання завдань оперативнослужбової діяльності підрозділів охорони державного кордону. *Збірник наукових праць. Серія: Військові та технічні науки.* 2013. № 59, ч. II. С. 285–296.

64. Скрипниченко Д.А. Расчетно-экспериментальное определение предельных режимов движения многоцелевой мобильной гусеничной платформы: дис. ... канд. тех. наук: 05.02.02. Омск, 2016. 177 с.

65. Антощенко Р. В. Динаміка та енергоефективність багатоелементних сільськогосподарських агрегатів: дис. ... д-ра с.-г. наук : 05.05.11 / Харків: ХНТУ сільс. госп. ім. П.Василенка, 2018. 390 с.

66. Балакина Е. В. Улучшение устойчивости движения колесной машины в режиме торможения на основе предпроектного выбора параметров элементов шасси: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03. Волгоград: ВГТУ, 2010. 418 с.

67. Pavan K. Chevuri Trucks at Roundabouts. *A Synthesis Study Journal of Transportation Technologies*, 2018, 8. Pp.65-74.

68. Попов В.Б., Довгяло В.А. Математическое обеспечение автоматизированного проектирования подъемно-навесных устройств погрузчиков. Труды междунар. науч.-практ. конф.: *Актуальные проблемы развития транспортных систем и строительного комплекса*: Гомель, 2001. С. 91–92.

69. Хмара Л. А. Научное сопровождение строительных и дорожных машин: исследование, расчет, создание, выбор, использование. *Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури*. Д.: ПДАБА. 2010. № 7. С.11-30.

70. Хмара Л. А., Шатов С. В. Наукові основи створення засобів механізації для розбирання завалів зруйнованих будинків. *Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури*. Д.: ПДАБА. 2010. № 7. С.30-42.

71. Хмара Л. А., Кононов С. И. Научное сопровождение машин для земляных работ на этапе их выбора. *Вісник Придніпровської державної академії*

будівництва та архітектури. Д.: ПДАБА, 2010. № 7. С.53-64.

72. Главацький К. Ц., Кіфорук Ю. В. Дослідження і розробка відвала бульдозера з комбінованою ножовою системою. *Вестник ХНАДУ*. 2014, Вип. 65. С. 238-241.

73. Гребеник О.М. Методика вибору раціональної конструкції автомобіля багатоцільового призначення з підвищеним рівнем балістичної захищеності. *Автошляховик України*. 2013. №2. С. 22–24.

74. Голуб В.А., Купріненко О.М. Визначення варіантів уніфікації армійських автомобілів багатоцільового призначення. *Автошляховик України*. 2006. №1. С. 22-23.

75. Sorin G., Green C., Sweeney P., & Hemmer K. Designing for Truck Movements and other Large Vehicles in Portland. *City of Portland*. USA. 2008. 69p.

76. Коршунов А. И., Музафаров Р. С., Плетнев М. А., Скуба Д. В., Филькин Н. М. Системные подходы в конструировании и дизайн-проектировании унифицированной машины технологического электротранспорта. *Интеллектуальные системы в производстве*. 2016. № 2. С.40-47.

77. Грифф М. И., Олитский В. С., Ягудаев Л. М. Специальные и специализированные автотранспортные средства России и СНГ. М.: *Изд. Ассоциации строительных вузов*. 2005. Вып. 9. 192с.

78. Шеховцов В. В. Совершенствование автотракторных силовых передач на основе анализа и синтеза их динамических характеристик на этапе проектирования: Дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03. Волгоград, 2004. 399 с.

79. Сеницын В. Ф. Научные основы проектирования параметров ходовых и фрезерующих устройств торфяных машин: дис. ... д-ра техн. наук: 05.15.05. Тверь, 1999. 355 с.

80. Яковлев К. А. Определение концепции транспортно-технологических машин как основной этап при разработке конкурентоспособных образцов техники. *Вестник ВГТУ*. 2011. Т.7. №1. С.124-128.

81. Коробкин В. А. Основные положения методологии системного проектирования сложных многофункциональных комплексов машин. *Вестник*

Белорусско-Российского университета. 2006. № 4(13). С.8-14.

82. Валиева Д.М., Селиверстов Н.Д. Применение метода синтеза новых технических решений при исследовании машин для ремонта дорожных покрытий по безотходной технологии. Наземные транспортно-технологические комплексы и средства// *Материалы МНТК. Тюмень: ТИУ, 2016. С.53-57.*

83. Дубовик Д.А., Прибыльский В.И. Научные основы проектирования бесступенчатых ГМП транспортнотяговых машин // 7-я МНК по военно-техническим проблемам, проблемам обороны и безопасности, использованию технологий двойного применения, 20–22 мая 2017 г. Минск: Четыре четверти, 2017. Ч.1. С. 279-288.

84. Ніконов О.Я. Синтез інформаційно-комунікаційних технологій для мехатронних і навігаційних систем колісних та гусеничних машин спеціального призначення. Генетичні алгоритми. *Автомобіль і електроніка*, 2016. №9. С.66-69.

85. Павлов В.П. Методология автоматизированного проектирования экскаваторов: модели, методы, технологии: монография / Saarbruchen: LAP, 2013. 336 p.

86. Тарасик В. П., Стениловский Л. В., Лапцевич С. В Автоматизированное проектирование автомобилей // Тезы докл. науч.-техн. конф.: *Ученые и специалисты – народному хозяйству области. Могилев, 1989. С. 31.*

87. Тарасик В. П., Стениловский С. В. Автоматизация выбора технического решения при проектировании коробки передач автомобиля // Тезы докл. Всесоюз. сем.: *САПР в машиностроении. Ульяновск, 1990. С. 100.*

88. Альдайуб Зияд. Разработка методики создания рам грузовых автомобилей минимальной массы, отвечающих требованиям по ресурсу, на стадии проектирования: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. М., 2006. 159 с.

89. Соловьев В.П. Перспективные базовые шасси для пожарных автомобилей. Пожарно-спасательные средства на современном этапе развития ГПС МЧС России. М.: ВНИИПО, 2002. С. 6-9.

90. Яковенко Ю.Ф., Яковенко К.Ю. Концептуальные подходы к созданию и технические решения зарубежных пожарных автомобилей нового

поколения. *Пожаровзрывобезопасность*. 2003. Т.12. № 2. С. 58-63.

91. Гашук П.М., Войтків С.В. Концепція створення типорозмірного ряду модульно-уніфікованих спеціальних колісних шасі для пожежно-рятувальних автомобілів // *Матеріали МНПК: Пожежна та техногенна безпека. Теорія, практика, інновації*. Львів: ЛДУ БЖД, 2016. С.414-417.

92. Васильев А. Л. Модульный принцип формирования техники. М.: *Издательство стандартов*, 1989. 238 с.

93. Püttner G. Die Prototypen des VÖV-Leichtbau-Niederflur-Stadtbahnwagens. *ZEV+DET Glas*. 1991. N 1/2. P. 22-35.

94. Гашук П. М., Войтків С. В., Курач Б. В. Використання поняття інтегрального модуля для формування типажних проектів автобусної техніки. *Вісник ЛДУ БЖД*. 2014. № 10. С. 56-75.

95. Гашук П. М., Войтків С. В., Курач Б. В. Ідентифікація поколінь автобусів за уніфікаційним критерієм. *Вісник ЛДУ БЖД*. 2014. № 10. С. 32-55.

96. Гашук П. М., Войтків С. В. Способи створення уніфікованих автобусів різного призначення. *Вісник ЛДУБЖ*. 2014. № 9. С. 41-52.

97. Pawłowski J. Modułowy samochód ciężarowy. *Autotechnika motoryzacyjna*. 1984. No 6. P. 16-19.

98. Tidbury G.H. New concept in commercial vehicle design. *Mod. Transp. (Engl.)*. 1967. No 98/2470. P. 26-27.

99. Базаров Б. М. Модульные технологии в машиностроении. М.: *Машиностроение*. 2001. 368 с.

100. Демидов С.А. Применение системы машин модульно-блочного типа в перспективных технологиях лесосечных работ // *Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии*. 2016. Вып. 216. С. 135 – 143.

101. Михайлов А.В., Васильева А.Н. Расширение функциональных возможностей торфяного транспортнопогрузочного модуля // *Сб. тр. Междунар. научн.- техн. конфер., 17-20 апреля. Минск, 2012*. С. 63-67.

102. Бондар С.М. Обґрунтування раціонального складу та ефективного використання комплексів машин для основного обробітку ґрунту в умовах зони

Полісся України: автореферат дис. канд. наук: 05.05.11. Київ: Національний аграрний університет, 2002. 30 с.

103. Пастухов В.І. Обґрунтування оптимальних комплексів машин для механізації польових робіт: автореферат дис. докт. наук: 05.05.11. Харків: Харківський НТУ с/г ім. П. Василенка, 2004. 37 с.

104. Севрюгина Н.С., Прохорова Е.В. Модульный подход компоновки при реализации принципа «парк из одной машины» // V междунар. науч.-практ. конф.: *Инновации в науке*. Часть I., Новосибирск: СибАК, 2011. С.34.

105. Луб П.М. Обґрунтування параметрів комплексу ґрунтообробних машин сільськогосподарського підприємства: автореферат дис. канд. наук: 05.05.11 Львів: Львівський державний аграрний університет, 2006. 22 с.

106. Нагорнов Д.О., Кремчеев Э.А., Михайлов А.В., Большунов А.В. Навесной модульный механизированный комплекс для добычи и первичной переработки торфа. *Горный информационно-аналитический бюллетень*. 2013. №2. С. 243-249.

107. Ширнин Ю. А., Онучин Е. М. Имитационное моделирование движения многооперационной лесной машины. *Лесной журнал*. 2003. №4. С. 66- 72.

108. Павлов, В.П. Основы системотехники многоцелевых землеройных машин. Новосибирск: Издво СО РАН, 2006. 332 с.

109. Ганькин Ю. А. Тагиева Н. К. Спецшасси для коммунального хозяйства. *Сборник научных трудов: Строительные, дорожные, коммунальные, аэродромные машины и оборудование. Теория и расчет*. М.: МАДИ (ГТУ). 2006. № 10. С. 51-54.

110. Тагиева Н.К. Исследование рационального выбора машин и орудий для многофункциональной коммунальной машины: дис. ... канд.тех.наук: 05.05.04. Москва: МАДИ. 2009. 148с.

111. Изюмов Д.Б. Обзор разработок автомобильной и бронетанковой техники сухопутных войск в США модульной конструкции: типы модульных машин, достоинства и недостатки. *Инноватика и экспертиза*. 2016. №3.

C.274-290.

112. Гарах В.А., Поплавский Д.Э., Рудович В.М. Концепция построения модельного ряда легкобронированных автомобилей ОАО «МЗКТ». 7-я МНК по военно-техническим проблемам, проблемам обороны и безопасности, использованию технологий двойного применения, 20–22 мая 2017 г. Минск: Четыре четверти, 2017. Ч.1. С.246-250.

113. Утёшев Г. В. Классификация и группирование технологических объектов многономенклатурного производства // *Вестник МГТУ «Станкин»*. 2010. №2 (10). С. 48-50.

114. Скопец Г.М., Степанов В.Д. Основные положения методологии группового проектирования унифицированных летательных аппаратов. *Вооружение и экономика*. 2012. №1(17). С.30-38.

115. Дзоценидзе Т.Д. Концепция создания нового семейства многофункциональных автомобилей модульной конструкции на общей агрегатной базе // *Технология колесных и гусеничных машин*. 2015. №6 (22). С.42-48.

116. Котиев Г.О., Мирошниченко А.В. Разработка высокоподвижных бронированных колесных и гусеничных машин нового поколения [Электронный ресурс] // *Инженерный журнал: наука и инновации*. 2013. Вып. 3. С.1-5. URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/633.html>. (дата обращения 14.07.2020).

117. Третьяков В.М. Групповая технология создания семейства изделий. *Вестник машиностроения*. 2000. №4. С.45-48.

118. Simpson T. W., Siddique Z., & Jiao J. Product platform and product family design. *Methods and applications*. New York: Springer, 2006. 548p.

119. Гришко Г.С. Минин В.В. Результаты анализа типоразмерного ряда универсальных малогабаритных погрузчиков. *Проблемы эксплуатации автомобилей, строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин*. 2001. № 3. С.13-15

120. Кузнецов Г. А., Зяблов С.Ф., Минин В.В. Исследование типоразмеров гравитационных бетоносмесителей по объему барабана. *Научное обозрение*, 2014.

№6. С 64-70.

121. Монастырский Ю.А., Веснин А.В., Систук В.А. Применение комбинированной схемы управления поворотом большегрузных автосамосвалов для повышения их маневренности. *Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Серія: Машиноприладобудування та транспорт*. Севастополь: СевНТУ. 2012. Вип. 134/2012. С.149-153.

122. Самородов В.Б., Забельшинский З.Э., Шуба С.А., Деркач О.И., Рябиченко Е.А., Яловол И.В. Обоснование применения бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии для тракторов с двигателем мощностью 220-240 л.с. *Збірник наукових праць "Вісник НТУ "ХПИ": Транспортне машинобудування*. Харків: НТУ "ХПИ". 2012. №20. С.32-37.

123. Крайник Л.В., Грубель М.Г., Василенко Ю.О. Формування концепції та тактико-технічних характеристик середньотоннажних військових автомобілів нового покоління. *Військово-технічний збірник*. 2013. №1(8). С.22-25.

124. Павлов В.В. Проектировочные расчеты транспортных средств специального назначения: учеб. пособие. М.: МАДИ, 2014. 116 с.

125. Иванов А. Н., Забелин В. К., Кожин А. В. Многоцелевое шасси с оборудованием для ремонта и содержания дорог: Обзорная информация. М.: ЦНИИТЭСтройДормаш, 1990. 48 с.

126. Вавилов А. В., Котлобай А. Я. О создании специализированных базовых шасси для мобильных строительных, и дорожных машин. *Строительные и дорожные машины*. 2000. № 6. С. 26-27.

127. Баловнев В. И. Определение оптимальной массы землеройных машин с многоцелевым оборудованием. *Строительные и дорожные машины*. 2003. № 8. С. 46-47.

128. Баловнев В. И., Елисеев А. М., Карпухин П. Г. Определение грузоподъемности машин для сбора и вывоза отходов в вероятностных условиях эксплуатации. *Строительные и дорожные машины*. 2003. №1. С. 31-33.

129. Береснев П.О. Статистическая модель выбора геометрических параметров, массоинерционных, мощностных и скоростных характеристик

гусеничных транспортно-технологических машин. *Труды НГТУ им. Р.Е.Алексеева*, 2015. № 1(112). С.109-164.

130. Береснев П.О. Статистическая модель выбора геометрических параметров, массо-инерционных, мощностных и скоростных характеристик многоосных колесных транспортно-технологических машин. *Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева*, 2015. № 4(111). С.136-150.

131. Колотилин В.Е. Статистическая модель выбора геометрических параметров, массово-инерционных и мощностных характеристик транспортно-технологических машин на роторно-винтовых движителях. *Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева*, 2015. № 3(110). С.156-208.

132. Волченко Т.С. Оптимизация параметров виброзащиты грузовых автотранспортных средств по критерию минимума динамических нагрузок: дис. ... канд. техн. наук: 01.02.06. Челябинск: *ФГБОУ ВПО «Ю-УГУ»*, 2014. 133 с.

133. Dynamic Analysis and Identification of Critical Points in the Superstructure of a Vehicle Through FE Modeling and Mobility Tests // 9th International Conference on Multibody Systems, Nonlinear Dynamics, and Control: *ASME 2013 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, August 4–7, Portland: Oregon. Volume 7A. 2013. P.215.

134. Войнаш С.А., Войнаш А.С. Анализ концептуальных подходов к решению проблемы механизации работ в крестьянских (фермерских) хозяйствах. *Тракторы и сельхозмашины*. 2012. № 3. С. 51-55.

135. Добрецов Р. Ю. Повышение энергоэффективности лесных и транспортных гусеничных машин оптимизацией параметров систем шасси на основе комплексной оценки энергозатрат: дис. ... д-ра техн. наук: 05.21.01. Петрозаводск: *ФГБОУ ВО «ПГУ»*, 2018. 381 с.

136. Гриднев С.Ю., Будковой А.Н. Динамическое воздействие автоцистерн с отсеками на путь при учете гидроудара. *Строительная механика и конструкции*. 2012. Т. 2. № 4. С.116–121.

137. Кельрих М. Б., Криль С. И. Теоретические основы упрощенного

расчета давления гидроудара в железнодорожной цистерне. *Зб. наук. праць ДонІЗТ*, 2011. № 25. С. 162-170.

138. Chatman Y., Gangadharan S., Schlee K., Sudermann J., Walker Ch., Ristow J., Hubert C. Mechanical Analog Approach to Parameter Estimation of Lateral Spacecraft Fuel Slosh // 48th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, Honolulu, 2007. Art. no. AIAA. P.93-94. DOI: 10.2514/6.2007-2392.

139. Sances D.J., Gangadharan S., Sudermann J.E., Marsell B. CFD Fuel Slosh Modeling of Fluid-Structure Interaction in Spacecraft Propellant Tanks with Diaphragms // 51st AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, Orlando, 2010. Art. no. AIAA P.29-32. DOI: 10.2514/6.2010-2955.

140. Ranganathan, R., Rakheja, S. and Sankar, S. Kineto-static roll plane analysis of articulated tank vehicles with arbitrary tank geometry, *Int. J. of Vehicle Design*, 1989. 10(1). P. 89-111.

141. Partom, I. S. Application of the VOF method to the sloshing of a fluid in a partially filled cylindrical container. *Int. J. Numer Methods Fluids*, 1987. 7(6), P.535-550.

142. Guorong Y. and Rakheja S. Straight-line braking dynamic analysis of a partly-filled baffled and unbaffled tank truck. *I. Mech. E., J. Auto Eng.*, 2009. №2(23). P.11-26.

143. Шимановский А.О., Плескачевский Ю.М., Высоцкий М.С. Перспективы исследований динамики цистерн для транспортировки жидких грузов. *Механика машин, механизмов и материалов*. 2007. № 1(1). С. 38—42.

144. Шимановский А.О. Конструктивные решения, обеспечивающие безопасность движения цистерн (обзор). *Проблемы машиностроения и автоматизации*. 2009. № 1. С. 44-59.

145. Salem M., Victor H., Mucino M. et al. Review of parameters affecting stability of partially filled heavy-duty tankers. *Proceeding of the SAE International, Truck & Bus Meet Exposition*, November 1999. Mich: Detroit, 1999-01-3709.

146. Modaresi-Tehrani K., Rakheja S., and Stiharu I. Threedimensional analysis of transient slosh within a partly-filled tank equipped with baffles. *Vehicle System Dynamics*, 2007. Vol. 45, No. 6. PP. 525-548.

147. Kandansamy T., Rakheja S. and Ahmed A. K. W. An analysis of baffles designs for limiting fluid slosh in partly filled tank trucks. *The Open Transportation Journal*, 2010. Vol. 4. PP. 23–32.

148. Kandasamy T., Rakheja S. and Ahmed A. K. W. An Analysis of Baffles Designs for Limiting Fluid Slosh in Partly Filled Tank Trucks. *The Open Transportation Journal*, 2010. Vol. 5. PP. 12–18.

149. Шермухамедов А.А., Усманов И.И., Салимджанов Р.Т., Тогаев А.А. Методы расчета и испытания автотракторных прицепов отечественного производства. Томск, 2012. 132 с.

150. Косенко Є.Є., Косенко В.В., Черпаков О.В., Мещеряков В.М., Єгорочкін О.О. Моделювання напруженого стану елементу рамної конструкції автомобіля в КЕ комплексі Ansys. *Вісник Донецької академії автомобільного транспорту*, 2014. № 4. С.79-84.

151. Дзоценидзе Т. Д., Козловская М. А., Ильин В. М. О Концепции создания пространственных систем каркасно-панельной конструкции семейства тракторов ХТЗ. *Тракторы и сельхозмашины*, 2012. № 1. С. 13-16.

152. Шкель А. С. Пространственные несущие системы каркасной схемы для технологических надстроек сельскохозяйственного назначения. *Тракторы и сельхозмашины*, 2016. № 4. С.19-23.

153. Загарин Д. А., Шкель А. С., Козловская М. А. и др. Некоторые аспекты создания специализированного транспорта сельскохозяйственного назначения. *Технология колесных и гусеничных машин* 2015, № 6. С. 6-12.

154. Туренко А.Н., Клименко В.И., Ужва А.В., и др. Оценка напряженно деформированного состояния несущих систем и элементов конструкции из современных материалов в спортивных автомобилях. Х.: ХНАДУ. 2016. 204с.

155. Лазарева Д.В., Дурнопьянов И.И., Стариков М.А. Моделирование и численный анализ рамы полуприцепа повышенной грузоподъемности. *Вісник*

Хмельницького національного університету. 2013. № 1. С.47-50.

156. Полозов А.В. Выбор рациональных компоновочных схем малогабаритных транспортных средств на этапе дизайн-проектирования: автореф. дис. на соискание учен. степ. канд. техн. наук: 05.05.03. Ижевск, 2013. 30 с.

157. Белоусов Б.Н., Попов С.Д. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. Конструкция. Теория. Расчет / Под общ. ред. Б.Н. Белоусова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. – 728 с.

158. Зузов В. Н. Разработка методов создания несущих систем колесных машин с оптимальными параметрами: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03, 01.02.06 / М., 2002. – 347 с.

159. Кравченко О.П. Наукові основи управління ефективністю експлуатації автомобільних поїздів: дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту. – Харків: ХНАДУ, 2007. – 480 с.

160. Котиев Г.О., Горелов В.А., Жирный Р.И. Математическая модель прямолинейного движения автопоезда с жесткой и гибкой связью между звеньями./ Труды НГТУ, 2010. №3. С.138-144.

161. Горелов В.А. Результаты численного моделирования прямолинейного движения двухзвенного колесного транспортного комплекса по деформируемому грунту. *Электрон. журн. «Наука и образование: электронное научно-техническое издание»*, 2012. №1. [Электронный ресурс] URL: <http://technomag.edu.ru/doc/330258.html>. (дата звернення: 19.10.2020).

162. Горелов В.А. Математическое моделирование движения многозвенных колесных транспортных комплексов с учетом особенностей конструкций сцепных устройств // *Электрон. журн. «Наука и образование: электронное научно-техническое издание»*, 2012. №2 [Электронный ресурс] URL: <http://technomag.edu.ru/doc/330258.html>. (дата звернення: 19.10.2020).

163. Белокобыльский С. В., Ситов И. С., Елисеев С. В. Приведение взаимно сочлененных твердых тел на упругих опорах к механической цепи последовательно сочлененных твердых тел. XXI МНПК: *Решетневские чтения:*

Механика специальных систем. Иркутск: ИрГУПС, 2011. С.228-229.

164. Елисеев С. В. Сочленения звеньев в динамике механических колебательных систем: моногр. Иркутск: *ИрГУПС*, 2012. 155 с.

165. Александров Е. Е., Волонцевич Д. О., Карпенко В. А., Лебедев А. Т. и др. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин. Харьков: *ХГАДТУ*, 2001. 642 с.

166. Александров Е. Е., Самородов В. Б., Волонцевич Д. О. и др. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости: в 10 томах. Том 3: Трансмиссии. Книга 2: Бесступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования. Харьков: *ХГТУ*, 1997. 185 с.

167. Волонцевич Д.О., Богач А.С. К вопросу создания комплексных функциональных математических моделей быстроходных гусеничных машин. *Механіка та машинобудування.* 2001. №1(2). С.305-308.

168. Волонцевич Д.О., Богач А.С. Алгоритм моделирования взаимодействия гусеничной ленты и ведущего колеса в процессе создания комплексной функциональной математической модели гусеничной машины. *Збірник наукових праць "Вісник НТУ "ХПИ": Технології в машинобудуванні - Вестник НТУ "ХПИ"*, 2002. №.53. С. 89–95.

169. Щербак О. В., Бойко С. И., Дибров Е. И., Гуменюк И. А. Оценка прочности несущих систем спецтехники, созданной на базе автомобильных и тракторных шасси. *Вестник ХНАДУ*, 2014. Вып. 65-66. С. 135-138.

170. Тарасов В.Н., Бояркина И.В., Дегтярь В.В. Перспективы развития автомобильных кранов-манипуляторов. *Строительные машины*, 2016. №6. С.5-8.

171. Волосевич Е. О. Перспективы развития автомобильных кранов-манипуляторов // Материалы 13-й Международной научно-технической конференции: *Наука – образованию, производству, экономике.* Минск: БНТУ, 2015. Т. 1. С. 497.

172. Формирование точностной модели механической цепи манипулятора. *Соврем. технологии. Систем. анализ. Моделирование.* 2007. № 1(13). С. 6–14. [Электронный ресурс] URL: <http://irgups.ru/sites/default/files/docs/1->

13_07.pdf (дата звернення: 12.10.2020).

173. Лагерев А.В., Лагерев И.А. Современная теория манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. Исследование рабочих процессов и проектирование элементов гидропривода: монография. Брянск: *РиО БГУ*, 2019. 201 с.

174. Лагерев И. А. Развитие элементов теории проектирования и моделирования манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин: дис. ... д-ра техн. наук: 05.02.02. М.: Моск. гос. ун-т путей сообщ, 2017. 409 с.

175. Щербаков В.С., Цехош С.И. Анализ и классификация рабочего оборудования коммунальных дорожно-уборочных машин. Техника и технологии строительства. 2016. Вып. 3(7). [Электронный ресурс] URL: https://sibadi.org/upload/РиО/ttc/ТТС_3_7.pdf. (дата звернення: 10.11.2020).

176. Пуховой А. А., Пархомчик П. А., Усс И. Н. Основные положения и практическая реализация создания типоразмерного ряда тракторов «Беларус». Минск: *Минский тракторный завод*, 2006. 603 с.

177. Маліч М.Г., Главацький К. Ц. Ідеологія створення модельного ряду нових машин. *Залізничний транспорт України*, 2008. № 1. С.41-44.

178. Гуськов А.В. Использование методов унификации и типизации при проектировании колесных тракторов. *Вестник Белорусско-Российского университета*. 2009. № 1(22). С.8-15.

179. Лысаков А.Д., Труханов В.М. Достичь оптимального уровня унификации изделий современной техники. *Стандарты и качество*, 2013. №7. С. 60-62.

180. Кириченко І.Г. Принципи ефективного формування модульних будівельних і дорожніх машин: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.04. Х.: ХНАДУ, 2012. 36 с.

181. Шуринов В.А. Основы агрегатирования универсального мобильного энергетического средства с адаптерами различного назначения. Гомель: ИММС НАНБ, 1999. 392 с.

182. Дмитренко А.И. Способы и средства агрегатирования набора адаптеров с энергосредством для выполнения технологических и погрузочно-транспортных процессов при производстве продукции полеводства. МНПК: *Техника будущего, перспективы развития с/х техники*, май 2013 г. Краснодар: Куб. ГАУ; 2013. С. 109-115.

183. Бурьянов А.И., Дмитренко А.И. Универсальные технические системы для сельского хозяйства. *Сельскостопанска техника*, 2015. Т. LII. № 1. С. 27-39.

184. Бурьянов А.И., Дмитренко А.И. Современные тенденции развития мобильных энергетических средств для села. *Техника и оборудование для села*, 2015. № 6. С. 8-13.

185. Дмитренко А.И., Бурьянов А.И. Современные модульные технологические агрегаты. *Сельский механизатор*, 2016. № 3. С. 14-16.

186. Бурьянов А.И., Дмитренко А.И., Горячев Ю.О., Рехлицкий О.В., Камко А.И., Новиков А.А. Модульные зерноуборочные агрегаты на базе универсальных энергетических средств. *Вестник аграрной науки Дона*. 2016. № 3(35). С. 14-30.

187. Коробкин В. А. Основные положения методологии системного проектирования сложных многофункциональных комплексов машин. *Вестник Белорусско-Российского университета*. 2006. № 4(13). С.8-14.

188. Бернацкий В.В. Специализированный подвижной состав грузового автотранспорта: учеб. пособие. В 2 ч., Ч.1. М.: МГТУ «МАМИ», 2005. 48 с.

189. Антышев Н.М., Шевцов В.Г. Современные направления развития научных основ создания сельскохозяйственных мобильных энергетических средств. *Сельскохозяйственные машины и технологии*, 2009. №2. С.24-31.

190. Саченко В.І. Обґрунтування параметрів та умов роботи багатоопераційної ґрунтообробно-посівної машини до тракторів класу 1,4: Автореферат дис. канд. наук: 05.05.11. Львів: Львівський державний аграрний ун-т. 2008. 20 с.

191. Беляков В.В., Беляев А.М., Бушуева М.Е. Концепция подвижности наземных транспортно-технологических машин. *Труды Нижегородского*

государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева, 2013. № 3(100). С. 145-174.

192. Егоров С.Я. Аналитические и процедурные модели компоновки оборудования промышленных производств: монография. М.: «Издательство Машиностроение-1», 2007. – 104 с.

193. Бебия Ф.С., Самойлова Я.В. Выбор оптимальной компоновки машины актуальные вопросы науки и хозяйства // Сборник материалов LI МСНПК. Тюмень: Государственный аграрный университет Северного Зауралья. 2017. С.10-12.

194. Чебурахин И. Ф. Математические модели для минимизации и автоматизации синтеза дискретных управляющих систем. *Мехатроника, автоматизация, управление*, 2012. № 4(133). С.5-13.

195. Загарин Д.А., Козловская М.А., Дзоценидзе Т.Д., Шкель А.С. Предложения по созданию многоцелевых грузовых автомобилей нового поколения. *Журнал автомобильных инженеров*, 2016. № 2. С. 18-25.

196. Плаксин А.М., Гриценко А.В. Взаимосвязь конструктивного совершенствования мобильных энергетических средств с методами диагностирования их технического состояния. *Фундаментальные исследования*. 2013. № 10. С. 73-77.

197. Струтинський В.Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки: монографія. Житомир: ЖІТІ, 2001. 612 с.

198. Крайнев А.Ф. Идеология конструирования: монография. М.: Машиностроение-1, 2003. 384 с.

199. Азаров В.Л., Лупичев Л.Н., Тавризов Г.А. Математические методы исследования сложных физических систем. М.: Наука, 1975. 342с.

200. Вольмир А.С., Михнев В.Ф., Терских В.Н., Тихомиров А.Б. Многоуровневые методы исследования сложных упругих систем // *Межвузовский тематический сборник трудов ЛИСИ: Проблемы устойчивости и предельной несущей способности конструкций*. Л.: ЛИСИ, 1983. С. 25 - 34.

201. Круглов Г.Е. Аналитическое проектирование механических систем.

Самара: Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. акад. им. С.П. Королева, 2001. 132 с.

202. М. В. Борисов, А. А. Авраменко, Моделирование движения составной упругой системы. *Изв. Сарат. ун-та. Нов. сер. Сер. Математика. Механика. Информатика*, 2009. №9. С. 74–82.

203. Советов Б. С., Яковлев. Я. А. Моделирование систем: учеб. для вузов. М.: Высш. шк., 2001. 343 с.

204. Ивченко Б.П., Мартыщенко Л.А., Монастырский М.Л. Теоретические основы информационно-статистического анализа сложных систем. СПб.: Лань, 1997. 320 с.

205. Веников В.А. Теория подобия и моделирования. М.: Высшая школа, 1984. 439 с.

206. Седов Л.И. Методы подобия и размерности в механике. М.: Гл.ред.физ-мат лит-ры, 1977. 440 с.

207. Финни Д. Введение в теорию планирования экспериментов. М.: Гл.ред.физ-мат лит-ры, 1970. 288 с.

208. Брусиловский Б.Я. Теория систем и система теорий. Киев: Вища школа, 1977. 192 с.

209. Горбатов В. А. Фундаментальные основы дискретной математики. Информационная математика. М.: Наука. Физматлит, 2000. 544 с.

210. Бусленко В.Н. Автоматизация имитационного моделирования сложных систем. М.: Наука, 1977. 423 с.

211. Савкин А.Н., Андроник А.В. Анализ прочностных пакетов программ для инженерного расчета конструкции // Материалы 7й Всероссийской научно-практической конф: *Инновационные технологии в обучении и производстве*. Камышин., 2010. Т. 5. С. 13-16.

212. Аликин В.Н., Анохин П.В., Колмогоров Г.Л. и др. Критерии прочности и расчет механической надежности конструкций. Пермь: ПГТУ, 1999. 158 с.

213. Горобцов А.С. Программный комплекс моделирования пространственного движения систем твердых и упругих тел. *Инженерный*

журнал, 2004. № 9. С. 29-36.

214. Кириченко И.Г., Черников А.В. Анализ программных средств компьютерного проектирования строительных и дорожных машин. *Вісник ХНАДУ*, 2014. №2. С.68-74.

215. Одрин В.М. Метод морфологического анализа технических систем. М.: ВНИИПИ, 1989. 314 с.

216. Федулов И.Н. Системный подход в философско-методологическом анализе теоретического знания. Волгоград: Известия ВГПУ, 2009. С.21-24.

217. Кузнецов И.В. Структура физической теории. Избранные труды по методологии физики. М.: Наука, 1975. 296 с.

218. Цвиркун А.Д. Основы синтеза структуры сложных систем. М.: Наука, 1982. 200 с.

219. Одрин В.М., Картавов С.С. Морфологический анализ систем. Построение морфологических таблиц. Киев: Наукова думка, 1977. 83 с.

220. Свирщева Э.А. Структурный синтез неизоморфных систем с однородными компонентами. Харьков: ХТУРЕ, 1998. 254с.

221. Панкратова Н.Д., Савченко І.О. Стратегія застосування методу морфологічного аналізу в процесі технологічного передбачення. Наукові вісті НТУУ "КПІ", 2009. № 2. С.35-44.

222. Нестеров М. М., Трифанов В. Н. Мезоморфные вычислительные среды. *Научное приборостроение*, 2000. Т. 10. № 2. С.20–34.

223. Степин В.С. Теоретическое знание: структура и историческая эволюция. М.: Прогрес, 2000. 743 с.

224. Sneed J.D. The logical structure of mathematical physics. Dordrecht: Reidel, 1971. 320 p.

225. Hoare C.A.R. An axiomatic basis for computer programming. *Communications of ACM*, 1969. Vol. 12, №10. P.576–580.

226. Гаврилова Т.А., Хорошевский В.Ф. Базы знаний интеллектуальных систем. СПб.: Питер, 2000. 384 с.

227. Акимов С.В. Компьютерные модели для автоматизированного

структурно-параметрического синтеза // Труды 5-й международной конференции: *Компьютерное моделирование*. Часть 1. СПб.: «Нестор», 2004. С.191-197.

228. Стрельников В. Н. Решение контактной задачи для механической передачи с промежуточными телами качения // *Междунар. сб. научн. тр.: Прогрессивные технологии и системы машиностроения*. Донецк: ДГТУ, 2006. С. 220-227.

229. Кіндрацький Б.І., Сулим Г. Т. Рациональне проектування машинобудівних конструкцій. Львів: КІНТАПРІ ЛТД, 2003. 280с.

230. Гутиря С.С., Кобозева А.А. Системная кваліметрическая модель передач зацеплением. *Труды Одес. политехн. ун-та*, 2000. Вып.2(11). С. 43–46.

231. Дащенко О. Ф., Кириллов В. Х., Коломієць Л. В., Оробей В. Ф. MATLAB в инженерних та наукових розрахунках. Одеса:Астропринт, 2003. 214 с.

232. Кириченко А.Ф., Копоть Ю.О. Математическая модель для исследования внутренней динамики шевронных цилиндрических передач Новикова. *Сборник научных трудов "Вестник НТУ "ХПИ": Проблемы механического привода*, 2007. № 23. С.178-187.

233. Сидоренко І., Гутиря С. Математичне моделювання коливних процесів у рівночастотних віброізоляторах. *Вісник Тернопільського державного технічного ун-ту*, 2008. № 1. С.104-110.

234. Бондаревский А.С., Лебедев А.В. Имитационное моделирование: определение, применимость и техническая реализация. *Фундаментальные исследования*, 2011. № 12 (часть 3). С.535-541.

235. Гутиря С.С., Ягліньський В.П. Системна фільтрація і синтез критеріїв якості промислових роботів. *Машинознавство*, 2005. № 3(93). С.42-47.

236. Кіндрацький Б.І. Синтез механічних систем за критерієм сумарної корисності // Труды IX Междунар. научн.-техн. конф.: Герметичность, виброненадежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования. Сумы, 1999. Т.1. С.73-79.

237. Криськов О.Д. Оперативна техніко-економічна оцінка рішення технолога-проектанта в САПР регламентів технологічних процесів // *Зб. наук.*

праць Кіровоградського держ. техн. ун-ту: Техніка у сільському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація, 2008. Вип. 21. С.328-331.

238. Воробьев Н.С. Механизмы с замкнутым энергетическим потоком. Львов: Вища школа, изд-во при Львовском университете, 1983. 144 с.

239. Roth K. *Konstmieren mit Konstruktionskatalogen*. Berlin: Springer-Verlag Heidelberg, 1982. 473 p.

240. Пейсах Э.Е., Нестеров В.А. Система проектирования плоских рычажных механизмов. М.: Машиностроение, 1988. 232 с.

241. Ляшенко Ю.М., Отроков А.В. Синтез технических решений как этап разработки САПР системы горнопроходческих машин // *Материалы XXXXV науч.-техн. конференции: Механизация и электрификация горных работ*. Новочеркасск: Шахтинский институт НГТУ, 1996. С.18-22.

242. Отроков А.В. Основные положения методики поиска новых технических решений шахтных погрузочных машин. *Горный информационно-аналитический бюллетень*. 2000. № 4. С.171-174.

243. Авдеев В.А., Кудрин Б.И. Закономерности построения, функционирования и развития технических систем. Томск: ТГТУ, 1996. 100 с.

244. Федулов И.Н. Системный подход в философско методологическом анализе теоретического знания / И.Н. Федулов. – Волгоград: Известия ВГПУ, 2009. – С.21-24.

245. Акимов С.В. Компьютерные модели для автоматизированного структурно-параметрического синтеза // *Труды 5-й международной конференции: Компьютерное моделирование*. Часть 1. СПб.: «Нестор», 2004. С.191-197.

246. Нестеров М. М., Трифанов В. Н. Мезоморфные вычислительные среды. *Научное приборостроение*, 2000. Т. 10. № 2. С.20–34.

247. Гаврилова Т.А., Хорошевский В.Ф. Базы знаний интеллектуальных систем. СПб.: Питер, 2000. 384 с.

248. Шинкаренко В.Ф. Основы теорії еволюції електромеханічних систем. К.: Наукова думка, 2002. 288 с.

249. Кузнецов Ю.Н. Хаймуйела Ж.А., Хаймуйела Т.О. Морфологический

синтез станков и их механизмов: монография. К.: ООО «Гнозис», 2012. 416 с.

250. Шимановский А.О. Перспективы использования генетического алгоритма при исследовании динамики транспортных средств. *Механика. Теория, задачи, учебно-методические разработки: сб. науч. тр.* Гомель: БелГУТ, 2006. С. 107—118.

251. Андреев В.Л. Системы классификации в биогеографии и систематике (детерминистские методы). *Иерархические классификационные построения в географической экологии и систематике.* Владивосток: ДВНЦ АН СССР, 1979. С. 3-59.

252. Андреев В.Л. Статистические методы классификационных построений в биогеографии и систематике. *Иерархические классификационные построения в географической экологии и систематике.* Владивосток: ДВНЦ АН СССР, 1979. С. 60-96.

253. Tamura K., Peterson D., Peterson N. Molecular evolutionary genetics analysis using maximum likelihood, evolutionary distance, and maximum parsimony methods. *Molecular Biology and Evolution*, 2011. Vol. 28. P. 2731-2739.

254. Рогачев А. Ф. Моделирование и автоматизация синтеза погрузочно-транспортных агрегатов на основе структурных графов. *Известия НАУК: наука и высшее профессиональное образование*, 2012. № 2 (26). С.165-170.

255. Лозовий І.С., Зінько Р.В. Графи структури зв'язків узагальнених координат для автовантажотранспортувальних машин та методика побудови математичних моделей. *Вісник Технологічного університету Поділля.* Хмельницький: ТУП. 2001. Випуск 1. С. 29-33.

256. Лозовий І.С., Зінько Р.В. Графи структури зв'язків узагальнених координат математичних моделей роботи і руху мобільних транспортувальних машин (МТМ) та методика побудови цих моделей // Міжнародна конференція: *Моделювання та оптимізація складних систем (МОСС – 2001)*, 25-28 січня 2001. Київ: ВПЦ “Київський ун-т”. С. 105-107.

257. Артоболевский И.И. Механизмы в современной технике. Том 1. Рычажные механизмы. Пособие для ижинеров, конструкторов и изобретателей.

М.: Наука. 1979. 608 с.

258. Luikens Jim, Hedberg Mary. Standard Catalog Of Mercedes-Benz. Krause Publications, 2009. 224 p.

259. Reform Fahrzeuge. [Электронный ресурс] URL: <https://www.reform.at/produkte/muli> (дата звернення: 15.11.2020).

260. Василенков С. Чешские автомобили времен социализма. *Univerzalni Vozidlo*. [Электронный ресурс] URL: https://fastmb.ru/autonews/autonews_mir/3494-avtomobili-socialisticheskoy-bolgarii.html (дата звернення: 15.11.2020).

261. Комунальний автомобіль EM-C320 «Електрон». [Электронный ресурс] URL: http://elmash.electron.ua/mass_3_5t/komunalnyj_avtomobil_em-s320_%C2%Abelektron%C2%BB_188.htm (дата звернення: 15.11.2020).

262. Лурье А.И. Аналитическая механика. М.: Физматгиз, 1961. 824с.

263. Крамер Г.А. Математические методы. М.:Мир, 1975. 243 с.

264. Heavy Duty Vehicle Weight Restrictions in the EU. [Электронный ресурс] URL: https://www.acea.be/uploads/publications/SAG_23_Heavy-Duty_Vehicle_Weight_Restrictions_in_the_EU.pdf P. 4 (дата звернення: 15.11.2020).

265. Guidelines on Maximum Weights and Dimensions of Mechanically Propelled Vehicles and Trailers. [Электронный ресурс] URL: <http://www.rsa.ie/en/RSA/Your-Vehicle/Vehicle-Standards/Weights-Dimensions/> (дата звернення: 15.11.2020).

266. Поліщук Є. Метрологія та вимірювальна техніка. Львів: Новий світ, 2003. 544 с.

267. Яковенко Ю.Ф. Современные пожарные автомобили. М.: Строиздат, 1988. 352 с.

268. Шухман С.Б., Коркин С.Н., Курмаев Р.Х., Капралова М.А. Построение автопоездов с активными прицепными звеньями, предназначенных для движения в тяжелых дорожных условиях. *Автомобильная промышленность*, 2015. № 1. С. 7-9.

269. Зырянов М.А., Мохирев А.П., Сыромятников С.В. Проектирование и моделирование оборудования для повышения эффективности использования

порубочных остатков. *Ремонт и восстановление. Модернизация*, 2017. №3. С. 31-33.

270. Шкель А. С., Загарин Д. А., Козловская М. А. и др. Новое семейство технологических надстроек для АПК на базе специализированного автомобиля сельскохозяйственного назначения. *Технология колесных и гусеничных машин*, 2015. № 6. С. 12-19.

271. Шкель А. С. Анализ отечественного и зарубежного опыта применения сменных технологических надстроек на базе шасси грузовых автомобилей сельскохозяйственного назначения. *Труды НАМИ*, 2016. № 264. С. 117-131.

272. Ксенович И.П., Скотников В.А., Ляско М. И. Ходовая система – почва. М.: Агропромиздат, 1985. 304 с.

273. Григорьев И., Никифорова А., Лисов В. Достоинства и недостатки колесной и гусеничной баз лесопромышленных тракторов. *ЛесПромИнформ*, 2014. №4(102). [Электронный ресурс] URL: <https://lesprominform.ru/jarticles.html?id=3705> (дата звернення: 15.11.2020).

274. Бойков В.П., Сологуб А.М., Жданович Ч.И., Зеленый П.В. Унификация и агрегатирование в проектировании тракторов и технологических комплексов. Минск: Адукацыя і выхаванне, 2003. 400 с.

275. Толстолицкий В. А., Антощенков Р. В. Методология моделирования функционирования многоэлементных мобильных машин на плоской горизонтальной поверхности. *Молодой ученый*, 2013. №11. С. 186-191.

276. Про приєднання України до Угоди про прийняття єдиних технічних приписів для колісних транспортних засобів, предметів обладнання та частин, які можуть бути встановлені та/або використані на колісних транспортних засобах, і про умови взаємного визнання офіційних затверджень, виданих на основі цих приписів, 1958 року з поправками 1995 року: Закон України. *Відомості Верховної Ради України*, 2000. № 1. Ст. 448-111.

277. Про дорожній рух: Закон України. *Відомості Верховної Ради України*, 1993. № 31. Ст.338.

278. Про створення та забезпечення функціонування Центрального фонду будівельних норм: Наказ Мінрегіонбуду. *Інф. бюлетень Міністерства регіонального розвитку та будівництва України*, 2011 р., № 1.

279. Допустимая нагрузка на ось транспортного средства: Постановление Правительства РФ от 15.04.2011 N 272 // *Собрание законодательства РФ*, 2011, № 17. Ст. 2407.

280. Directive (EU) 2015/719 of the European Parliament and of the Council of 29 April 2015 amending Council Directive 96/53/EC laying down for certain road vehicles circulating within the Community the maximum authorised dimensions in national and international traffic and the maximum authorised weights in international traffic (Text with EEA relevance). [Електронний ресурс] URL: <http://eur-lex.europa.eu/legalcontent/EN/TXT/?uri=celex:32015L0719> Annex I (дата звернення: 15.11.2020).

281. Кочнев Е. Д. Энциклопедия военных автомобилей 1769~2006 гг. К-Р Издание 1-е. М.: ООО «Книжное издательство «За рулём», 2006. 640 с

282. Солянкин А. Г., Павлов М. В., Павлов И. В., Желтов И. Г. Отечественные бронированные машины. XX век. 1946–1965. М.: Экспринт, 2010. Т. 3. 645 с.

283. Оружие и технологии России. Энциклопедия. XXI век. Военная автомобильная техника. М.: ИД "Оружие и технологии", 2008. Том 16. 769 с.

284. Специальный обзорный выпуск журнала «Наука и техника оборонно-промышленного комплекса» о выставке в г.Чжухай в 2016 г. Сычуань, 2016. 160с.

285. Гоберман Л.А. О наиболее общих уравнениях динамики сочленения тягово-транспортных систем с учетом упругих связей и условий нелинейности *Лесной вестник*, 1998. №3. С.68-77.

286. Железнов Е. И., Железнов Р. Е. О влиянии характеристик сцепного устройства на продольную устойчивость малотоннажного автопоезда. *Известия ВолгГТУ*, 2003. № 2. С.101-103.

287. Ranganathan R., Rakheja S., Sankar S. Influence of liquid load shift on the dynamic response of articulated tank vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 1990.

Vol. 19. No 4. PP. 177-200.

288. Глущенко В. В. Подригало М. А., Клец Д. М., Дубінін Є. О., Абрамов Д. В., Сергієнко О. Ю. Експериментальне дослідження параметрів стійкості та динамічності автомобільних цистерн у дорожніх умовах. *Збірник наукових праць Академії внутрішніх військ МВС України*, 2014. Вип. 1(23). С.57-62.

289. Ziarani M., Richard M., Rakheja S. Optimisation of liquid tank geometry for enhancement of static roll stability of partially filled tank vehicles. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, 2004. Vol. 11. PP. 155-173.

290. Власов Ю.Л., Морозов Н.А., Гаврилов А.А. Динамическая модель равномерного движения автоцистерны без перегородок с частичным заполнением. *Вестник Оренбургского ГУ*, 2013. №9(158). С.227-231.

291. Высоцкий М.С., Плескачевский Ю.М., Шимановский А. О. Динамика автомобильных и железнодорожных цистерн. Минск: Белавтотракторостроение, 2006. 320 с.

292. Высоцкий М. С., Плескачевский Ю. М., Шимановский А. О., Кузнецова М. Г. Обеспечение безопасности движения автоцистерн на основе оптимизации конструкции кузова. *Механика машин, механизмов и материалов*, 2012. № 3–4. Гомель: Изд-во БГУТ. С. 142-148.

293. Singh G. B, Singhb S., An Experimental and CFD Analysis of Sloshing in a Tanker. *Procedia Technology*, 2014. Vol. 14. PP. 490–496.

294. Liu D., Lin P. Three-dimensional liquid sloshing in a tank with baffles. *Ocean Engineering*, 2009. Vol. 36. No. 2. PP. 202-212.

295. Singal V., Jash B.j, Awalgaonkar N., Tibdewal S. “CFD Analysis of a Kerosene Fuel Tank to Reduce Liquid Sloshing. *Procedia Engineering*, 2014. Vol. 69. PP. 1365-1371.

296. Krit Threepopnartkul, Chakrit Suvanjumrat. The Effect of Baffles on Fluid Sloshing inside the Moving Rectangular Tank. *Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering*, 2018. Vol. 1. No.2. PP.232-241.

297. Council Directive 96/53/EC of 25 July 1996. *Official Journal L 235*, 17/09/1996. PP. 0059-0075.

298. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження автоцистерн категорій N і O стосовно їх стійкості проти перекидання (Правила ЕЭК ООН № 111-00:2001, IDT): ДСТУ UN/ECE R 111-00:2002.

299. Горбай О.З., Голенко К.Е., Крайник Л.В. Міцність та пасивна безпека автобусних кузовів: монографія. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2013. 276 с.

300. Романов А.А. Комплексное моделирование колебательных процессов при движении специализированных транспортных средств. *Информационные технологии моделирования и управления*, 2006. №5(30). С.593-601.

301. Цяпко М.Ф. та інші. Гідрогазодинаміка: монографія. Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2008. 222 с.

302. Про затвердження Порядку перевірки цистерн для перевезення небезпечних вантажів: Наказ № 166/550 12.05.2015. Зареєстровано в Міністерстві юстиції України 05 червня 2015 р. за № 663/27108.

303. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств, предназначенных для перевозки опасных грузов, в отношении их конструктивных особенностей (с изменениями и дополнениями): *E/ECE/324-E/ECE/TRANS/505/Rev.2/Add.104/ Rev.1*. International Standardization Organization: Regulation N 105. 38p.

304. Методика проведения диагностирования сосудов автоцистерн для сжиженных углеводородных газов. М.: ОАО Росгазификация, 20.04.1998. 43 с.

305. Енаев А.А., Яценко Н.Н. Основы теории колебаний автомобиля при торможении и ее приложения: монографія. М.: Машиностроение, 2002. 340 с.

306. Поляков В.М., Приходченко Д.Ю. Математична модель руху триланкового автопоїзда з напівпричепом. *Автошляховик України*, 2006. №9. С.98-102.

307. Карунин М.А. Расчет колебаний машины при ее движении по случайному профилю. *Автомобильная промышленность*, 2007. № 11. С. 31-32.

308. Мусалимов В.М., Сергушин П.А. Аналитическая механика. СПб: СПб ГУ ИТМО, 2007. 54 с.

309. Соколов А.В. Повышение плавности хода многоосного автомобиля с управляемой подвеской: автореф. дисс. ... канд. техн. наук. за специальністю 05.05.03. М., 1992. 26с.

310. Lee H., Tomizuka M. Coordinated longitudinal and lateral motion control of vehicles for IVHS. *Dynamic System, Measurement and Control*, 2001. Vol. 123. PP.535-543.

311. Dimaitis M., Jurenas V. Modelling of the vehicle motion uniformity. *Transportas*, 2001. №3. P .100-104.

312. Лазарева Д.В. Конечно-элементный анализ несущей рамы контейнеровоза. *Холодильн. техніка і технологія*, 2007. № 3(107). Одеса: ОДАХ. С. 77–78.

313. Романов А.А. Черняев А.В. Обобщенная модель автоколебательных процессов при движении специализированных транспортных средств для информационной поддержки систем управления. *Информационные технологии моделирования и управления*, 2006. № 3(28). С. 349-353.

314. Кетков Ю.Л., Кетков А.Ю., Шульц М.М. MATLAB 7: программирование, численные методы. СПб.: БХВ-Петербург, 2005. 752 с.

315. Kuh. H., Schwabe J.-H., Pal'cer U. Herstellung von Beton und vorgefertigte konkrete Produkte-Methoden und Geräte Von Bau-Technik. Düsseldorf, 2009. 217 p.

316. Minin V.V., Pavlov V.P., Zyablov S.F., Kuznecov G.A. Rational parameters of concrete mixers of gravitational type. *J. Sib. Fed. Univ. Eng. technol.*, 2017, №10(1). PP. 52-58. DOI: 10.17516/1999-494X-2017-10-1-52-58.

317. Плавельский Е. П., Гринберг Н. С., Сурков С. А. Поперечные колебания автобетоносмесителей // *Сб. науч. трудов. Московский автомобильно-дорожный институт: Совершенствование рабочих процессов автотранспортных средств*, 1983. М.: МАДИ. С. 120-128.

318. Романов А.А., Черняев А.В. Моделирование колебательных процессов при движении специализированных транспортных средств с нагрузкой. *Информационные технологии моделирования и управления*, 2006.

№4(29). С.457-462.

319. Минин В. В. Методика выбора оптимизируемых параметров универсальных малогабаритных погрузчиков. *Известия Самарского научного центра. Тематический выпуск «Машиностроение»*, 2010. Самара: РАН. Том 12 (33). № 1(2). С. 449-452.

320. Минин В. В. Концепция повышения эффективности универсальных малогабаритных погрузчиков. Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2012. 304 с.

321. Корниенко В. В. Математическое моделирование рельефа опорной поверхности при исследовании динамической нагруженности погрузчиков. *Вестник КрасГАУ*, 2010. №4. С. 162-165.

322. Черников С.К., Черников С.К., Ашихмин А.Н. Математическая модель для анализа НДС рамы автомобиля КамАЗ и ее верификация. *Ежегодник Казанского физико-технического института*, 2001. Казань: ФизтехПресс, С. 187-193.

323. Закон Про автомобільні дороги. Відомості Верховної Ради України, 2005. № 51. ст.556.

324. Бояркина И.В. Технологическая механика одноковшовых фронтальных погрузчиков: монография. Омск: СибАДИ, 2011. 336 с.

325. Баловнев В.И. Определение параметров и выбор землеройных машин. Омск: ЗАО «Полиграф», 2010. 224 с.

326. Вербицкий Г. М., Бондарь А. П. Моделирование процессов зачерпывания сыпучих материалов одноковшовым фронтальным погрузчиком. *Ученые заметки ТОГУ*, 2016. Том 7, № 2. Хабаровск: Тихоокеанский ГУ. С. 350-356.

327. Закирзаков Г.Г., Конев В.В., Набиуллина Ю.А. Модернизация ковша фронтального погрузчика для подгребания снега. *Фундаментальные исследования*, 2016. № 2-1. С. 54-58.

328. Курилов Е.В, Щербаков А.С. Расчёт технологических параметров отвала бульдозера с дисковыми секциями. *Известия вузов. Строительство*, 2009. № 5. С.84–87.

329. Курилов Е.В., Трошин Д.И. Транспортирующие свойства отвала бульдозера. *Механизация строительства*, 2013. № 12. С. 59–61.
330. Щербак О. В., Кулешова М. Ф., Миренский И. Г. Разработка методики компьютерного моделирования навесного рабочего оборудования для многоцелевой коммунально-строительной машины. *Вестн. ХНАДУ*, 2012. Вып. 57. С. 85-89.
331. Калінін О.М., Русіло П. О., Варванець Ю. В., Костюк В. В. Ситуаційні моделі застосування броньованих ремонтно-евакуаційних машин. *Вісник НТУ "ХПИ"*, 2014. № 29(1072). С. 58-63.
332. Щербаков В.С., Зырянова С.А., Корытов М.С. Система автоматизированного моделирования стрелового грузоподъемного крана: Монография. Омск. 2009. СибАДИ. 106 с.
333. Ерофеев Н. И. Математическая модель режима работы крановых установок. *Автомат. и телемех.*, 1967. № 3. С.160-166.
334. Денисов И. В., Мещеряков В. А., Итяксова В. С. Моделирование системы нечеткого управления рабочим процессом стрелового крана. *Омский научный вестник*, 2009. №3(83). С. 123-126.
335. Ким Е.Т., Орлов А.Н. Математическая модель систем изменения вылета и подъема стреловых кранов. *Строительные и дорожные машины*, 2002. Вып.2. Хабаровск: Изд-во ХГТУ. С. 31-35.
336. Черевко Ю.М. Моделювання роботи ремонтно-евакуаційної машини при евакуації застряглої техніки. *Збірник наукових праць Військової академії (м. Одеса)*. 2015. Вип. №2(4). С. 82-92.
337. Рогачев А.Ф. Оптимизация параметров механизма поворота манипулятора с согласованным движением гидроцилиндров. *Известия Нижневолжского агропромышленного университетского комплекса: наука и высшее профессиональное образование*, 2010. № 3(19). С. 177-182.
338. Большаков Б.М. Выбор модели воздействия трелевочных систем на лесную почву. *Лесной журнал*, 1998. № 4. С. 72-74.

ДОДАТОК А

Перелік документів обов'язкових нормативних вимог і законодавчої нормативної бази

Таблиця А.1 – Перелік обов'язкових нормативних вимог щодо конструкції колісних машин з умов допуску до експлуатації на дорогах загального користування

№	Об'єкти регламентування	Нормативні акти
1	2	3
1.	Габаритні обмеження щодо довжини, ширини і висоти машини у цілому	Закон України «Про дорожній рух»
2.	Система автоматики обмеження швидкості руху і запису режимів руху (тахографи)	Закон України «Про автомобільний транспорт»
3.	Фари ближнього і дальшого світла	Правила ЄЕК ООН №1-02
4.	Світловідбивачі (катафати)	Правила ЄЕК ООН №3-02
5.	Освітлення заднього номерного знаку	Правила ЄЕК ООН №4-00
6.	Вказівники повороту	Правила ЄЕК ООН №6-01
9.	Габаритні вогні, стоп-сигнали	Правила ЄЕК ООН №7-02
10.	Електромагнітна сумісність (радіоперешкоди)	Правила ЄЕК ООН №10-02
11.	Замки і петлі дверей	Правила ЄЕК ООН №11-02
12.	Травмобезпечність кермового управління	Правила ЄЕК ООН №12-03
13.	Гальмові системи	Правила ЄЕК ООН №13-10
14.	Місця кріплення ременів безпеки	Правила ЄЕК ООН №14-06
15.	Ремені безпеки	Правила ЄЕК ООН №16-04
16.	Протиугонні пристрої	Правила ЄЕК ООН №18-03
17.	Передні протитуманні фари	Правила ЄЕК ООН №19-02
18.	Гологенні фари	Правила ЄЕК ООН №20-03
19.	Ліхтарі заднього ходу	Правила ЄЕК ООН №23-00
20.	Викиди видимого забруднення дизельними двигунами	Правила ЄЕК ООН №24-03
21.	Захисні властивості кабін вантажних автомобілів	Правила ЄЕК ООН №29-02
22.	Пожежна безпека	Правила ЄЕК ООН №34-02
23.	Задні протитуманні ліхтарі	Правила ЄЕК ООН №38-00
24.	Спідометри	Правила ЄЕК ООН №39-00
25.	Безпечні скла	Правила ЄЕК ООН №43-00
26.	Дзеркала заднього огляду і їхнє установлення	Правила ЄЕК ООН №46-02
27.	Установлення пристроїв освітлення і світлової сигналізації	Правила ЄЕК ООН №48-03

28.	Викиди шкідливих речовин	Правила ЄЕК ООН №49-03
29.	Зовнішній шум	Правила ЄЕК ООН №51-02
30.	Шини транспортних засобів	Правила ЄЕК ООН №54-00
31.	Зчіпні пристрої транспортних засобів	Правила ЄЕК ООН №55-01
32.	Задні захисні пристрої вантажних транспортних засобів та їхніх причепів	Правила ЄЕК ООН №58-01
53.	Зовнішні виступи транспортних засобів категорії N	Правила ЄЕК ООН №61-00
54.	Бічний захист	Правила ЄЕК ООН №73-00
55.	Пристрої обмеження швидкості	Правила ЄЕК ООН №89-01
56.	Передні протипідкатні пристрої	Правила ЄЕК ООН №93-00
57.	Стійкість автоцистерн проти перекидання	Правила ЄЕК ООН №111-00
58.	Автомобільні фари з лампами розжарювання	Правила ЄЕК ООН №112-00
59.	Шум шин	Правила ЄЕК ООН №117-00
60.	Кутові повторювані поворотів	Правила ЄЕК ООН №119-00
61.	Спеціальна попереджувальна світлотехніка	Правила ЄЕК ООН №65-00
62.	Спеціальні вимоги до транспортних засобів для перевезення небезпечних вантажів	Правила ЄЕК ООН №105-03
63.	Колісні транспортні засоби. <i>Випробування</i> коефіцієнта зчеплення з дорожнім покритвом	ДСТУ-ISO 8349:2014
64.	Колісні транспортні засоби. Динаміка та курсова стійкість. Словник термінів	ДСТУ-ISO 8855:2014
65.	Колісні транспортні засоби. Методи випробувань на динамічну стійкість в неусталеному режимі під час поперечного прискорювання. Випробування методом відкритої петлі.	ДСТУ- ISO 7401:2011
66.	Колісні транспортні засоби. Автомобілі легкові з причепами. Випробування на поперечну стійкість	ДСТУ- ISO 9815:2014
67.	Колісні транспортні засоби. Визначення центра ваги	ДСТУ- ISO 10392:2014
68.	Важкі комерційні автомобілі та автобуси. Випробування методом відкритої петлі для колісного оцінювання осьової керованості автомобіля. Визначення відхилу прямого шляху та випробування в перехідному режимі	ДСТУ- ISO 11012:2014
69.	Важкі комерційні автомобілі та автобуси. Метод випробування на поперечну	ДСТУ- ISO 11026:2014

	стійкість. Випробування на замкнутій кривій.	
70.	Колісні транспортні засоби. Чутливість до впливу бічного вітру. Випробування методом відкритої петлі з використанням джерела вітру.	ДСТУ- ISO 12021:2014
71.	Колісні транспортні засоби. Методи випробування динамічних характеристик. Частина 2. Загальної умови для важких транспортних засобів та автобусів.	ДСТУ- ISO 15037-2:2014
72.	Важкі комерційні автомобілі та автобуси. Гальмування по прямій на поверхні зі зчепленням змішаного типу. Випробування методом відкритої петлі.	ДСТУ- ISO 16234:2014
73.	Важкі комерційні автомобілі та автобуси. Поріг перекидання в усталеному режимі. Методи випробування із застосуванням столу, що нахилиється з поперечним прискоренням.	ДСТУ- ISO 16333:2014
74.	Колісні транспортні засоби. Важкі комерційні автопоїзди та зчленовані автобуси. Методи випробувань на поперечну стійкість.	ДСТУ- ISO 14791:2014
75.	Колісні транспортні засоби. Важкі комерційні автомобілі та автобуси. Випробування під час руху по колу в усталеному режимі.	ДСТУ- ISO 14792:2014
76.	Колісні транспортні засоби. Важкі комерційні автомобілі та автобуси. Методи випробування на динамічну стійкість під час неусталеного режиму з поперечним прискоренням.	ДСТУ- ISO 14793:2014
77.	Важкі комерційні автомобілі та автобуси. Гальмування у розвороті. Випробування методом відкритої петлі.	ДСТУ- ISO ІД794:2014
78.	Колісні транспортні засоби. Умовні позначення органів керування, індикаторів та сигнальних пристроїв	ДСТУ- ISO 2575:2009
79.	Колісні транспортні засоби. Номер ідентифікаційний транспортного засобу (VIN). Зміст і структура	ДСТУ- ISO 3779:2012
80.	Колісні транспортні засоби. Код міжнародний ідентифікаційний виробника (WMI). Зміст і структура	ДСТУ- ISO 3780:2012

81.	Колісні транспортні засоби. Код міжнародний ідентифікаційний виробника (WMI). Розташування та спосіб нанесення.	ДСТУ- ISO 4030:2012
82.	Шини (метричні серії) та ободи для вантажних автомобілів і автобусів. Частина 1. Шини.	ДСТУ- ISO 4209-1:2005
83.	Система стандартів у галузі охорони навколишнього природного середовища та раціонального використання ресурсів. Атмосфера. Норми і методи вимірювання димності відпрацьованих газів автомобілів з дизельними або газодизелями.	ДСТУ 4276:2004
84.	Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного статуту. Методи контролювання.	ДСТУ 3649:2010
85.	Електроустаткування автотракторне. Загальні технічні умови.	ДСТУ ГОСТ 3940:2007
86.	Колісні транспортні засоби, трактори і машини для сільського та лісового господарства. Визначення характеристик горіння матеріалів інтер'єру салону (ISO 3795:1989, MOD)	ДСТУ 7389:2013
87.	Система розробки и поставки продукции на производство. Испытания и приемка выпускаемой продукции.	ГОСТ 15.309-98
88.	Машины, природы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов	ГОСТ 15150-69
89.	Входной контроль продукции. Основные положения.	ГОСТ 24297-87
90.	Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний.	ГОСТ 22576-90
91.	Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний.	ГОСТ 20306-90
92.	Безпека дорожнього руху. Автомобільні дороги, вулиці та залізничні переїзди. Вимоги до експлуатаційного стану.	ДСТУ 3587-97
93.	Дорожній транспорт. Знаки номерні транспортних засобів. Загальні вимоги. Правила застосування.	ДСТУ 4278:2012
94.	Паливо дизельне Євро. Технічні умови.	ДСТУ 7688:2015
95.	Вібраційна безпека. Загальні вимоги і	ДСТУ ГОСТ 12.1.012-2004

	номенклатура видів захисту.	
96.	Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны	ГОСТ 12.1.005-88
97.	Внутренний шум автотранспортных средств. Допустимые уровни и методы измерений.	ГОСТ 27435-87
98.	Автомобили легковые, грузовые и автобусы. Обзорность с места водителя.	ГОСТ 28070-89
99.	Система технического обслуживания и ремонта автомобильной техники. Требования к эксплуатационной технологичности и ремонтно-пригодности изделий.	ГОСТ 21624-81
100.	Споруди транспортні. Автомобільні дороги.	ДБН В.23-42000
101.	Вулиці і дороги населених пунктів.	ДБН В.2.3-Б-2001
102.	Державні санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку.	ДСН 3.3.6.037-99
103.	Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації.	ДСН 3.3.6.039-99
104.	Деякі питання сертифікації транспортних засобів, їх частин та обладнання (з змінами згідно Постанови КМУ №1197 від 29.12.2013р.)	Постановка КМУ №738 від 09.06.2011р.
105.	Про затвердження порядку затвердження конструкції транспортних засобів, їх частин та обладнання (з змінами 2017р.).	Наказ Мінінфраструктури №521 від 17.07.2012р.

Таблиця А.2 – Перелік законодавчої нормативної бази у сфері робочого (навісного/забудованого) обладнання спеціальних і технологічних колісних машин

№	Об'єкт регламентування	Нормативні акти
1	2	3
1.	Гідроприводи і гідроавтоматика	ГОСТ 27472
2.	Знаки безпеки і сигнальні кольори.	ГОСТ Р12.4.026
3.	Розміщення, конструкція органів управління і зусилля на них	ГОСТ 12.2.011 ГОСТ 21753
4.	Машини і обладнання лісовозне	ГОСТ 12.2.102
5.	Рівень вібрацій на робочому місці оператора	ГОСТ 12.2.012
6.	Рівень звукового тиску на робочому місці оператора	ГОСТ 12.1.003
7.	Основні вимоги до контейнеровозів	ГОСТ 19173
8.	Конструкція вантажопідіймального обладнання	ГОСТ 23647 ГОСТ12.2.004
9.	Конструкція автоцистерн	ГОСТ 12.2.011
10.	Оснастка і параметри автоцистерн	ГОСТ 21561
11.	Загальні вимоги безпеки транспортування рідин	ГОСТ 12.2.044
12.	Конструкція кришок люків цистерн	ГОСТ 25570
13.	Параметри транспортного положення будівельних конструкцій	ГОСТ 13015-2003
14.	Броньований захист інкасаційних автомобілів	ГОСТ Р 50963
15.	Спеціальні вимоги до обладнання пожежних автомобілів та автогідропідійомників	ГОСТ 21752 ГОСТ 12.2.037
16.	Техніка сільськогосподарська. Правила приймання на випробування.	ДСТУ 7597:2014

Таблиця Б.2 – Допустимі навантаження на багатоколісні осі СТКЗЛ

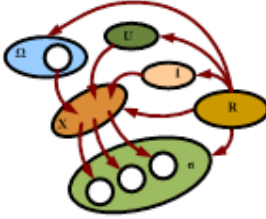
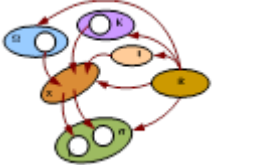
Зближені осі транспортних засобів з 8 і більше колесами на осі	Дороги до 6т	Дороги до 10т	Дороги до 11,5т
Міжосьова база до 1м (включно)	6	9,5	11
Міжосьова база від 1до 1,3м (включно)	6,5	10,5	12
Міжосьова база від 1,3до 1,8м (включно)	7,5	12	14
Міжосьова база понад 1,8м	8,5	13,5	16

Таблиця Б.3 – Допустимі розміри КТЗ категорій N,N+O

Параметри, м	ЄС	ФРН	Франція	Польща	Угорщина	Іспанія	СНД	РФ	Україна
Висота	4,0	4	4	4	4	4	4	4	4
Ширина	2,5	2,55	2,55	2,5	2,5	2,55	2,5	2,5	2,5
(Ізотерм. фургон)	2,6	2,6	2,6	2,6	2,5	2,6	2,5	2,6	2,5
Довжина вантажівки (N)	12	12	12	12	12	12	12	12	12
Довжина силового автопоїзда	16,5	16,5	16,5	16,5	16	16	20	20	22
Довжина автопоїзда	18,75	18,75	18	18,75	18,75	18,75	20	20	22
Довжина причепа	12	12	12	12	-	12	-	-	-

ДОДАТОК В
Основні методи проектування

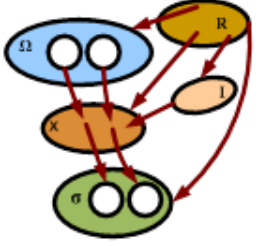
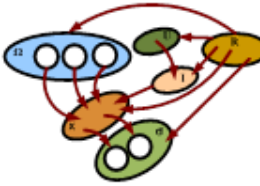
Таблиця В.1 – Основні методи проектування

	Метод	Характеристика	Схема	Формула
1	Декомпозиції	Розчленовування будь-якого складного явища на прості складові. Для досягнення адекватності декомпозиції відтворюється декомпозована модель і нова модель порівнюється з системою до декомпозиції		$[R > \Omega] > [I > x] > [\sigma > U]$ $\frac{6}{0} > \frac{1}{1} > \frac{1}{1} > \frac{1}{4} > \frac{0}{2} > \frac{1}{1}$
2	Порівняння	Припускає порівняння даної системи, явища, процесу з іншими, що проявляє їх специфіку		$[R > \Omega] > [I > x] > [K > \sigma]$ $\frac{6}{0} > \frac{1}{1} > \frac{1}{1} > \frac{1}{4} > \frac{1}{1} > \frac{0}{2}$

Продовження табл. В.1

3	Нормативний	Обґрунтовується сукупність нормативів, які відображають ефективність системи, а потім реальна система порівнюється з нормативною, що дає можливість виявити характер відхилення від норми		$[R > \Omega] > [I > x] > [K > \sigma]$ $\frac{6}{0} > \frac{1}{1} > \frac{1}{2} > \frac{1}{3} > \frac{1}{1} > \frac{0}{2}$
4	Агрегації	Перетворення початкової моделі в модель з меншим числом змінних або обмежень, що дає наближене в порівнянні з початковою опис об'єкту, що вивчається, або процесу		$[R > \Omega] > [I > x] > [\sigma]$ $\frac{5}{0} > \frac{1}{1} > \frac{1}{1} > \frac{1}{3} > \frac{0}{2}$

Продовження табл. В.1

5	Аналогій	Припускає доказ аналогії між двома об'єктами і перенесення системи пояснень з одного об'єкту на іншій		$[R > \Omega] > [I > x] > [\sigma]$ $\frac{5}{0} > \frac{1}{1} > \frac{1}{1} > \frac{1}{3} > \frac{0}{2}$
6	Виключень	Грунтується на поступовому виключенні значної групи складових на підставі закону виключення третього, сенс якого полягає в тому, що справа йде так, як описується у вислові, або так, як говорить заперечення, і третій не дано		$[R > \Omega] > [I > x] > [\sigma > U]$ $\frac{6}{0} > \frac{1}{1} > \frac{1}{1} > \frac{1}{3} > \frac{0}{2} > \frac{1}{1}$

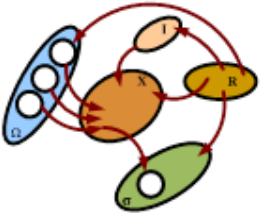

Продовження табл. В.1

7	Гіпотетичний =17	Зводиться до висунення, обґрунтування і доказу гіпотез, — до “обстрілювання” проблеми великим числом питань, на які потрібно дати відповіді.		$[R > \Omega] > [I > x] > [\sigma]$ $\frac{6}{0} > \frac{1}{1} > \frac{1}{1} > \frac{1}{3} > \frac{0}{2}$
8	Закономірност і =16	Є пошук стійкої і не випадкової характеристики або зв'язку явищ		$[R > \Omega] > [I > \Sigma > x] > [\sigma > U]$ $\frac{7}{0} > \frac{1}{1} > \frac{1}{1} > \frac{1}{1} > \frac{1}{5} > \frac{0}{2} > \frac{1}{1}$
9	Закономірност і	Це окремий випадок методу закономірності, що припускає пошук мінімальних або максимальних характеристик		

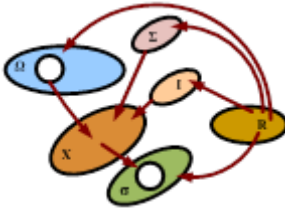
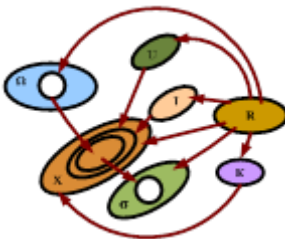
Продовження табл. В.1

10	Балансовий	Виділення двох сторін чого-небудь, які визначають ціле і врівноважують одна іншу		$[R > \Omega] > [I > \Sigma > x] > [\sigma > U]$ $\frac{7}{0} > \frac{1}{1} > \frac{1}{1} > \frac{1}{1} > \frac{1}{5} > \frac{0}{2} > \frac{1}{1}$
11	Класифікацій	Впорядкування об'єктів по істотних ознаках деяких класів		$[R > \Omega] > [I > x] > [K > \sigma > U]$ $\frac{7}{0} > \frac{1}{1} > \frac{1}{2} > \frac{1}{4} > \frac{1}{1} > \frac{0}{2} > \frac{1}{1}$
12	Ранжирування	Привласнення сукупності об'єктів деяких числових величин на підставі інтуїції або відповідно до ступеня вираженості якоїсь ознаки		$[R > \Omega] > [I > x] > [\sigma > U]$ $\frac{6}{0} > \frac{1}{1} > \frac{1}{1} > \frac{1}{4} > \frac{0}{2} > \frac{1}{1}$

Продовження табл. В.1

13	Проб =30	Вибір з сукупності деяких об'єктів і їх випробування		$[R > \Omega] > [I > x] > [\sigma]$ $\frac{6}{0} > \frac{1}{1} > \frac{1}{1} > \frac{1}{3} > \frac{0}{2}$
14	Середнього і відхилень від нього	Обчислюється деяка середня величина і виявляються відхилення від неї		$[R > \Omega] > [I > x] > [\sigma]$ $\frac{5}{0} > \frac{2}{1} > \frac{1}{1} > \frac{1}{3} > \frac{0}{2}$
15	Моделювання	Побудова моделі, яка відображає істотні сторони аналізованого об'єкту, спрощує його, і заміна нею реального об'єкту аналізу		$[R > \Omega] > [I > x] > [\sigma]$ $\frac{5}{0} > \frac{1}{1} > \frac{1}{1} > \frac{1}{2} > \frac{0}{2}$

Продовження табл. В.1

16	Амбівалентно сті і суперечності	Пошук для пояснення якогось амбівалентного йому явища (ситість - голод, великий - маленький і т.п.), пошук суперечнос-тей, що визначають суть явища		$[R > \Omega] > [I > \Sigma > x] > [\sigma]$ $\frac{6}{0} > \frac{1}{1} > \frac{1}{1} > \frac{1}{1} > \frac{1}{4} > \frac{0}{2}$
17	Парадоксу =17=21	Розгляд явища з несподіваних позицій, які не відповідають загальноприйнятим уявленням		$[R > \Omega] > [I > x] > [K > \sigma > U]$ $\frac{7}{0} > \frac{1}{1} > \frac{1}{1} > \frac{1}{4} > \frac{1}{1} > \frac{0}{2} > \frac{1}{1}$

Продовження табл. В.1

18	Систематизації ї	Приведення даних в деяку систему, що дозволяє їх пояснити з позицій системного підходу		$[R > \Omega] > [I > x] > [K > \sigma]$ $\frac{6}{0} > \frac{1}{1} > \frac{1}{1} > \frac{1}{4} > \frac{1}{1} > \frac{0}{2}$
19	Екстраполяції	Розповсюдження виводів, отриманих із спостереження за однією частиною явища, на його іншу частину		$[R > \Omega] > [I > x] > [\sigma]$ $\frac{5}{0} > \frac{1}{1} > \frac{1}{1} > \frac{1}{3} > \frac{1}{2}$
20	Індукції	При індукції будується висновок, в якому із знань про частину предметів класу робиться вивід про весь клас.		$[R > \Omega] > [I > x] > [\sigma]$ $\frac{5}{0} > \frac{1}{1} > \frac{1}{1} > \frac{1}{3} > \frac{0}{2}$

Продовження табл. В.1

	Дедукції	Дедукція припускає операцію навпаки, коли із знань про весь клас робиться вивід про один предмет класу		$[R > \Omega] > [I > x] > [\sigma]$ $\frac{5}{0} > \frac{2}{1} > \frac{1}{1} > \frac{1}{3} > \frac{0}{3}$
21	Ідеалізації =21=17=7=26	Уявна процедура, пов'язана з уявленням чого-небудь як ідеал і подальшим порівнянням реального об'єкту з ідеалом		$[R > \Omega] > [I > \Sigma > x] > [K > \sigma > U]$ $\frac{6}{0} > \frac{1}{1} > \frac{1}{2} > \frac{1}{3} > \frac{1}{1} > \frac{0}{2}$
22	Формалізації	Дослідження об'єкту шляхом перекладу його якісних характеристик в деяку знакову форму		$[R > \Omega] > [I > x] > [\sigma > U]$ $\frac{6}{0} > \frac{1}{1} > \frac{1}{1} > \frac{1}{4} > \frac{0}{2} > \frac{1}{1}$

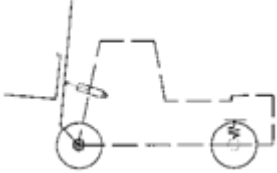
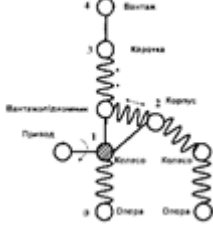
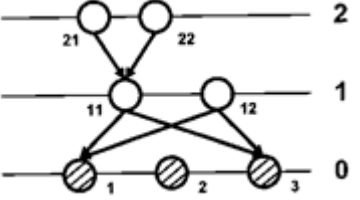
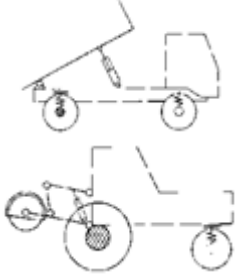
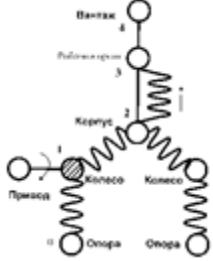
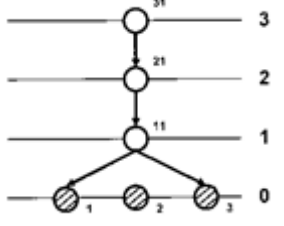
Продовження табл. В.1

23	Контрольних питань	Припускає складання списку питань, на які виробляються відповіді		$[R > \Omega] > [I > x] > [\sigma > U]$ $\frac{6}{0} > \frac{1}{1} > \frac{1}{1} > \frac{1}{4} > \frac{0}{2} > \frac{1}{1}$
24	“Мозкового штурму” =25	Є організованою системою вислову учасників про проблему при забороні критики висловів колег		$[R > \Omega] > [I > x] > [\sigma]$ $\frac{5}{0} > \frac{1}{1} > \frac{1}{1} > \frac{1}{3} > \frac{0}{2}$
25	Емпатії	Аналітик входить в образ аналізованого об'єкту, представляє себе “деталлю”, що вивчається, і осмислює з її позиції здійснювані нею дії		$[R > \Omega] > [I > \Sigma > x] > [\sigma > U]$ $\frac{7}{0} > \frac{1}{1} > \frac{1}{3} > \frac{1}{2} > \frac{1}{3} > \frac{0}{2} > \frac{2}{1}$

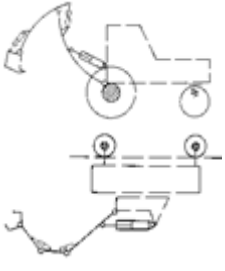
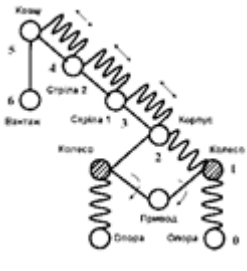
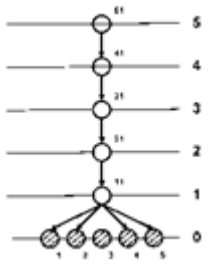
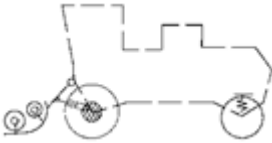

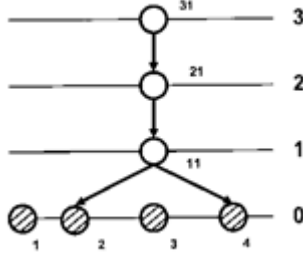
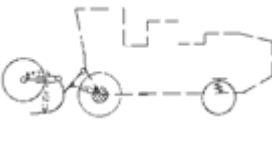
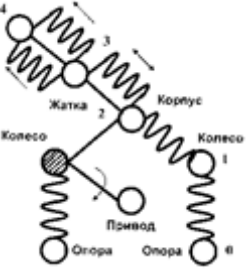
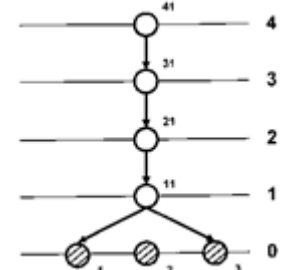
ДОДАТОК Г

Графи структури рівневих зв'язків узагальнених координат

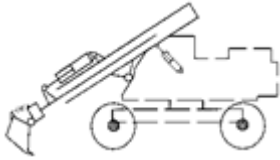
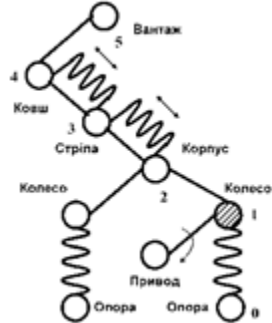
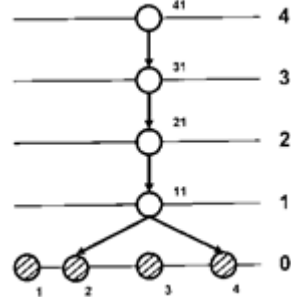
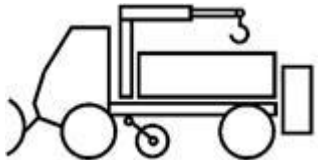
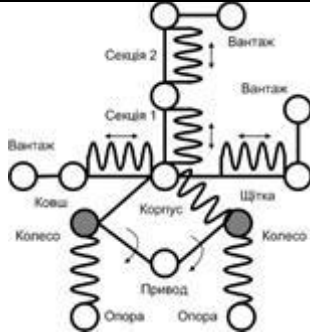
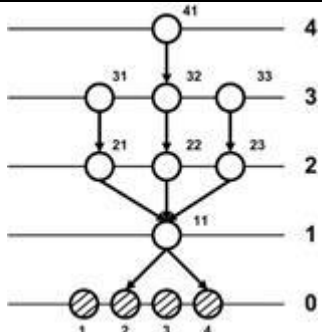
Таблиця Г.1 – Графи структури рівневих зв'язків узагальнених координат автотранспортувальних машин різної конструкції

№ п/п	Конструктивна схема САТКГМ	Граф структури конструктивної схеми САТКГМ	Граф структури рівневих зв'язків узагальнених координат
1a			
2a			


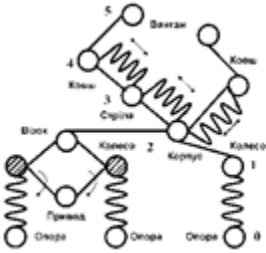
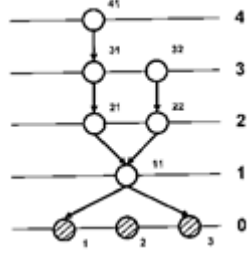
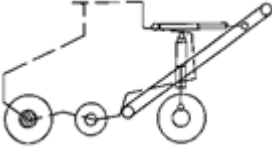
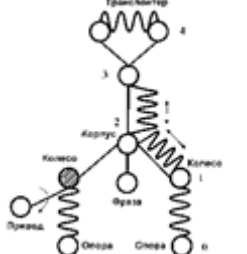
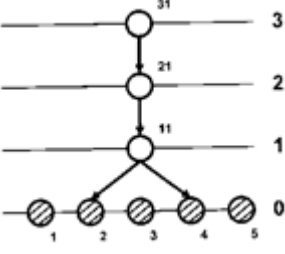

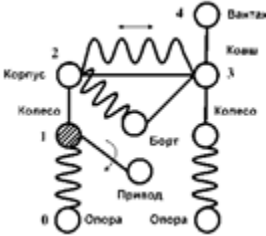
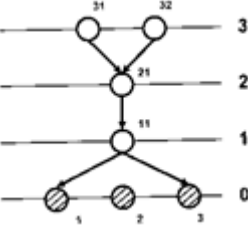
Продовження табл. Г.1

3а			
4а			
4б			

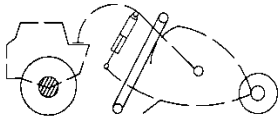
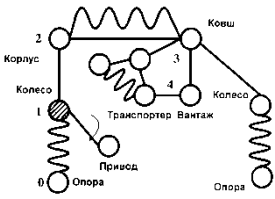
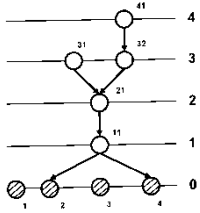
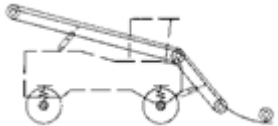
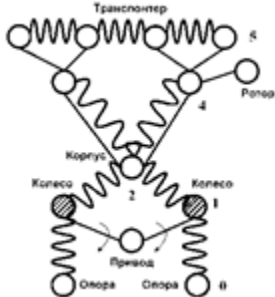
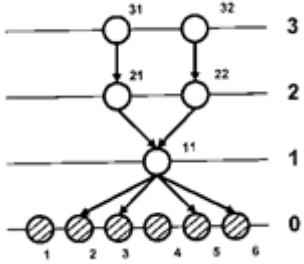
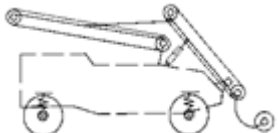
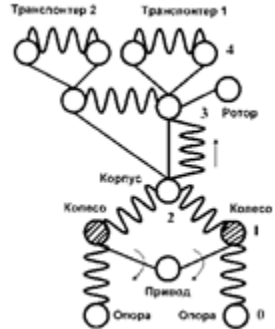
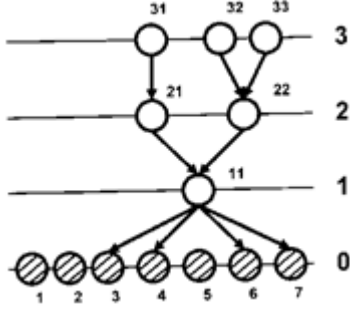
Продовження табл. Г.1

<p>4в</p>			
<p>4г</p>			

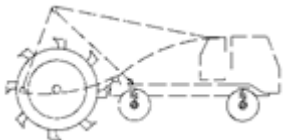
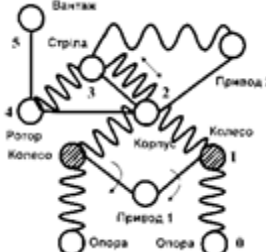
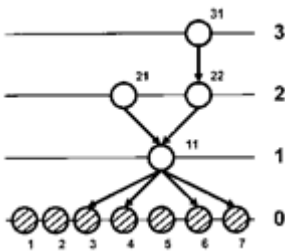
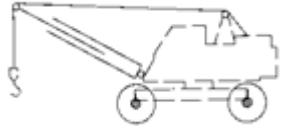
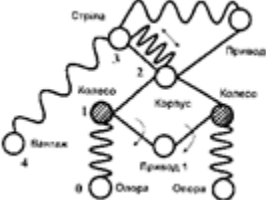
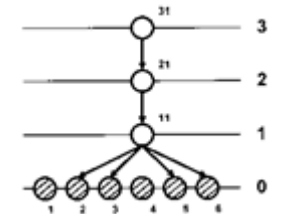
Продовження табл. Г.1

4д			
5а			
5б			

Продовження табл. Г.1

<p>5в</p>			
<p>6а</p>			
<p>6б</p>			

Продовження табл. Г.1

6В		 <p>Валтхак 5 Стрiла 3 Привод 2 Ротор Колесо Корпус 1 Привод 1 Опора Опора 0</p>	 <p>31 3 21 2 11 1 0 1 2 3 4 5 6 7</p>
6Г		 <p>Стрiла 3 Привод 2 Колесо Корпус 1 Привод 1 Валтхак 4 0 Опора Опора</p>	 <p>31 3 21 2 11 1 0 1 2 3 4 5 6</p>

ДОДАТОК Д

Типоряд кабін

Залежно від технологічних процесів, в яких задіяні шасі, кабіни формують типоряд, в якому є короткі кабіни, денні, кабіни з спальними місцями і низькою підлогою. Кабіни мають три варіанти виконання: з низьким, середнім і високим дахом (рис. Д.1).

У найнижчому положенні підвіски підлога кабіни знаходиться на висоті 80 сантиметрів над дорогою. Також виготовляють кабіни з низьким рівнем підлоги (рис. Д.2). Кабіни виготовляють з алюмінієвого каркасу, обробленого шляхом катафорезного ґрунтування, і обшита панелями з пластику. Вимоги до кабіни: габарити, місткість; комфортабельність; функціональність (рис. Д.3).



Рисунок Д.1 – Типоряд кабін [231].

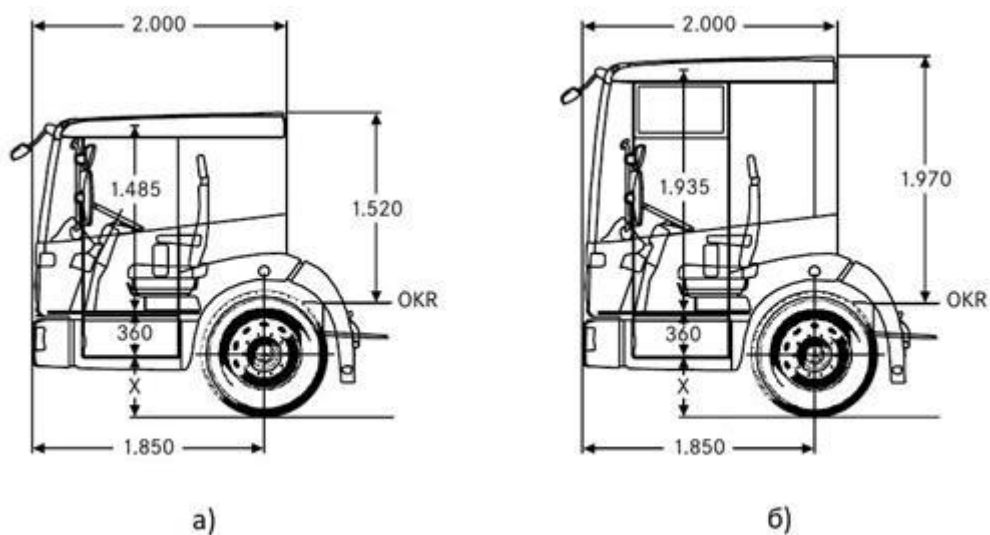


Рисунок Д.2 – Розміри кабіни водія:
 а) низька кабіна ($x = 450$ мм на шинах 305/70 R 22,5);
 б) висока кабіна ($x = 530$ мм шинах 315/80 R 22,5).

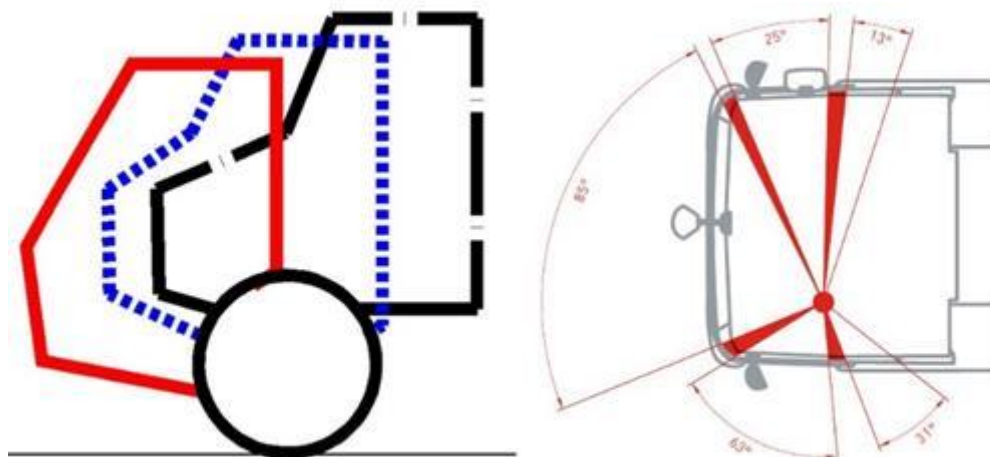


Рисунок Д.3 – Варіанти компоновк

ДОДАТОК Е

Модульний принцип побудови ТЗ

В деяких випадках окремі модулі можуть бути знімними (рис. Е1). Модуль з обладнанням встановлюють спереду, в центрі або позаду кузова, наприклад за допомогою власного крана. На місці пожежі контейнер демонтують і доставляють до місця використання вручну або за допомогою вертольота. У пожежно-рятувальній частині є набір таких модулів, призначених для використання в різних ситуаціях (для досягнення і подачі піни середньої кратності для гасіння лісових пожеж, для збору розливів пального тощо). У свій час розроблявся проект використання причіпних модулів для підвищення тактичних характеристик пожежних автомобілів [234]. Суть його полягала в тому, що до базового автомобіля з колісною формулою 4x2 причіплялися додаткові модулі, які утворювали автомобіль з колісною формулою 6x4 і цілком новими властивостями, які можуть трансформуватися залежно від характеру пожежі. Проте, дана концепція не набула поширення.

Різновидом модульного принципу проектування пожежних автомобілів є автомобілі із знімними надбудовами, які все більше поширення в світовій практиці. Суть цього напряму полягає в наступному: розробляють декілька типів кузовів, які можуть встановлюватися на автомобіль і доставлятися до місця пожежі. З цією метою автомобіль обладнали системою знімання і установки кузова. Такі автомобілі використовують при гасінні великих і складних пожеж.

Volkswagen Caminhões e Ônibus, що входить до складу Traton Group, представив інноваційні технології приводів і акумуляторів, а також нові модульні платформи для електричних комерційних транспортних засобів.

Крім технологій Volkswagen розробив повністю електричну вантажівку e-Delivery і концепцію електричного автобуса Volksbus e-Flex. e-Delivery створений на новій модульній платформі. Електрична трансмісія новинки має потужністю до 260 кВт і живиться від літій-іонних батареї, що забезпечує запас ходу на одному заряді в 200 км. Батарею можна заряджати на 30% за 15 хвилин і на 100% за 3 години. Точна ємність батареї поки залишається невідомою.

Бразильський підрозділ Volkswagen підкреслює, що електричний вантажівка є модульною, тобто вона поставляється в трьох частинах: передній модуль складається з кабіни водія, центральна частина - з батарей, а задня частина - з приводу. Така гнучка платформа дозволяє оснастити транспортний засіб додатковими батареями.

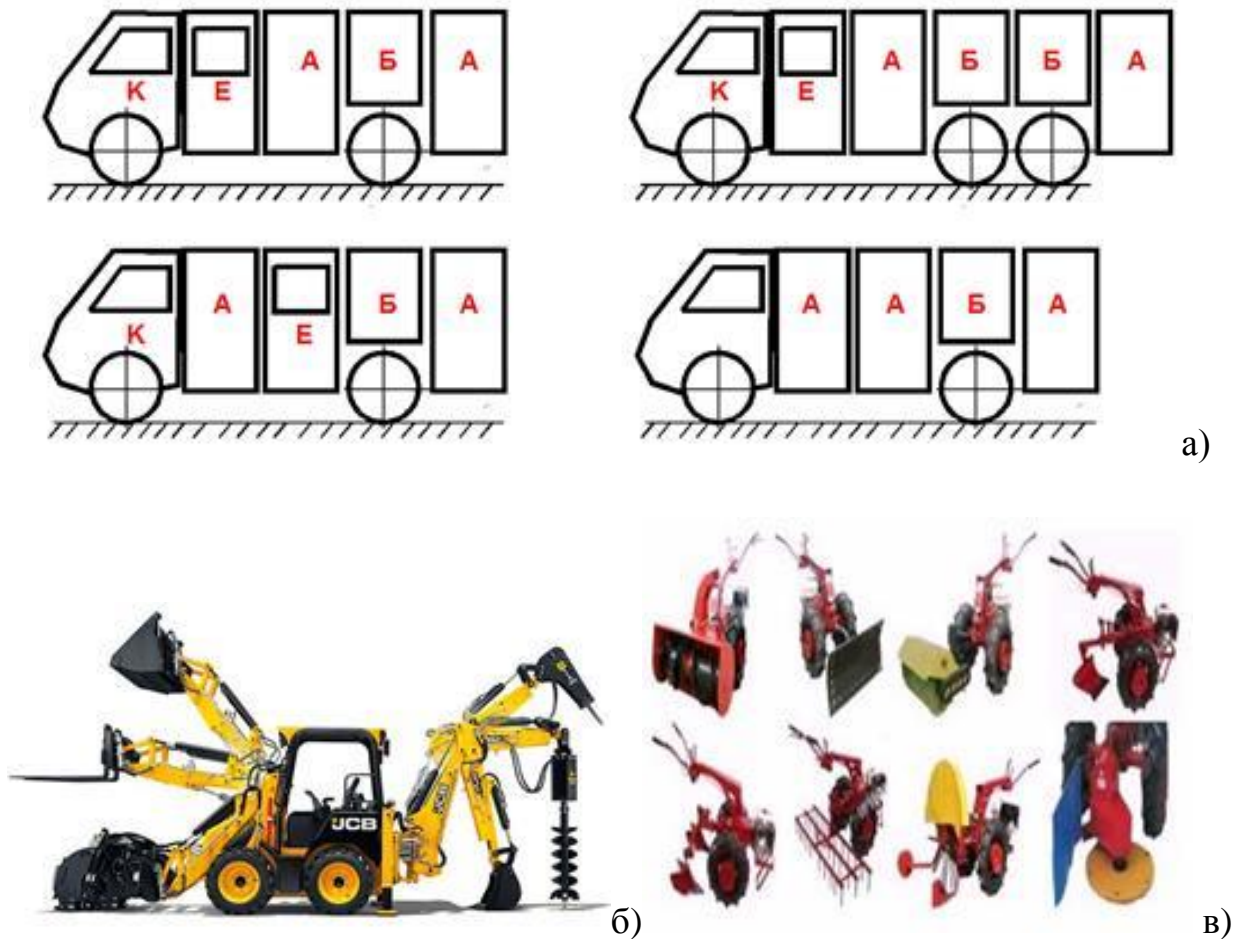


Рисунок Е1 – Модульний принцип побудови компонувальної схеми автомобіля:
 а) пожежних автомобілів за Яковенком Ю.Ф.; б) навісного обладнання УСВ; в)
 причіпного обладнання для малогабаритного енергоблока

ДОДАТОК Ж

Варіанти навісного технологічного обладнання

Невибагливість, надійність і висока гнучкість в застосуванні зробили Unimog ідеальним рішенням для багатьох сфер застосування.

"Universal-Motor-Gerät" – з таких слів складається назва Unimog – автомобіль, який спочатку був розроблений і задуманий як універсальна платформа для багатьох завдань. При усіх своїх можливостях автомобіль має дуже компактні розміри – саме тому використати Unimog можна практично скрізь.

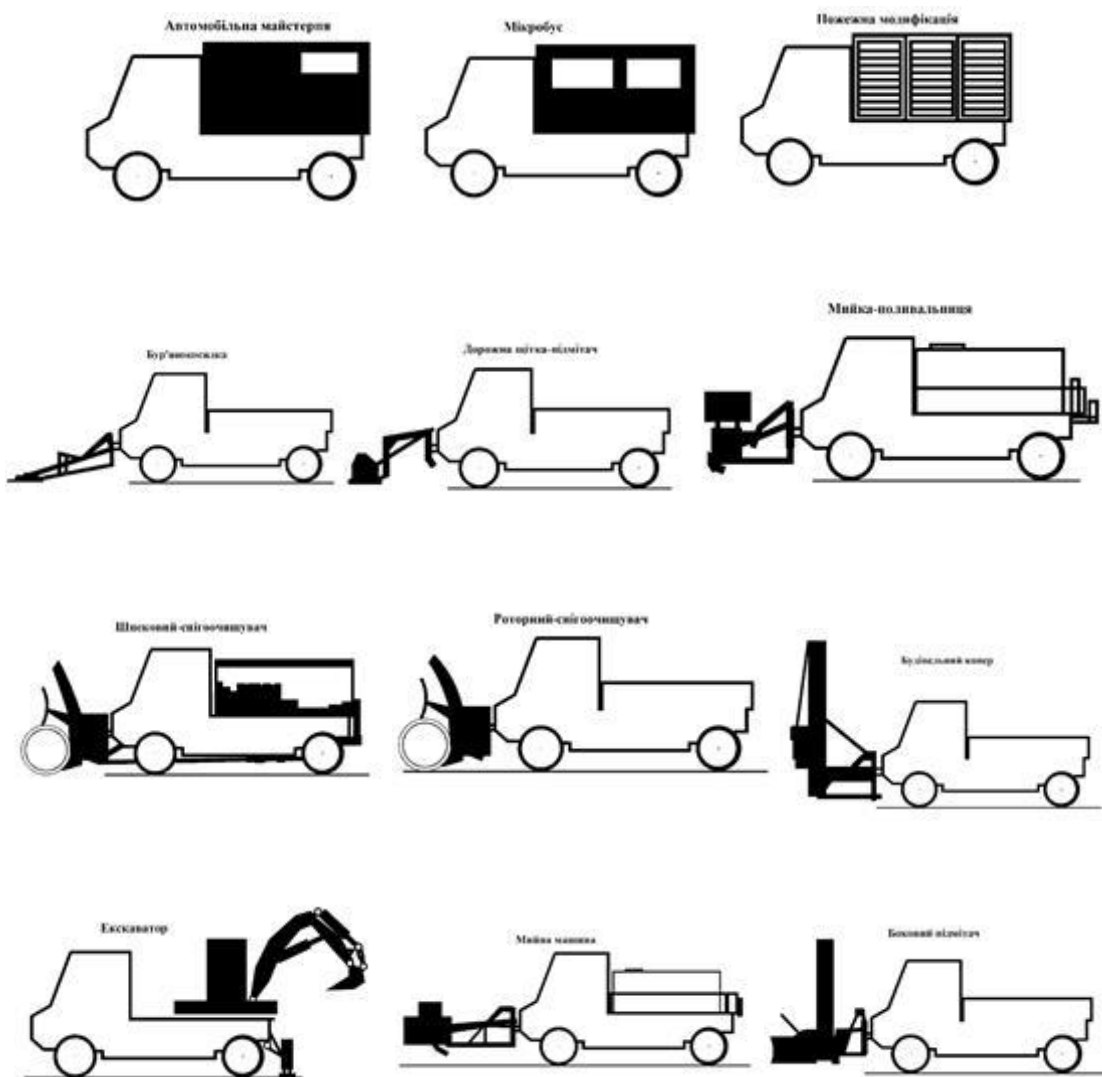
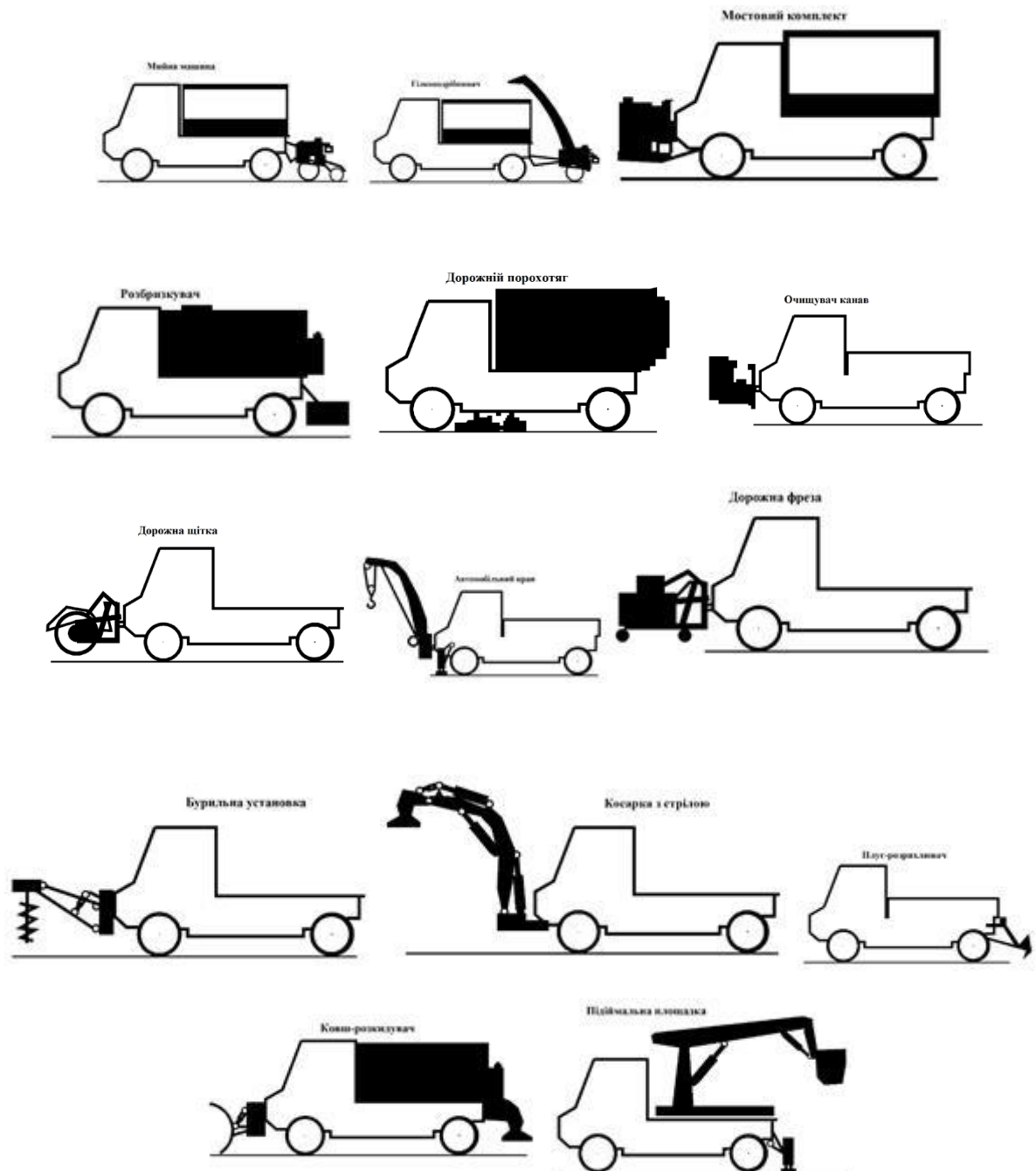


Рисунок Ж1 – Варіанти навісного технологічного обладнання



Продовження рисунка Ж1 – Варіанти навісного технологічного обладнання

У сільському господарстві Унімоги використовуються з сільськогосподарським обладнанням. Хоча більшість сільськогосподарських операцій в полі зараз виконують трактори, вони використовуються для транспортування продукції, машин та тварин. Часто оснащують штатними і навісними гідроліфтами. Вони також використовуються в підсобних господарствах для приведення в дію різноманітного обладнання (конвеєрів,

подрібнювачів зерна тощо). Їх застосовують як основну рушійну силу для перетягування важких причепів, великих колісних систем та аеробусів (великих літаків) – часто тільки передня частина як силова машина у поєднанні з індивідуальною задньою частиною.

На початку 2000-х років відбулась певна систематизація модельного ряду. Тоді «легкі» модифікації отримали індекси U300, U400, U500, а «важкі» серії – U3000, U4000, U5000.

Унімоги «сотої» серії, так звані «легкі» концептуально схожі із попередніми поколіннями. Портальні мости, блокування, вали відбору потужності – залишилися без змін. Ця серія спеціально уніфікована до великої кількості різного додаткового обладнання (рис. Ж2). В окремих версіях передбачено двостороннє керування самими процесом руху. Водій може перекинути кермову колонку разом із педальним приводом та організувати робоче місце праворуч чи ліворуч.

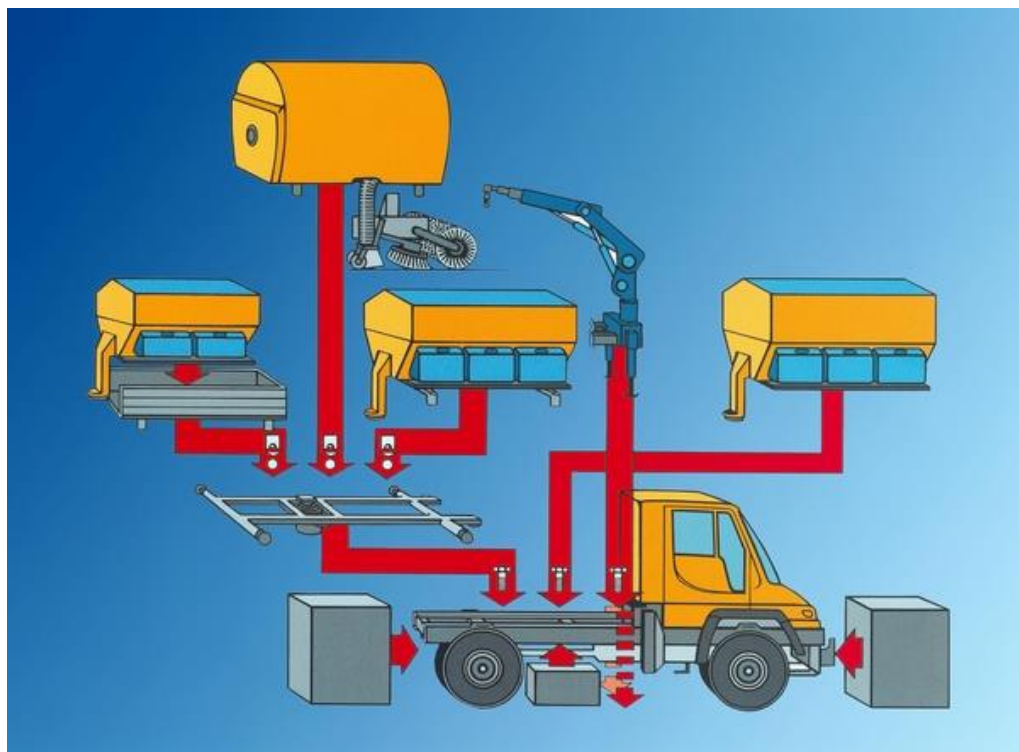


Рисунок Ж2 – Схема встановлення навісного обладнання на шасі Unimog

Вантажівки «тисячної» серії (U3000, U4000, U5000) не призначені для комунального чи сільськогосподарського застосування, проте на них також можна покласти багато навісного обладнання. U5000 здатні перевозити декілька тон вантажу. Машини цієї серії створені для бездоріжжя. Саме в них застосована

гнучка рама, якої позбавлені моделі «сотої» серії. Коробка передач є унікальною розробкою Mercedes. Вона може працювати в ручному, напівавтоматичному і автоматичному режимі поєднуючи переваги усіх типів КПП.

Багато переваг дає блокування, кілька ступенів пониження, великий кліренс, малі звиси та захист від пошкоджень об каміння та дерево, а потужності 280-сильного двигуна вистачає щоб долати підйом в 100%.

Все частіше працює на вулицях міст різна малогабаритна техніка, яка справляється з величезним обсягом роботи. Якщо взимку вона прибирає сніг з дороги і з тротуару за рахунок своїх малих розмірів і великої функціональності то в літню пору можна спостерігати, як ця сама технологічна машина працює вже з іншим навісним обладнанням, підмітає щіткою вулиці, працює в ролі відбійного молотка при дорожніх роботах і багато іншого. Лідером є продукція компанії Bobcat (рис. Ж3). Але яку назву йому не було б дано, одного погляду на цю техніку вистачає, щоб зрозуміти, що виробники подбали не тільки про його багатofункціональність, а й комфорт водія цього технічного транспорту.

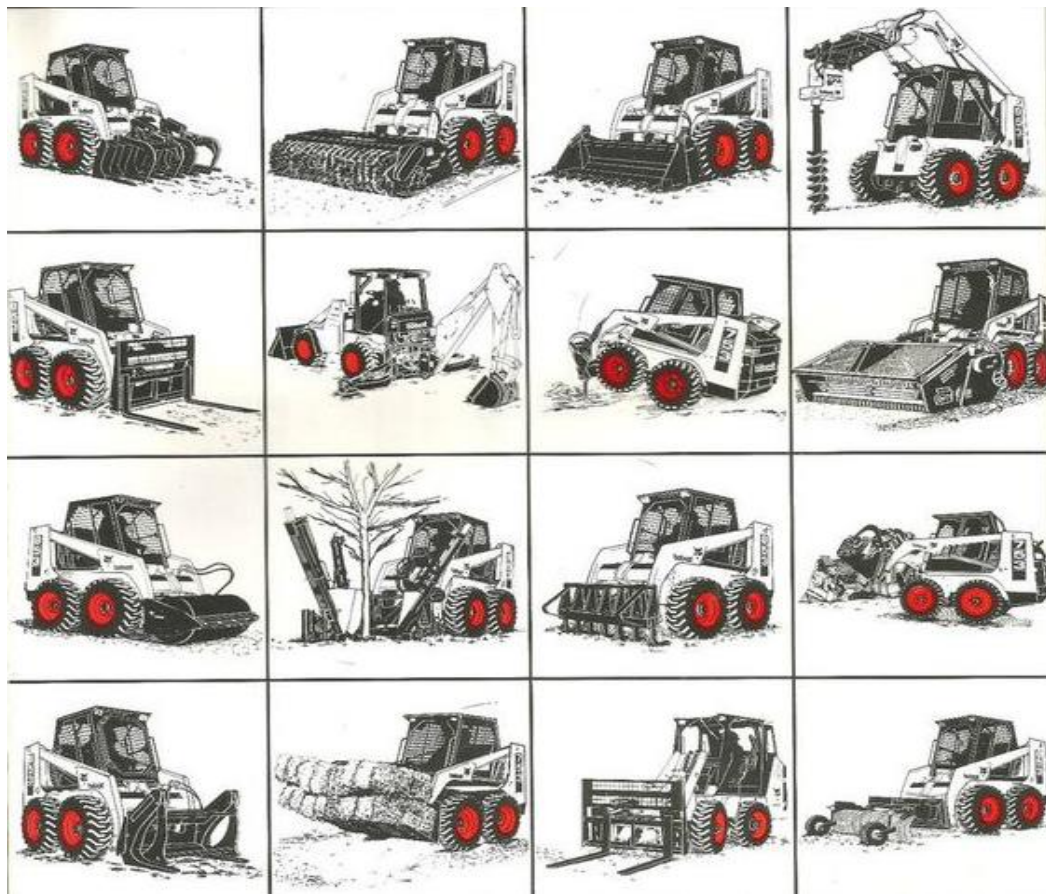


Рисунок Ж3 – Варіанти встановлення навісного обладнання Bobcat

Для виконання ряду робіт призначений багатофункціональний ківш "4 в 1" шириною 1100 мм і об'ємом 155 л. Його можна використовувати його як звичайний ківш, відвал, планувальник і для захоплення каменів, пеньків і т.п. оскільки піднімається передня частина ковша. Відкривання днища дозволяє збільшити висоту вивантаження матеріалу в порівнянні зі звичайними ковшами. На 33 см більше висоту вивантаження матеріалу дозволяє ківш із збільшеною висотою вивантаження шириною 280 мм і об'ємом 0,35 м³.

Універсальним інструментом для підйому і транспортування різних вантажів, які неможливо взяти за допомогою звичайного ковша або палетних вил (гілки, сіно і т. п.) є в універсального вилочного захвату.

Бульдозерний відвал/сніговідвал має ширину 2000 мм при двох бічних секціях по 250 мм, які знімаються, що дозволяє зменшити ширину до 1500 мм. Кут повороту вліво/вправо $\pm 30^\circ$. Висота, поворотного відвалу становить 500 мм. Кут повороту вліво/вправо $\pm 25^\circ$ має щітка підмітальна/снігоприбиральна загальною шириною 1500 мм при робочій ширині у 500 мм.

Фреза для асфальту (холодна дорожня фреза) для ремонту доріг і тротуарів - вибоїн, напливів, країв дорожнього полотна здатна зрізати верхній шар асфальту до 80 мм.

Максимальна робоча глибина свердління ямобурами складає 500 мм. Потужна бурова установка має змінні свердла діаметром 75, 100, 150, 200, 225, 250, 300, 350, 400, 450, 500, 600, 750 і 900 мм. Для збільшення робочої глибини застосовують подовжувачі.

Не пошкоджуючи поверхню землі або газону поруч швидко рие вузькі акуратні шириною до 300 мм траншеї ланцюговий траншеєкопач. Швидкість риття в 2-3 рази вище звичайного екскаватора.

Професійний культиватор з шириною барабана 1500 мм для підготовки поверхонь під газон копає і рихлить землю закопуючи за один прохід невеликі камені та інші предмети на глибину до 15 см. Для розрівнювання і планування великих ділянок з піску, землі, гравію, та інших сипучих матеріалів використовують планувальник шириною 1500 мм з робочою шириною 500 мм.

ДОДАТОК 3

Способи самозавантаження ТЗ

1. УТМ з краном-маніпулятором (рис. 3.1) призначенні для навантаження вантажу на базового шасі, а також для виконання інших вантажно-розвантажувальних робіт.

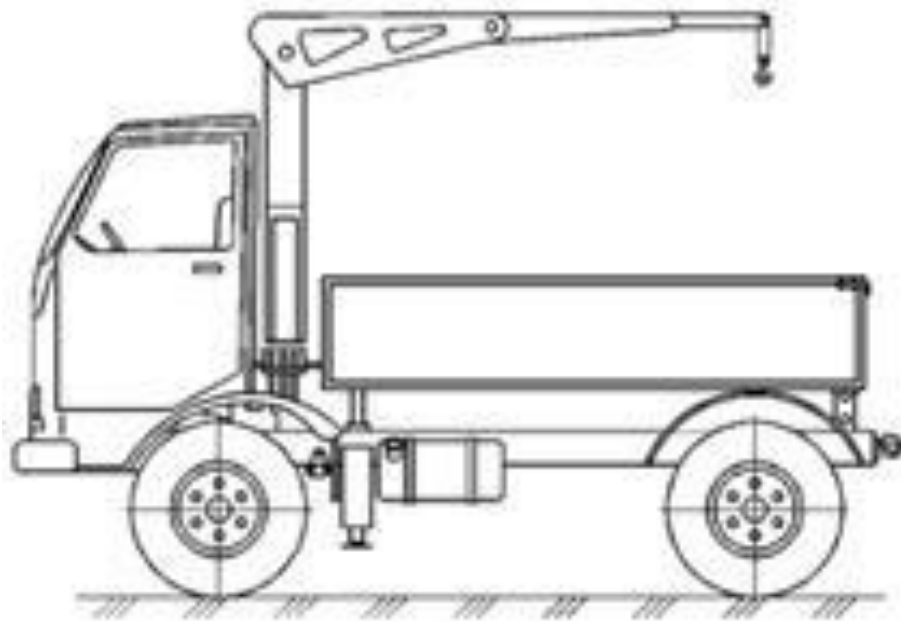


Рисунок 3.1 – УТМ з краном-маніпулятором

На автомобільному транспорті при перевезеннях пакетованих і важких штучних вантажів автомобілями, обладнаними автономними бортовими маніпуляторами, простої в очікуванні навантаження або розвантаження, а також при проведенні цих робіт скорочуються в 2-3 рази. Число водіїв і вантажників для виконання вантажно-розвантажувальних операцій і доставки вантажів скорочується в 2,5-3,5 рази. Схеми розташування бортового маніпулятора на автотранспортних засобах розташування бортового маніпулятора на сидельному тягачі між кабіною і напівпричепом, на шасі напівпричепа в його середині, на задній частині напівпричепа автопоїзда з причепом, на передній частині напівпричепа.

Шарнірно-зчленована стріла складається з декількох секцій: однією підйомною - плеча та однієї хитної - передпліччя. Для транспортного засобу великої довжини передпліччя може бути телескопічним і мати одну або декілька висувних секцій (рис.3.2). У транспортному положенні стріла маніпулятора складається в поперечній площині автомобіля і не виходить за габарити шасі (поперечний і по висоті).

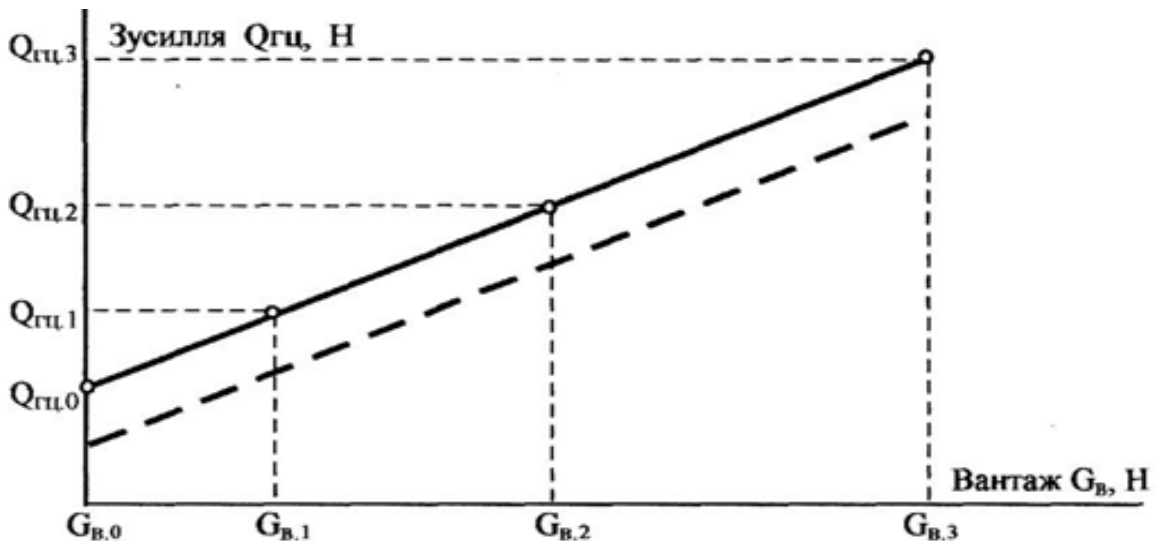


Рисунок 3.2 – Залежність зусилля гідроциліндра від навантаження стріли

Приводи всіх ступенів рухливості - гідравлічні з тиском в гідросистемі 10-25 МПа. Вантажопідйомність більшості універсальних бортових маніпуляторів досягає 4370 кг при найбільшому вильоті стріли і 7500 кг при найменшому вильоті стріли. Унікальні універсальні бортові маніпулятори мають суттєво більшу вантажопідйомність. Наприклад, маніпулятор типу 75000I французької фірми "Manitou" має вантажопідйомність на най більшому вильоті 11000 кг, на найменшому - 30000 кг. Такі маніпулятори мають чотири-сім ступенів рухливості. Особливу групу складають лісові бортові маніпулятори на автомобільному шасі, оснащені грейферним захватом для лісоматеріалів. Для роботи з сипучими вантажами застосовують бортові маніпулятори, оснащені грейферами в якості змінного захоплення. Їх встановлюють на автомобілі-самоскиди. Шарнірні збалансовані маніпулятор є універсальним засобом для виконання таких видів робіт: переміщення важких і великогабаритних вантажів; механізація складських,

транспортних та вантажно-розвантажувальних робіт; обслуговування машин безперервного транспорту; механізація упаковки та штабелювання вантажів; установка-зняття заготовок і деталей на металорізальному обладнанні, при обслуговуванні початкових і кінцевих позицій автоматичних ліній ковальсько-пресового і основного технологічного обладнання; механізація слюсарних, зварювальних, монтажних та інших робіт.

2. УТМ з краном порталного типу (рис. 3.3) і гідравлічним приводом від коробки відбору потужності. Поворот порталної стріли у вертикальній площині, як правило, по поздовжній осі УТМ здійснюється двома гідравлічними циліндрами. Для підвищення стійкості УТМ під час навантажувально-розвантажувальних робіт з контейнерами або іншими вантажами з боку задньої частини кузова передбачають виносні опори. У верхній частині порталу на поперечині монтується каретка з гаком, що піднімається і опускається за допомогою гідравлічного циліндра і блоко-тросової системи. Пульти управління краном розташовані збоку в задній частині платформи автомобіля.

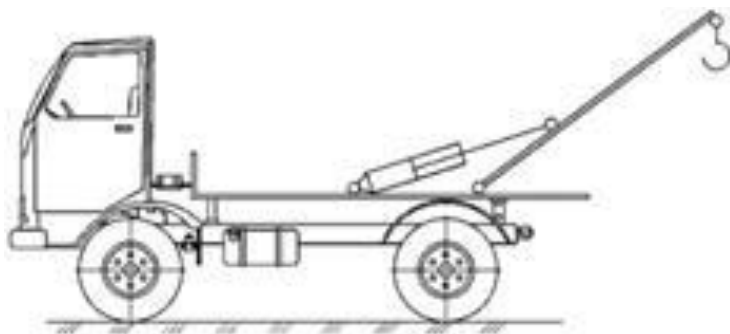


Рисунок 3.3 – УТМ з порталним краном



Рисунок 3.4 – Автомобіль-контейнеровоз МАЗ МБС 3401

Портальні крани слугують для виконання навантажувально-розвантажувальних робіт із середньо та малотоннажними вантажами, а також штучними і пакетованими вантажами масою 5 т. Вони мають постійну вантажопідйомність незалежно від вильоту стріли (табл.3.1).

Портал за допомогою гідравлічних силових циліндрів піднімає вантаж понад рівня висоти кузова, а потім опускає його на підлогу кузова.

Навантаження і розвантаження контейнерів (рис. 3.4) здійснюється за

допомогою порталу, шарнірно закріпленого на цапфах поперечини, коливний рух якого здійснюється за допомогою двох гідроциліндрів.

Таблиця 3.1 – Технічні характеристики контейнеровоза МАЗ МБС 3401

Об'єм контейнера	8м ³
Технічно допустима маса автомобіля	19т
Вантажопідйомність	7250кг

Привід гідросистеми порталного крана здійснюється від шестеренчатого насоса, закріпленого на фланці коробки відбору потужностей. Вмикання коробки відбору потужностей здійснюється важелем, розташованим у кабіні водія.

Преваги порталного крану в порівнянні із консольним — він є більш простіший у виготовленні, має меншу масу механізмів та витрачається менше часу на операції.

За допомогою гідравлічного приводу здійснюється не тільки підйом вантажу, а і фіксація його у будь-якому проміжному положенні.

Портальні автомобілі-самонавантажувачі призначені для перевезення контейнерів загальною масою 2,5т (рис. 3.5). Навантаження і розвантаження проводиться за допомогою порталу, яким є оснащений кузов автомобіля.



Рисунок 3.5 – Кран порталного типу на базі ЗИЛ-130

Кран порталного типу установлюється на рамі автомобіля і використовується при перевезенні вантажів з механізованим завантаженням і розвантаженням.

Основним складовими порталного крану є (табл.3.2): силовий портал, вантажний гак з поліспастичним механізмом, силові гідроциліндри, системи живлення і опорні пристрої.

Таблиця 3.2 – Технічні характеристики крана ЗИЛ-130

Сумарна маса захватів і вантажу	5500кг
Робочий кут повороту стріли порталу	120 ⁰
Маса порталу	2750кг
Кут нахилу стріли до горизонталі	20 ⁰
Кут нахилу гідроциліндрів до горизонталі	15 ⁰
Відстань між шарнірами корпусу і гідроциліндра	2600мм

Автомобілі-самонавантажувачі для середньотоннажних контейнерів (рис. 3.6) представляють собою, як правило, звичайний бортовий автомобіль з краном порталного типу і гідравлічним приводом від коробки відбору потужності автомобіля.

Саморозвантажувальні пристрої порталного типу (рис. 3.6) в порівнянні зі стріловим консольним краном є більш прості у виготовленні, но мають відносно більшу металоємність і є менш універсальні, забезпечуються в основному розвантаження тільки з одного боку (збоку або ззаді). Однак їх перевага заключається в тому, що вони можуть підіймати вантажі більшої маси.

Автомобіль-самонавантажувач з порталом моделі 5983 (рис. 3.7) призначений для навантаження, перевезення і розвантаження контейнерів масою брутто 5,0 т і інших важких вантажів.

Автомобілі-самонавантажувачі з кранами А-853, А-870 (рис. 3.8) призначені для навантаження, перевезення і розвантаження універсальних контейнерів масою брутто 3,0 т.

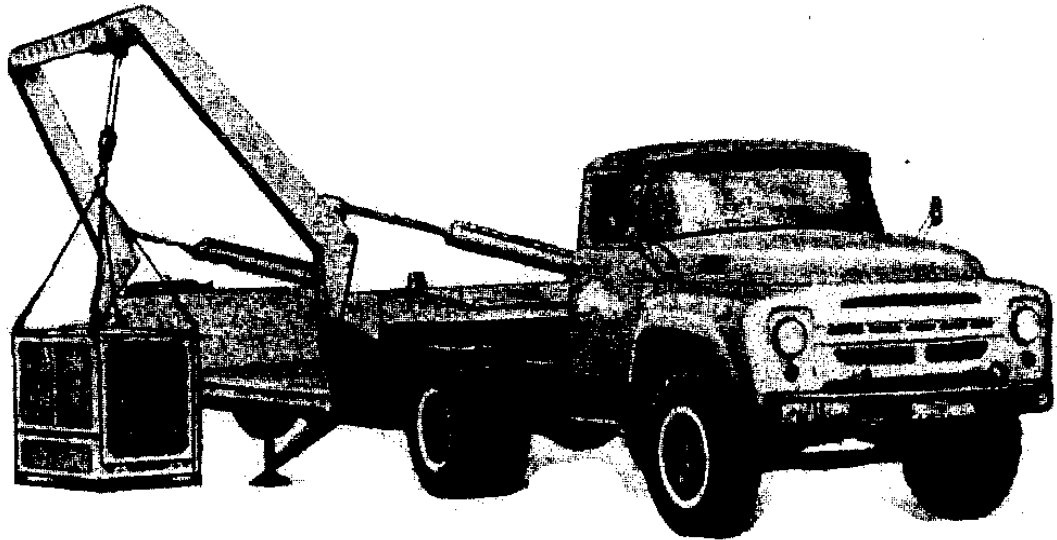


Рисунок 3.6 – Автопоїзд з портальним пристроєм на півпричепі моделі ПН-0706

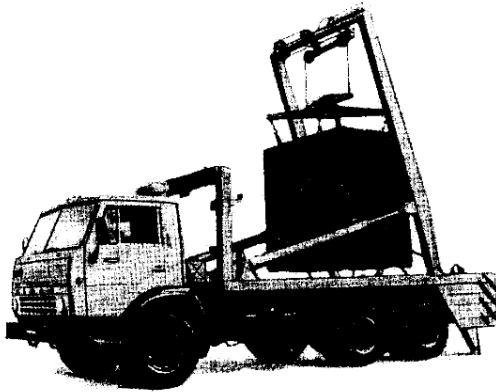


Рисунок 3.7 – Самонавантажувач із портальною стрілою марки 5983



Рисунок 3.8 – Кран із стрілою портального типу на базі автомобіля КамАЗ

Під час навантаження контейнер закріплюється у верхній частині порталу, який, нахилившись вперед до кабіни автомобіля, опускає його на підлогу кузова. Вивантаження контейнера проводиться в зворотному порядку. За допомогою гідравлічного приводу здійснюється не тільки підйом і опускання порталу з вантажем, а й фіксація його в будь-якому проміжному положенні.

Привід гідросистеми портального крана здійснюється від шестерневого насоса, закріпленого на фланці коробки відбору потужності, яка включається важелем з кабіни водія.

Коротка технічна характеристика автомобілів-самонавантажувачів з порталами наведена в табл. 3.3, залежності зусилля від навантаження при сталому нахилу стріли – на рис. 3.9, рис. 3.10.

Таблиця 3.3 – Основні параметри автомобілів самонавантажувачів із порталними навантажувачами

Параметри	Модель крана			
	А-853	А-870	5983	ПН-0706
Модель автомобіля	ГАЗ-53А	ЗИЛ-130	КамАЗ-5320	Тягач ЗИЛ-130В1
Вантажопідйомність крана, т	1,25	3,0	5,0	2,5
Маса кранового обладнання, т	0,7	1,03	2,2	-
Хід крюка, мм	1600	1720	1400	1400
Швидкість вантажу при підйомі і опусканні, м/хв.	8	8	5	6
Кут повороту крана, град.	110	120	120	120
Габаритні розміри транспортному положенні, мм:				
довжина	6395	6650	7070	6200
ширина	2500	2500	2500	2400
висота (з контейнерами)	3350	3640	3760	3650

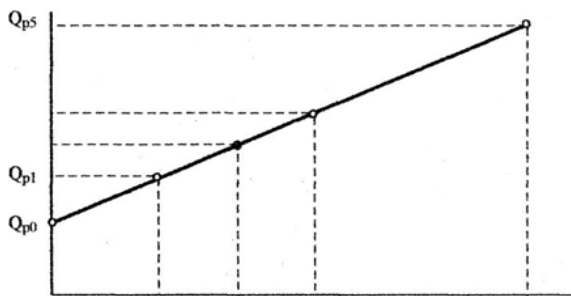


Рисунок 3.9 – Залежність зусилля від навантаження при сталому нахилу стріли

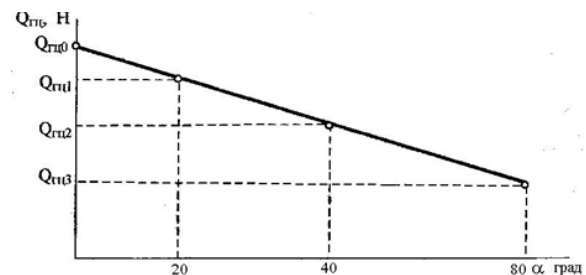


Рисунок 3.10 – Залежність зусилля гідроциліндра від кута нахилу стріли при сталому навантаженні.

3. Спосіб накатування потребує вантажної рампи (рис. 3.3).

Переваги: простота конструкції; мінімальна матеріаломісткість і вартість.

Недоліки: неможливість саморозвантаження, додаткові навантаження на кузов.

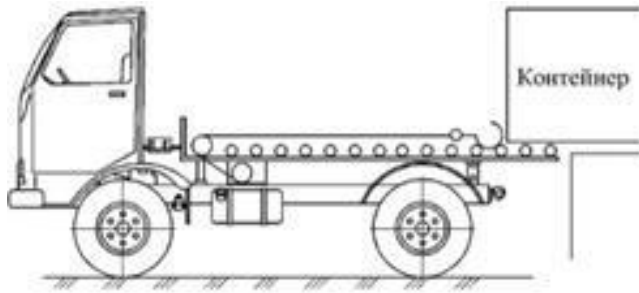


Рисунок 3.11 – Схема способу накатування модуля

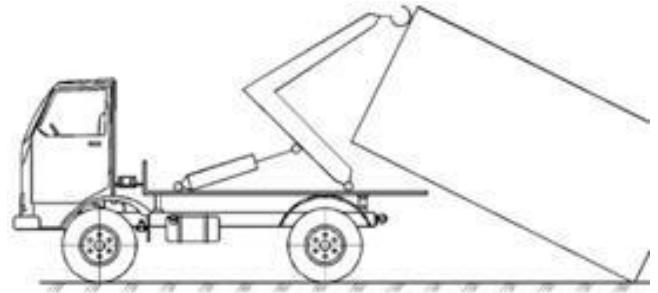


Рисунок 3.12 – Схема способу натягування

4. Спосіб натягування з використанням пристрою безкранового типу з Г-подібною стрілою (фірми Бюссінг, "Hydraulex", Аутолава, Мультикар, «Hydraulex») (рис. 3.4).

До складу додаткового обладнання такого УТМ входять: допоміжна рама; телескопічна шарнірна перекидальна рама; пристосування для скочування модуля, фіксатор для фіксування модуля в транспортному положенні; два піднімальних гідроциліндри для виштовхування модуля.

У транспортному положенні модуль закріплений фіксатором; при зніманні модуля гідроциліндр, звільнивши фіксатор, відштовхує модуль. Потім піднімальні гідроциліндри через перекидальну раму і пристрій, що скочує на кінці рами, зіштовхують модуль до зіткнення його з ґрунтом.

Якщо задні башмаки оснащені роликами, модуль відштовхується назад й опускається на ґрунт. Якщо башмаки опор без роликів, незагальмована УТМ відкочується вперед.

Піднімання модуля відбувається в оберненому порядку. Під час просування модуля вперед його днище сідає на ролики рами, опорні башмаки відриваються від ґрунту. Коли центр ваги модуля перейде на ролики, модуль під впливом сили ваги опускається на раму. Виштовхуючий гідроциліндр підтягне і автоматично закріпить модуль у транспортне положення.

Переваги: невелика матеріаломісткість; універсальність. Недоліки: додаткові навантаження на модуль.

5. Спосіб вертикального підйому (рис. 3.5).

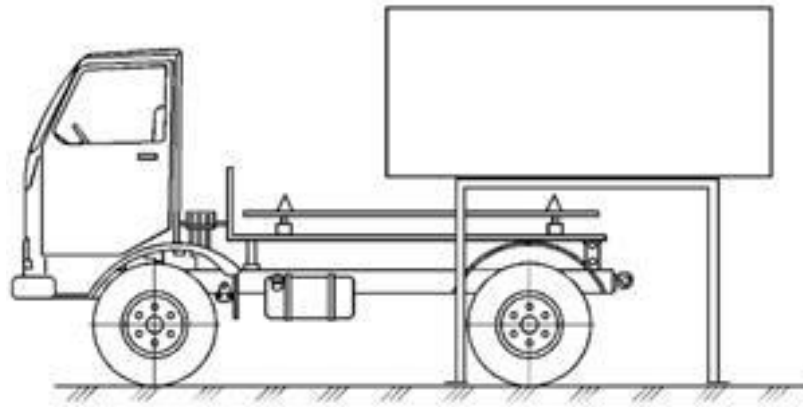


Рисунок 3.13 – Схема способу вертикального підйому модуля

Переваги: мінімальні додаткові навантаження на модуль при виконанні операцій навантажування-розвантажування; зручність виконання операцій знімання і завантаження. Недоліки: висока матеріаломісткість підйомної платформи.

б. Автомобілі-самонавантажувачі із вантажопідйомними бортами для роботи з вантажами до 2,5 т. Використання паралелограмного механізму забезпечує горизонтальне переміщення платформи від рівня землі до рівня платформи кузова (рис. 3.6).

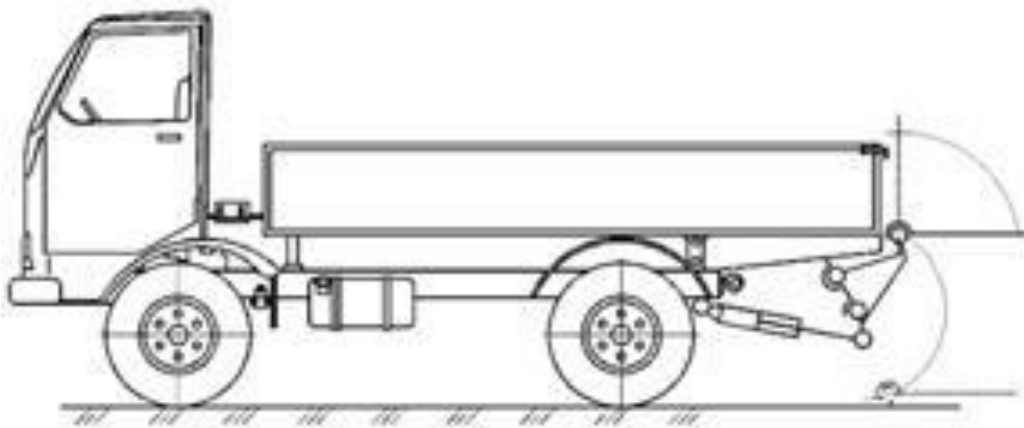


Рис. 3.14 – Вантажопідйомний борт

Переваги: мінімальна питома матеріаломісткість (0,3 кг конструкції на 1 кг вантажу), універсальність. Недоліки: обмежена вантажність, обмежене обслуговування; додаткові затрати фізичної праці на пересування модуля з борта

на кузов.

Автомобілі-самонавантажувачі з вантажними бортами забезпечують вантаження і розвантаження штучних або затарених вантажів масою одного місця від 100 до 1000 кг. Вантажопідйомними бортами звично обладнуються бортові автомобілі і автомобілі-фургони, вантажопідйомність яких більше 2,5 т. Вантажопідйомним є задній борт кузова. Привід цього борту забезпечує його горизонтальне положення при підйомі від рівня землі до рівня підлоги кузова і навпаки - при опусканні. В транспортному положенні вантажопідйомний борт, закритий. У тих випадках, коли кузов автомобіля не має бортів, вантажопідйомний борт виконується у вигляді знімного горизонтального майданчика, розміри якого дещо менші борта кузова автомобіля. Привід вантажопідйомного борту може бути механічним, гідравлічним або комбінованим. Переміщення вантажопідйомного борту відбувається по вертикальних направляючих стійках або за допомогою шарнірного паралелограма. Вантажопідйомність вантажопідйомного борту складає 0,5-1,0 т, вантажна висота 1,2-1,4 м, час підйому та опускання вантажу 7-20 с.

Для вирішення транспортно-технологічних проблем розроблена концепція створення спеціалізованого автомобільного шасі і змінних технологічних надбудов до нього. В результаті проведених науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт створено повноприводне автомобільне шасі Урал-432065, передсерійні зразки якого зібрані на головному конвеєрі ВАТ "Автомобільний завод "УРАЛ" в 2012 р.

З появою автомобільного шасі-носія відповідного класу стало можливим обґрунтувати технічні і технологічні параметри змінних технологічних надбудов с.-г. призначення, призначених для використання у складі вказаного шасі. Згодом були побудовані дві транспортно-технологічні машини з сімейства змінних технологічних надбудов (рис. 3.15, 3.16).

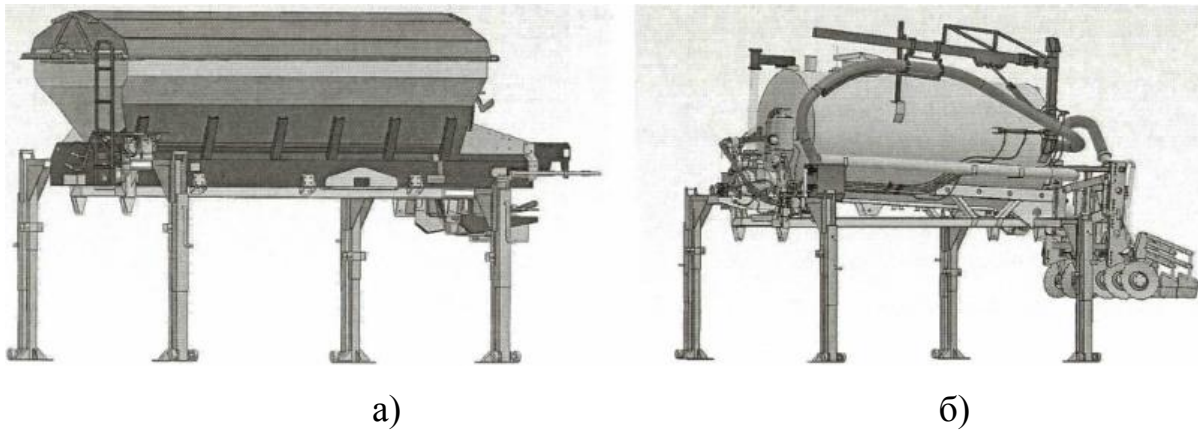


Рисунок 3.15 – Комп'ютерне моделювання надбудов СТА-5ТМ(а) і СТА-5ЖО(б) на технологічних опорах(стійках)



Рисунок 3.16 – Перевірка технології зняття і установки на шасі надбудов СТА-5ТМ (а) і СТА-5ЖО (б)

Установка і зняття технологічних надбудов здійснюються за допомогою уніфікованих підйомних механізмів, або технологічних опор рухливого типу, які можуть використовуватися для зберігання знятих з шасі надбудов. В якості підйомного механізму опор вибрана схема: вантажний гвинт, гайка і пара конічних шестерень. Таке виконання дозволяє реалізувати механізм закритого типу, що забезпечує довговічність і можливість відкритого зберігання в різних кліматичних зонах.

Швидкознімні фіксатори в знятому положенні залишаються прикріпленими до рами шасі автомобіля, що забезпечує їх збереження. Водій при установці змінної технологічної надбудови на шасі освітлює робочу зону додатковим світлом і, орієнтуючись на світловідбивні наклейки, легко вирівнює опори відносно кронштейнів, після чого опускає силові технологічні опори (підставки). Зміна однієї надбудови займає не більше 40 хв.

ДОДАТОК К

Виведення рівнянь математичної моделі САТКГМ

На підставі прийнятої розрахункової схеми і вибраних систем координат за узагальнені координати механічної системи – САТКГМ приймемо:

$q_1 = x_{01}, q_2 = z_{01}$ – координати початку O_1 координатної системи $X_1O_1Z_1$ в нерухомій системі координат XOZ ;

$q_3 = \varphi$ – кут повороту рухомої системи координат $X_1O_1Z_1$ відносно нерухомої системи координат;

$q_4 = \psi$ – кут повороту рухомої системи координат $X_2O_2Z_2$ відносно рухомої системи координат $X_1O_1Z_1$;

$q_5 = {}^2x_D$ – координата центру осі шарніра ТЗП в рухомій системі координат $X_2O_2Z_2$;

$q_{5+j} = \varphi_j$ – кут повороту валу колеса j -го ведучого моста тягача, $j=1, \dots, m$.

Таким чином механічна система – САТКГМ має $n=5+m$ ступенів вільності.

Координати точки O_2 (початку координатної системи $X_2O_2Z_2$) у системі координат $X_1O_1Z_1$:

$$\begin{cases} {}^1x_{O_2} = a - ({}^2x_D \cdot \cos\psi - u_2 \cdot \sin\psi); \\ {}^1y_{O_2} = b - ({}^2x_D \cdot \sin\psi + u_2 \cdot \cos\psi); \end{cases}$$

де $a, b, {}^2x_D, u_2$ – координати точки Д у системах координат $X_1O_1Z_1, X_2O_2Z_2$.

Координати центру мас легкового автомобіля у системі координат XOZ :

$$\begin{cases} x_{CT} = x_{O_1} + (V_1 \cdot \cos\varphi - W_1 \cdot \sin\varphi); \\ z_{CT} = z_{O_1} + (V_1 \cdot \sin\varphi + W_1 \cdot \cos\varphi); \end{cases}$$

де x_{O_1}, z_{O_1} – координати точки O_1 (початку координатної системи $X_1O_1Z_1$) у

системі координат XOZ ; V_1, W_1 – координати центру мас легкового автомобіля у системі координат $X_1O_1Z_1$. Координати центру мас напівпричепу у системі координат XOZ :

$$\begin{cases} x_{CT} = x_{O_1} + \left\{ \left[a - ({}^2x_D \cdot \cos\psi - u_2 \cdot \sin\psi) \right] \cdot \cos\varphi - \left[b - ({}^2x_D \cdot \sin\psi + u_2 \cdot \cos\psi) \right] \cdot \sin\varphi \right\} + \\ + [V_2 \cdot \cos(\varphi + \psi) - W_2 \cdot \sin(\varphi + \psi)] \\ z_{CT} = z_{O_1} + \left\{ \left[a - ({}^2x_D \cdot \cos\psi - u_2 \cdot \sin\psi) \right] \cdot \sin\varphi + \left[b - ({}^2x_D \cdot \sin\psi + u_2 \cdot \cos\psi) \right] \cdot \cos\varphi \right\} + \\ + [V_2 \cdot \sin(\varphi + \psi) + W_2 \cdot \cos(\varphi + \psi)] \end{cases}$$

де V_2, W_2 – координати центру мас напівпричепу у системі координат $X_2O_2Z_2$.

Позначимо:

$$\begin{cases} L_1(\varphi) = V_1 \cdot \sin\varphi + W_1 \cdot \cos\varphi; \\ L_2(\varphi) = V_1 \cdot \cos\varphi - W_1 \cdot \sin\varphi; \end{cases}$$

$$\begin{cases} l_1(\varphi, \psi) = V_2 \cdot \sin(\varphi + \psi) + W_2 \cdot \cos(\varphi + \psi); \\ l_2(\varphi, \psi) = V_2 \cdot \cos(\varphi + \psi) - W_2 \cdot \sin(\varphi + \psi); \end{cases}$$

$$\begin{cases} L_3(\varphi) = a \cdot \sin\varphi + b \cdot \cos\varphi; \\ L_4(\varphi) = a \cdot \cos\varphi - b \cdot \sin\varphi; \end{cases}$$

$$\begin{cases} a_1(\varphi, \psi, {}^2x_D) = {}^2x_D \cdot \sin(\varphi + \psi) + u_2 \cdot \cos(\varphi + \psi) - l_1(\varphi, \psi); \\ a_2(\varphi, \psi, {}^2x_D) = {}^2x_D \cdot \cos(\varphi + \psi) - u_2 \cdot \sin(\varphi + \psi) - l_2(\varphi, \psi); \end{cases}$$

Тоді

$$\begin{cases} x_{CT} = x_{O_1} + L_2(\varphi); \\ z_{CT} = z_{O_1} + L_1(\varphi); \end{cases}$$

$$\begin{cases} x_{CT} = x_{O_1} + L_4(\varphi) - a_2(\varphi, \psi, {}^2x_D); \\ z_{CT} = z_{O_1} + L_3(\varphi) - a_1(\varphi, \psi, {}^2x_D); \end{cases}$$

Кінетична енергія інерційних елементів САТКГМ з ТЗП:

$$\begin{aligned}
 T = & \frac{1}{2} m_T \cdot \left\{ \left[\dot{x}_{O_1} - \dot{\varphi} \cdot L_1(\varphi) \right]^2 + \left[z_{O_1} - \dot{\varphi} \cdot L_2(\varphi) \right]^2 \right\} + \frac{1}{2} I_T \cdot (\dot{\varphi})^2 + \\
 & + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^n I_{KTj} \cdot (\dot{\varphi}_{KTj})^2 + \frac{1}{2} m_{II} \cdot \left\{ \left[\dot{x}_{O_1} - \dot{\varphi} \cdot L_3(\varphi) - 2 \dot{x}_D \cdot \cos(\varphi + \psi) + \right. \right. \\
 & + \left. \left. (\dot{\varphi} + \dot{\psi}) \cdot a_1(\varphi, \psi, x_D) \right]^2 + \right. \\
 & + \left. \left[\dot{z}_{O_1} + \dot{\varphi} \cdot L_4(\varphi) - 2 \dot{x}_D \cdot \sin(\varphi + \psi) - (\dot{\varphi} + \dot{\psi}) \cdot a_2(\varphi, \psi, x_D) \right]^2 \right\} + \\
 & + \frac{1}{2} I_{II} \cdot (\dot{\varphi} + \dot{\psi})^2.
 \end{aligned} \tag{K.1}$$

Ліві частини рівнянь Лагранжа другого роду для узагальнених координат:

$$q_1 = x_{O_1}.$$

$$\begin{aligned}
 \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial (\dot{x}_{O_1})} \right) - \frac{\partial T}{\partial (x_{O_1})} = & \frac{1}{2} m_T \cdot \left[\ddot{x}_{O_1} - \ddot{\varphi} \cdot L_1(\varphi) - (\dot{\varphi})^2 \cdot L_2(\varphi) \right] + \\
 & + m_{II} \cdot \left[\ddot{x}_{O_1} - \ddot{\varphi} \cdot L_3(\varphi) - 2 \ddot{x}_D \cdot \cos(\varphi + \psi) + (\ddot{\varphi} + \ddot{\psi}) \cdot a_1(\varphi, \psi, x_D) - \right. \\
 & \left. - (\dot{\varphi})^2 \cdot L_4(\varphi) + 2 \dot{x}_D \cdot (\dot{\varphi} + \dot{\psi}) \sin(\varphi + \psi) + (\dot{\varphi} + \dot{\psi})^2 \cdot a_2(\varphi, \psi, x_D) \right].
 \end{aligned} \tag{K.2}$$

$$q_2 = z_{O_1};$$

$$\begin{aligned}
 \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial (\dot{z}_{O_1})} \right) - \frac{\partial T}{\partial (z_{O_1})} = & m_T \cdot \left[\ddot{z}_{O_1} + \ddot{\varphi} \cdot L_2(\varphi) - (\dot{\varphi})^2 \cdot L_1(\varphi) \right] + \\
 & + m_{II} \cdot \left[\ddot{z}_{O_1} + \ddot{\varphi} \cdot L_4(\varphi) - 2 \ddot{x}_D \cdot \sin(\varphi + \psi) - (\ddot{\varphi} + \ddot{\psi}) \cdot a_2(\varphi, \psi, x_D) - \right. \\
 & \left. - (\dot{\varphi})^2 \cdot L_3(\varphi) - 2 \dot{x}_D \cdot (\dot{\varphi} + \dot{\psi}) \cos(\varphi + \psi) + (\dot{\varphi} + \dot{\psi})^2 \cdot a_1(\varphi, \psi, x_D) \right].
 \end{aligned} \tag{K.3}$$

$$q_3 = \varphi;$$

$$\begin{aligned}
 \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial (\dot{\varphi})} \right) - \frac{\partial T}{\partial (\varphi)} = & m_T \cdot \left[-\ddot{x}_{O_1} \cdot L_1(\varphi) + \ddot{z}_{O_1} \cdot L_2(\varphi) + \ddot{\varphi} \cdot (V_1^2 + W_1^2) \right] + I_T \cdot \ddot{\varphi} + \\
 & + m_{II} \cdot \left\{ \left[\ddot{x}_{O_1} - \ddot{\varphi} \cdot L_3(\varphi) - 2 \ddot{x}_D \cdot \cos(\varphi + \psi) + (\ddot{\varphi} + \ddot{\psi}) \cdot a_1(\varphi, \psi, x_D) \right] + \right. \\
 & + \left. (\dot{\varphi} + \dot{\psi})^2 \cdot a_2(\varphi, \psi, x_D) - (\dot{\varphi})^2 \cdot L_4(\varphi) + 2 \dot{x}_D \cdot (\dot{\varphi} + \dot{\psi}) \cdot \sin(\varphi + \psi) \right\} \\
 & \cdot \left[-L_3(\varphi) + a_1(\varphi, \psi, x_D) \right] + \left[\ddot{z}_{O_1} + \ddot{\varphi} \cdot L_4(\varphi) - 2 \ddot{x}_D \cdot \sin(\varphi + \psi) - \right. \\
 & \left. - (\ddot{\varphi} + \ddot{\psi}) \cdot a_2(\varphi, \psi, x_D) - (\dot{\varphi})^2 \cdot L_3(\varphi) - 2 \dot{x}_D \cdot (\dot{\varphi} + \dot{\psi}) \cdot \cos(\varphi + \psi) + \right. \\
 & \left. + (\dot{\varphi} + \dot{\psi}) \cdot a_1(\varphi, \psi, x_D) \right] \cdot \left[L_4(\varphi) - a_2(\varphi, \psi, x_D) \right] + I_{II} \cdot (\ddot{\varphi} + \ddot{\psi}).
 \end{aligned} \tag{K.4}$$

$$q_4 = \psi;$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial(\dot{\psi})} \right) - \frac{\partial T}{\partial(\psi)} = m_{II} \cdot \{ & [\ddot{x}_{o_1} - \ddot{\varphi} \cdot L_3(\varphi) - 2\ddot{x}_D \cdot \cos(\varphi + \psi) + \\ & (\ddot{\varphi} + \ddot{\psi}) \cdot a_1(\varphi, \psi, x_D) - \dot{\varphi}^2 \cdot L_4(\varphi) + 2 \cdot (\dot{\varphi} + \dot{\psi}) \cdot \dot{x}_D \cdot \sin(\varphi + \psi) + \\ & + (\dot{\varphi} + \dot{\psi})^2 \cdot a_2(\varphi, \psi, x_D) \} \cdot [a_1(\varphi, \psi, x_D)] + \\ & + [\ddot{z}_{o_1} + \ddot{\varphi} \cdot L_4(\varphi) - 2\ddot{x}_D \cdot \sin(\varphi + \psi) - (\ddot{\varphi} + \ddot{\psi}) \cdot a_2(\varphi, \psi, x_D) - \dot{\varphi}^2 \cdot L_3(\varphi) - \\ & - 2 \cdot (\dot{\varphi} + \dot{\psi}) \cdot \dot{x}_D \cdot \cos(\varphi + \psi) + (\dot{\varphi} + \dot{\psi}) \cdot a_1(\varphi, \psi, x_D) \} \cdot [-a_2(\varphi, \psi, x_D)]. \end{aligned} \quad (K.5)$$

$$q_5 = x_D;$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial(\dot{x}_D)} \right) - \frac{\partial T}{\partial(x_D)} = m_{II} \cdot \{ & [\ddot{x}_{o_1} - \ddot{\varphi} \cdot L_3(\varphi) - 2\ddot{x}_D \cdot \cos(\varphi + \psi) + \\ & + (\ddot{\varphi} + \ddot{\psi}) \cdot a_1(\varphi, \psi, x_D) - \dot{\varphi}^2 \cdot L_4(\varphi) - 2 \cdot (\dot{\varphi} + \dot{\psi}) \cdot \dot{x}_D \cdot \sin(\varphi + \psi) + \\ & + (\dot{\varphi} + \dot{\psi}) \cdot a_2(\varphi, \psi, x_D) \} \cdot [-\cos(\varphi + \psi)] + \\ & + [\ddot{z}_{o_1} + \ddot{\varphi} \cdot L_4(\varphi) - 2\ddot{x}_D \cdot \sin(\varphi + \psi) - (\ddot{\varphi} + \ddot{\psi}) \cdot a_2(\varphi, \psi, x_D) - \dot{\varphi}^2 \cdot L_3(\varphi) - \\ & - 2 \cdot (\dot{\varphi} + \dot{\psi}) \cdot \dot{x}_D \cdot \cos(\varphi + \psi) + (\dot{\varphi} + \dot{\psi}) \cdot a_1(\varphi, \psi, x_D) \} \cdot [-\sin(\varphi + \psi)]. \end{aligned} \quad (K.6)$$

$$q_{5+j} = \varphi_{KTj};$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial(\dot{\varphi}_{KTj})} \right) - \frac{\partial T}{\partial(\varphi_{KTj})} = I_{KTj} \cdot \ddot{\varphi}_{KTj}; \quad j=1, \dots, m. \quad (K.7)$$

Правими частинами рівняння Лагранжа II-го роду є узагальнені сили для відповідних узагальнених координат. Визначимо ці узагальнені сили.

При наданні узагальненій координаті x_{01} можливого переміщення δx_{01} виконують роботу тяговий момент ведучих коліс $M_{тяг.j}$ і момент опору коченню ведучих та керованих коліс ($M_{он.j}$).

Тяговий момент колеса j -го ведучого моста при відсутності проковзування між ним і опорною поверхнею дороги дорівнює:

$$M_{\text{тяг.}j} = C_{Kj}^T \cdot \left[(\varphi_j - \varphi_j^{\text{нов}}) - \int_{t_{\text{ноо}}}^t \frac{\sqrt{(x_{\text{ОП.}j})^2 + (z_{\text{ОП.}j})^2}}{R_k} dt \right];$$

або наближено

$$M_{\text{тяг.}j} = C_{Kj}^T \left[(\varphi_j - \varphi_j^{\text{нов}}) - \frac{\sqrt{(x_{\text{ОП.}j} - x_{\text{ОП.}j}^{\text{нов}})^2 + (z_{\text{ОП.}j} - z_{\text{ОП.}j}^{\text{нов}})^2}}{R_k} \right];$$

де C_{Kj}^T – жорсткість колеса в тангенціальному напрямку j -го ведучого моста тягача САТКГМ.

Пружна деформація j -ої опори шасі складається з деформацій її ресор Δ_{Pj} та радіальної деформації Δ_{Kj} колеса; $j = 1, \dots, m_1$, де m_1 – загальна кількість опор шасі.

Сумарна жорсткість послідовно з'єднаних пружних елементів "ресори-колеса" дорівнює:

$$C_{\text{ОП.}j} = \frac{C_{Pj} \cdot C_{Kj}^P}{C_{Pj} + C_{Kj}^P},$$

де C_{Pj} , C_{Kj}^P – жорсткості: радіальна колеса та ресори.

Координати точки ОП_j в рухомих $X_1O_1Z_1$, $X_2O_2Z_2$ та нерухомій XOZ координатних системах запишемо у вигляді:

$$\begin{cases} {}^1x_{\text{ОП.}j}, {}^1z_{\text{ОП.}j}; \\ x_{\text{ОП.}j} = x_{01} + L_{5j}; \\ z_{\text{ОП.}j} = z_{01} + L_{6j}; \end{cases}$$

де

$$L_{5j} = x_{опj} \cdot \cos(\varphi) - z_{опj} \cdot \sin(\varphi);$$

$$L_{6j} = x_{опj} \cdot \sin(\varphi) + z_{опj} \cdot \cos(\varphi); \quad j = 1, \dots, m_1.$$

Вільна висота $L_{опj}^V$ j-ої опори САТКГМ складається з вигину ресори або довжини пружини L_{Pj}^V у вільному стані та радіуса ненавантаженого колеса R_k , тобто $L_{опj}^V = L_{Pj}^V + R_k$.

Деформація $\Delta L_{опj}$ j-ої опори шасі дорівнює

$$\Delta L_{опj} = L_{опj}^V - [z_{опj} - z_d(x_{опj})]$$

Сила пружної деформації j-ої опори шасі набуде вигляду:

$$F_{опj} = C_{опj} \cdot \Delta L_{опj} = C_{опj} \cdot \{L_{опj}^V - [z_{опj} - z_d(x_{опj})]\}; \quad j = 1 \dots m_1;$$

Сила опору коченню j-го колеса, що передається на шасі САТКГМ, дорівнює

$$F_{опj}^k = -\text{sign}(\dot{x}_{01}) \cdot f_d \cdot F_{опj}$$

Узагальнена сила, що відповідає узагальненій координаті x_{01} , має вигляд:

$$Q_{(x_{01})} = \left\{ \sum_{j=1}^m \frac{C_{kj}^T}{R_k} \cdot \left[(\varphi_j - \varphi_j^{\text{поч}}) - \frac{\sqrt{(x_{опj} - x_{опj}^{\text{поч}})^2 + (z_{опj} - z_{опj}^{\text{поч}})^2}}{R_k} \right] - \right.$$

$$\left. -\text{sign}(\dot{x}_{01}) \cdot f_d \cdot \sum_{j=1}^{m_1} C_{опj} \cdot \{L_{опj}^V - [z_{опj} - z_d(x_{опj})]\} \right\} \cdot \cos \beta -$$

(К.8)

$$-\sin \beta \cdot \sum_{j=1}^{m_1} \left\{ C_{оп. j} \cdot \left\{ L_{оп. j}^V - \left[z_{оп. j} - z_d(x_{оп. j}) \right] \right\} \right\} + \alpha_{оп. j} \cdot \\ \cdot M_j \cdot \left\{ \dot{z}_{оп. j} - \frac{\partial \left[z_d(x_{оп. j}) \right]}{\partial (x_{оп. j})} \cdot \dot{x}_{оп. j} \right\}.$$

де M_j – коефіцієнт, що враховує розташування амортизатора між корпусами тягача і напівпричепа САТКГМ та їх j -им колісним мостом.

При наданні узагальненій координаті z_{01} можливого переміщення δz_{01} роботу виконують сили ваги шасі \bar{G}_{ch} , кузова \bar{G}_k , вантажів \bar{G}_i , сили пружних деформацій опор шасі $F_{оп. j}$.

Узагальнена сила, що відповідає узагальненій координаті z_{01} , має вигляд:

$$Q_{(z_{01})} = - \left(m_{ch} + m_k + \sum_{i=1}^n m_{Vi} \right) g + \left[\sum_{j=1}^m \frac{C_{Kj}^T}{R_k} \cdot \left(\varphi_j - \varphi_j^{поч} \right) - \right. \\ \left. - \frac{\sqrt{\left(x_{оп. j} - x_{оп. j}^{поч} \right)^2 + \left(z_{оп. j} - z_{оп. j}^{поч} \right)^2}}{R_k} \right] - \\ - sign \left(\dot{x}_{01} \right) \cdot f_d \cdot \sum_{j=1}^{m_1} C_{оп. j} \cdot \left\{ L_{оп. j}^V - \left[z_{оп. j} - z_d(x_{оп. j}) \right] \right\} \cdot \sin \beta - \\ - \cos \beta \cdot \sum_{j=1}^{m_1} \left\{ C_{оп. j} \cdot \left\{ L_{оп. j}^V - \left[z_{оп. j} - z_d(x_{оп. j}) \right] \right\} \right\} + \\ + \alpha_{оп. j} \cdot M_j \cdot \left\{ \dot{z}_{оп. j} - \frac{\partial \left[z_d(x_{оп. j}) \right]}{\partial (x_{оп. j})} \cdot \dot{x}_{оп. j} \right\}.$$

При наданні узагальненій координаті φ можливої зміни $\delta \varphi$, будуть

виконувати роботу: сили тяжіння шасі (\bar{G}_{ch}), кузова з вантажами ($\bar{G}_k, \bar{G}_{Vi}, i = 1, \dots, n$); сили пружних деформацій опор шасі (колеса разом із підвісками) – ($\bar{F}_{оп,j}; j = 1 \dots m_1$). Моменти від сили тяжіння $\bar{G}_{ch}, \bar{G}_{kv}$ відносно початку системи координат $X_1O_1Z_1$ дорівнюють

$$\begin{cases} M_{G_T} = G_T \cdot ({}^1x_{CT} \cos(\varphi) - {}^1z_{CT} \sin(\varphi)) = m_T \cdot g \cdot L_1(\varphi); \\ M_{G_{II}} = G_{II} \cdot ({}^1x_{CII} \cos(\varphi) - {}^1z_{CII} \sin(\varphi)) = m_{II} \cdot g \cdot L_3(\varphi). \end{cases}$$

Моменти сил $F_{оп,j}$ відносно початку системи координат $X_1O_1Z_1$ дорівнюють:

$$M_{F_{оп,j}} = F_{оп,j} (x_{оп,j} - x_{o1}) = F_{оп,j} \cdot L_{5j}, \quad j = 1 \dots m_1. \quad (K.10)$$

Тоді узагальнена сила $Q_{q_3} = Q(\varphi)$ набуде вигляду:

$$\begin{aligned} Q(\varphi) = & -g \cdot (m_{ch} \cdot L_1 + m_k \cdot L_3) + \sum_{j=1}^{m_1} L_{5j} \cdot \left\{ C_{опj} \cdot \left[L_{опj}^V - [z_{опj} - z_d(x_{опj})] - \right. \right. \\ & \left. \left. - \alpha_j \cdot M_j \cdot \left[\dot{z}_{опj} - \frac{\partial [z_d(x_{опj})]}{\partial (x_{опj})} \cdot \dot{x}_{опj} \right] \right\} \right. \end{aligned} \quad (K.11)$$

При наданні узагальненій координаті $q_{5+j} = \varphi_j, j = 1, \dots, m$ можливої зміни $\delta\varphi_j$ роботу виконують: - приведений до осі j -го ведучого колеса крутний момент від двигуна M_{kj} ; - тяговий момент j -го ведучого колеса, якщо немає проковзування між ним і опорною поверхнею дороги $M_{тяг,j}$.

Тоді узагальнена сила $Q_{q_{5+j}} = Q(\varphi_j)$ набуде вигляду:

$$Q_{(\varphi_j)} = M_{kj} - C_{kj}^T \cdot \left[(\varphi_j - \varphi_j^{noc}) - \frac{\sqrt{(x_{OPj} - x_{OPj}^{noc})^2 + (z_{OPj} - z_{OPj}^{noc})^2}}{R_k} \right], j = 1, \dots, m; \quad (K.12)$$

де задані функції:

$$M_{kj} = \begin{cases} M_{kj}(\dot{\varphi}_j) \\ M_{gal,j}(t) = M_{gal,max} \cdot \arctg(a \cdot t) \end{cases}$$

– момент, з яким силовий агрегат діє через трансмісію на вал колеса j -го ведучого моста, тягача САТКГМ, $j = 1, \dots, m$;

– момент, який створює гальмо колеса j -го моста САТКГМ, $j = 1, \dots, m$;

– момент $M_{kj}(\dot{\varphi}_j)$ визначений сплайн апроксимацією з тягово-швидкісної характеристики силового агрегату автомобіля підвищеної прохідності конкретної моделі;

– $\dot{\varphi}_j$ – швидкість зміни узагальненої координати φ_j , тобто кутова швидкість вала колеса j -го ведучого моста; t – час.

Об'єднуючи вирази (К.2)-(К.7) із виразами (К.8)-(К.12) отримаємо диференціальні рівняння руху основних елементів САТКГМ з пружно-демпфувальним ТЗП у такому вигляді:

$$I_{T_{kj}} \ddot{\varphi}_j = M_{kj} - C_{kj}^T \cdot \left[(\varphi_j - \varphi_j^{noc}) - \frac{\sqrt{(x_{OPj} - x_{OPj}^{noc})^2 + (z_{OPj} - z_{OPj}^{noc})^2}}{R_k} \right], j = 1, \dots, m.$$

ДОДАТОК Л

Дослідження тягово-зчіпного пристрою

На характер зміни поздовжнього зусилля в ТЗП впливає жорсткість пневмобалона і частота коливань, викликаних рухом ТП по нерівній поверхні. Характер зміни поздовжнього зусилля в ТЗП для ТП у режимі рушання з місця і гальмування представлено на рис. Л.1.

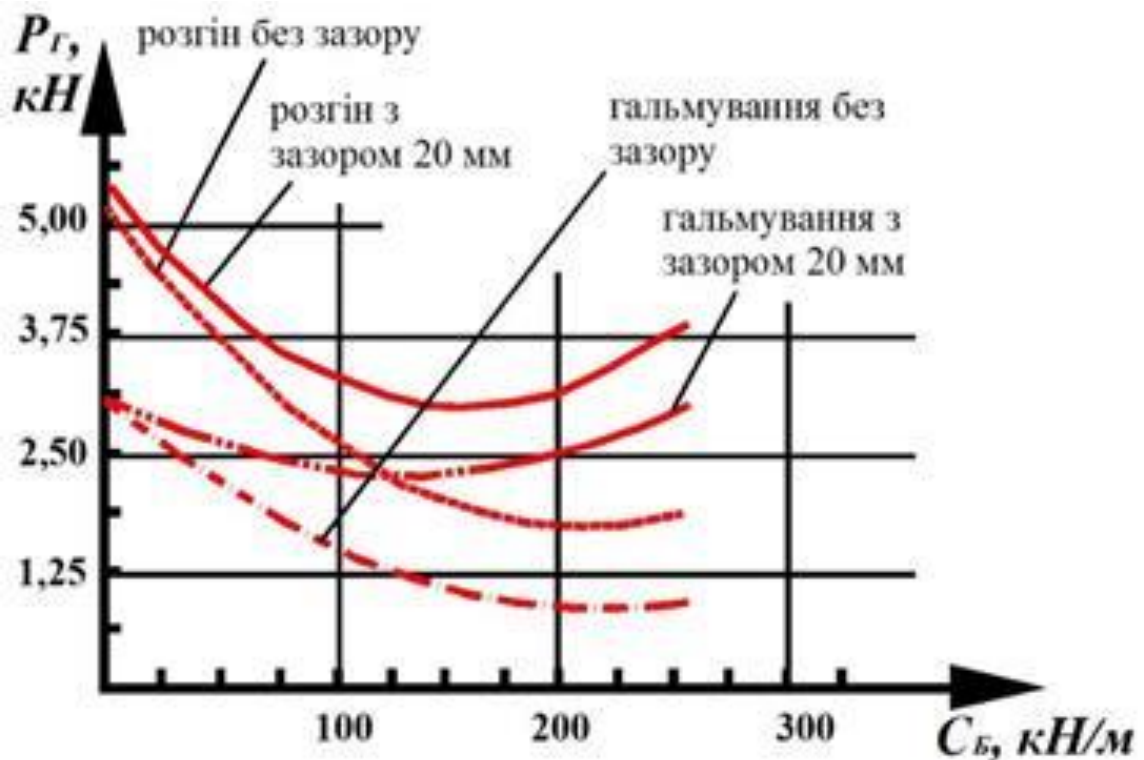


Рисунок Л.1 – Зміна поздовжнього зусилля в ТЗП ТП залежно від коефіцієнта жорсткості і зазору при різних режимах руху

В експериментальному ТЗП з пневмобалоном досліджувалася наявність зазору у випадку неякісного з'єднання елементів конструкції самого ТЗП між собою, трактором і причепом. Для ТЗП з зазором є діапазон жорсткості пневмобалона, в якому подовжнє зусилля має мінімальне значення. Цей мінімум зі збільшенням зазору відповідає меншим значенням жорсткості пневмобалона. Зі зменшенням жорсткості зв'язку подовжнє зусилля P_T в ТЗП прямує до межі, рівної півтора-двократній величині як при рушанні, так і при гальмуванні.

Негативний вплив зазору в ТЗП помітно посилюється з підвищенням

жорсткості пневмобалона. Так при $c_b = 110$ кН/м зміна ξ_x з 0 до 0,020 м приводить до збільшення P_T на 1,31 кН, а при $c_b = 240$ кН/м – вже на 2,93 кН. Такий ж вплив створюють зазор і жорсткість пневмобалона при гальмуванні ТП.

Поява зазору у ТЗП (рис. Л.2) при постійних значеннях інших параметрів, всупереч очікуванням, приводить до зменшення амплітуди коливань зусилля P_T . Це пояснюється тим, що зазор підсилює нелінійну характеристику пневмобалона ТЗП. У результаті змінюється частота власних коливань системи, а зона нестійкості зміщується в область низьких частот, що небажано. Тому здійснювати підбір жорсткості пневмобалона необхідно з урахуванням усунення всіх зазорів в ТЗП.

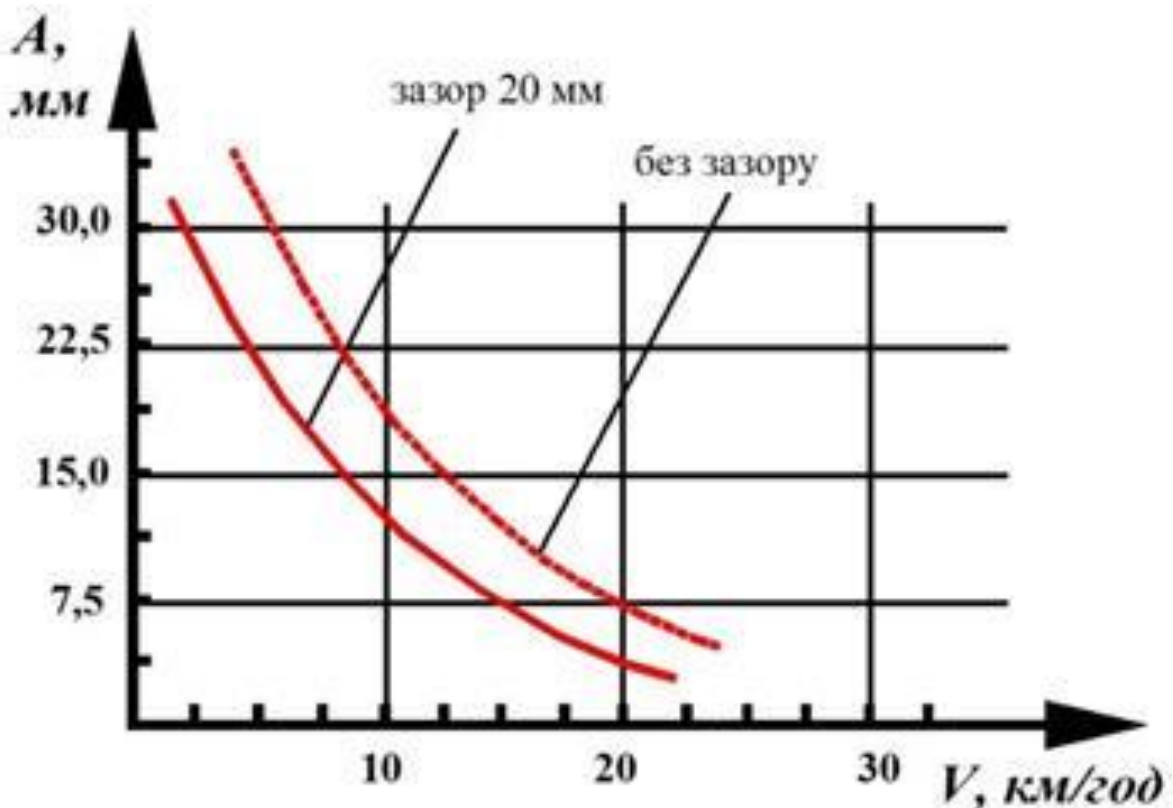


Рисунок Л.2 – Вплив швидкості руху ТП на величину амплітуди вимушених коливань при наявності і відсутності зазору

Аналіз графічної залежності (рис. Л.3) показує, що при збільшенні завантаженості причепа і швидкості руху ТП зростає величина поздовжніх зусиль.

Аналіз представлених даних показав, що зі збільшенням швидкості руху ТП відбувається зростання зусилля в ТЗП. При збільшенні швидкості руху ТП з 10

км/год до 23 км/год відбувається зростання зусилля P_r в 2,1 рази.

При русі ТП по ґрунтовій дорозі з максимально завантаженим причепом величина зміни зусилля в ТЗП була більшою аналогічному руху по асфальтованій дорозі. Так, при швидкості руху ТП по ґрунтовій дорозі, рівній 10 км/год, зусилля P_r в ТЗП було на 24,0 % більше в порівнянні при русі по дорозі з асфальтовим покриттям.

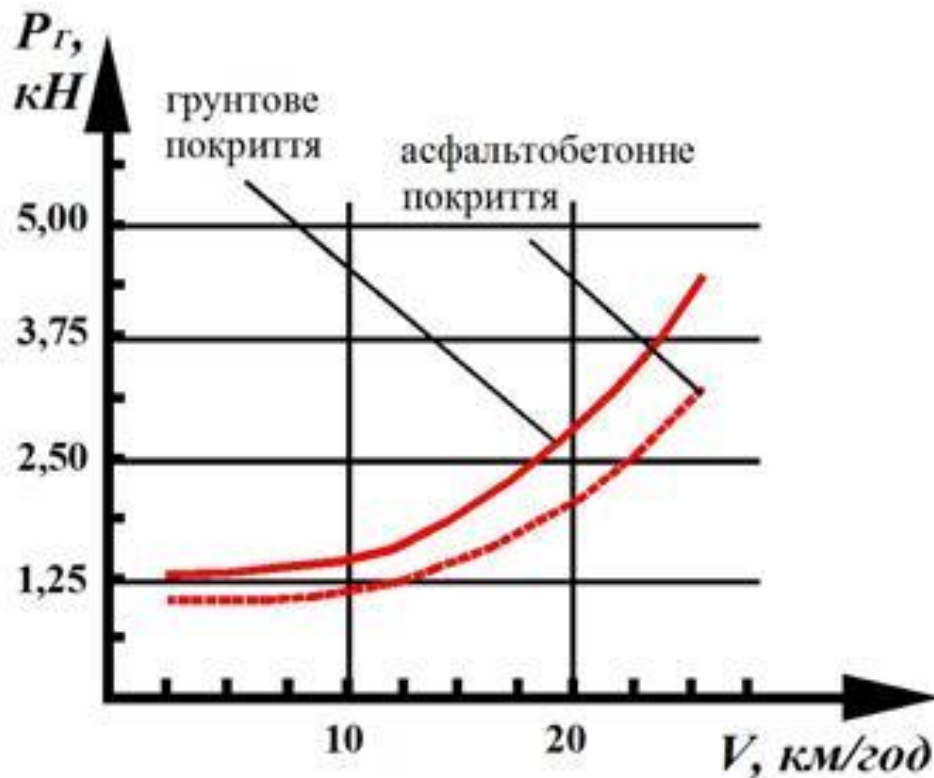


Рисунок Л.3 – Зміна поздовжнього зусилля в ТЗП залежно від швидкості руху ТП на дорогах з різним покриттям

Вплив маси завантаження причепа на зусилля P_r представлено на рис. Л.4. При завантаженні причепа до 4 кН спостерігається монотонно зростаюче навантаження в ТЗП. Подальше збільшення маси вантажу в причепі призводить до різкого зростання зусилля в ТЗП. Залежність маси завантаження причепа на поздовжнє зусилля є суттєво нелінійною. Аналіз отриманих даних показав, що збільшення маси завантаженості причепа від 2,5 до 7 кН призводить до підвищення зусилля в ТЗП в 4,3 рази.

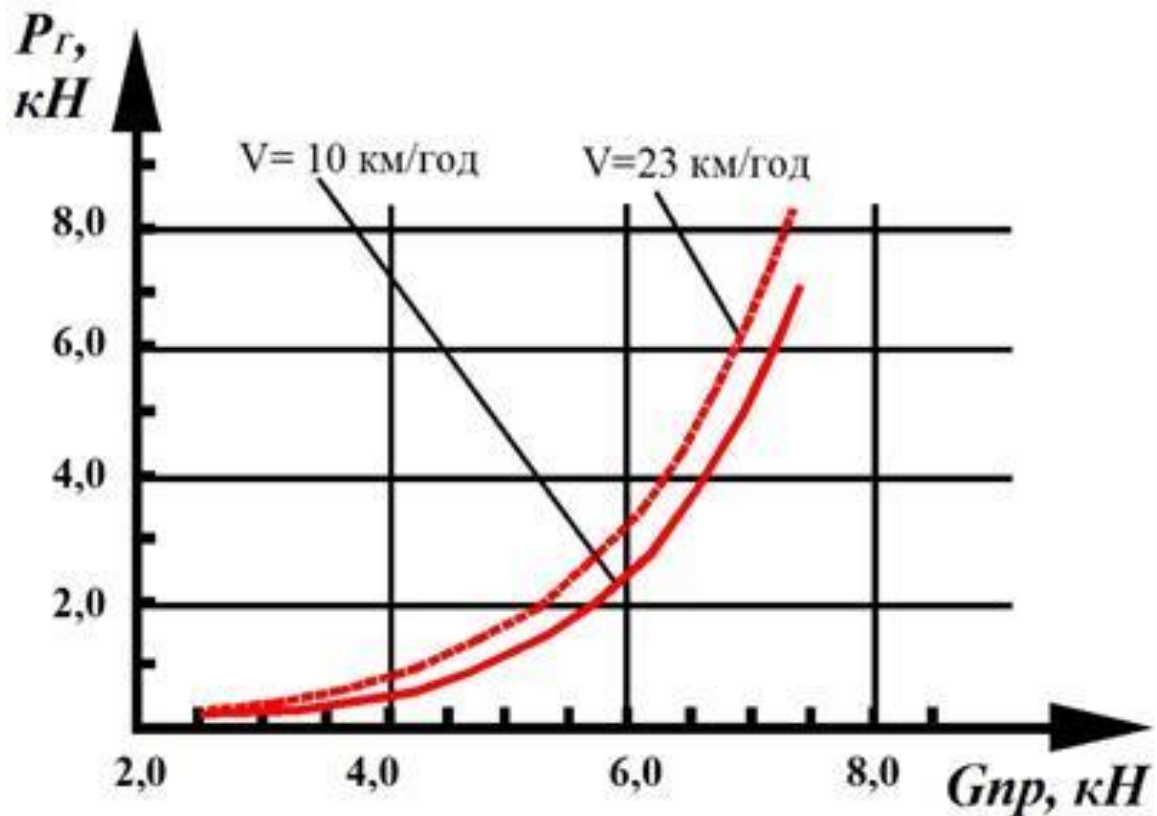


Рисунок Л.4 – Вплив завантаженості причепа на навантаження в ТЗП при різних швидкостях руху

В процесі руху ТП в ТЗП створюються зусилля, які не є не одинковими при розгоні і гальмуванні ТП (рис. Л.5). Несиметричність поздовжнього зусилля пояснюється наявністю гальмівних сил.

Дослідження величини амплітуди навантажень в ТЗП показують, що відсутність демпфера призводить до зростання величини поздовжніх коливань на 24,6 %. При цьому амплітуда коливань з 19,3 мм знизилася до 15,1 мм. Оскільки амплітуда навантажень визначає втомну міцність зчіпних пристроїв і, відповідно, ресурс зчіпного пристрою, то слід чекати, що створене ТЗП матиме довший термін використання.

Однією з вимог при проектуванні конструкцій зчіпних пристроїв є підтримка частоти власних коливань системи на рівні, що не робить обтяжуючого впливу на організм водія. Область безпечних для людини частот коливань знаходиться в зоні від 3,5 до 4,5 Гц. При цьому найбільш вірогідне максимальне навантаження на ТЗП може досягати 8 кН. Амплітуда коливань в зчіпному пристрої складає на

тяговому гаку 25-30 мм (рис. Л.6). Отже, величина номінального тиску в пневмобалоні для забезпечення частот коливань в межах 3,5-4,5 Гц має бути такою, щоб, з одного боку, не викликати швидкого зростання навантажень, а з іншого боку – зрушення зони нестійкості в область більш високих частот. При різних частотах жорсткість пневмобалона неоднозначно впливає на величину поздовжнього навантаження. Збільшення жорсткості пневмобалона хоча і звужує зону нестійкості і зміщує її в область більш високих частот, проте є необхідним заходом, оскільки діапазон навантажень досить великий. При проектуванні ТЗП необхідно забезпечити його роботу в зоні найбільш вірогідних навантажень.

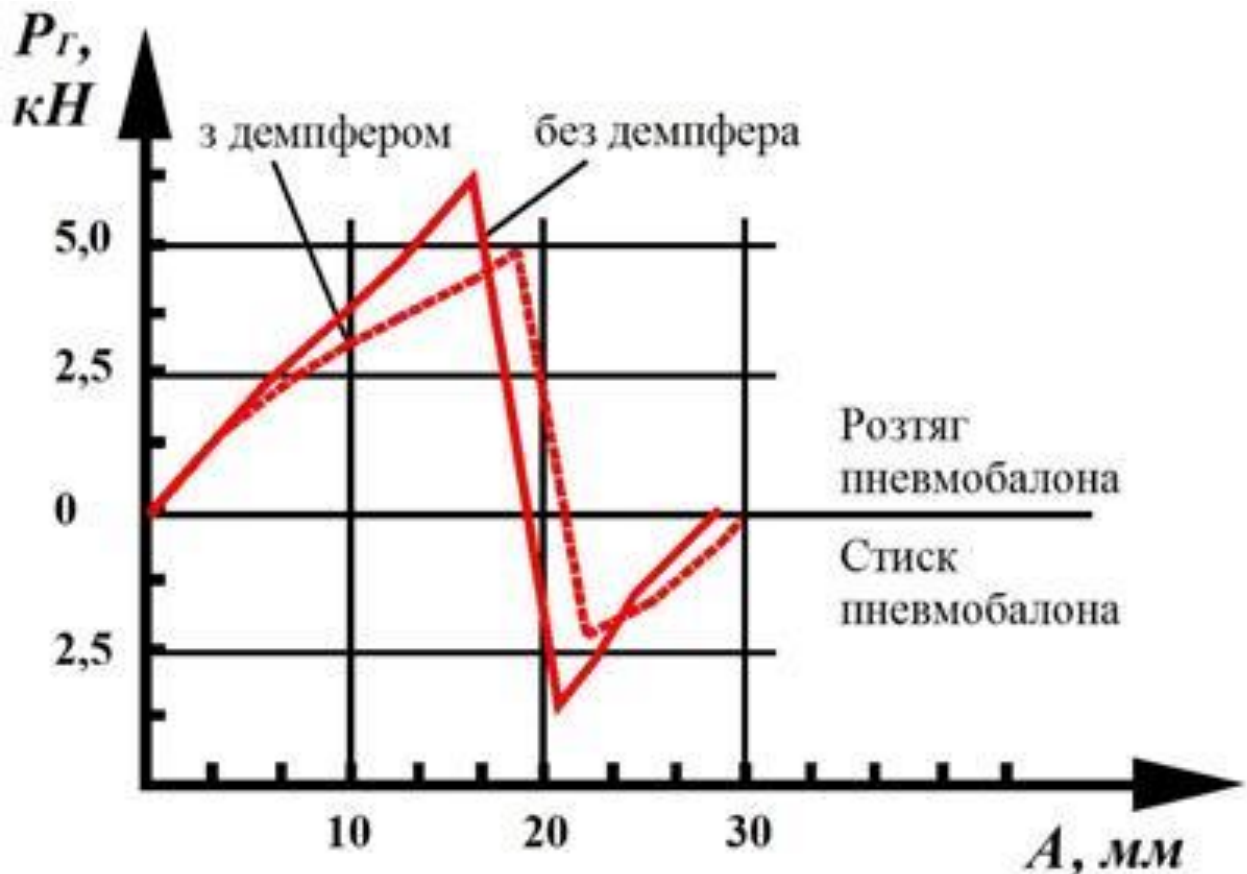


Рисунок Л.5 – Амплітуда навантажень в ТЗП при розгоні і гальмуванні при наявності і відсутності демпфера

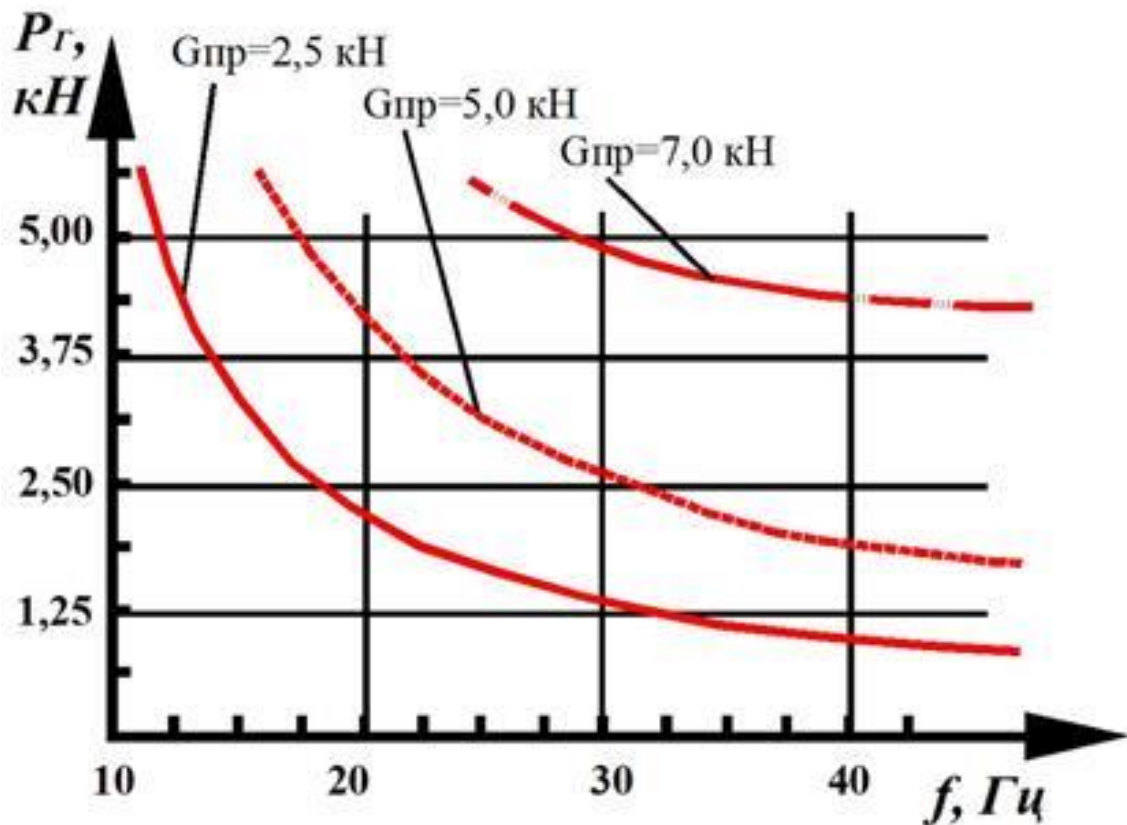


Рисунок Л.6 – Вплив частоти вимушених коливань на величину максимальних навантажень в ТЗП

Узагальнюючи результати досліджень можна зробити наступні висновки.

Величина і характер впливу вказаних вище чинників на величину навантажень в зчпному пристрої ТП на режимах розгону і гальмування практично однакові. Тому при розробці методики вибору раціональних значень параметрів ТЗП можна як основний розрахункового режиму прийняти режим розгону, для якого умови проведення досліджень мають більш визначений характер.

Основними чинниками, що суттєво впливають на величину поздовжніх зусиль P_r в ТЗП є маса причепа $G_{пр}$, зазор ξx , жорсткість C_B , демпфування η_A , темп прикладання сили тяги τ_p . Вплив маси $G_{пр}$, яка залежить від завантаження причепа, на величину P_r значно перевершує вплив інших чинників. Зі збільшенням маси $G_{пр}$, зазору ξx і жорсткості C_B пневмобалона, а також зі збільшенням темпу прикладання сили тяги (зменшення τ_p) величина P_r зростає. Збільшення величини демпфування η_A навпаки знижує величину оцінних показників. Такі ж результати були отримані для випадку гальмування ТП.

Експериментальними дослідженнями встановлено, що завантаженість причепа від 2,5 до 7 кН призводить до підвищення зусилля ТЗП в 4,9 рази. З метою досягнення амплітуди коливань, що не перевищують 35 мм, і частоти коливань 4,5 Гц необхідно забезпечувати номінальний тиск в пневмобалоні до величини 0,12 МПа.

Значний вплив на величину оцінних показників роблять парні взаємовпливи, в першу чергу з масою причепа. Так, для з'єднання без зазору зміна $G_{\text{пр}}$ з 2,5 до 7,0 кН призводить до збільшення P_r на 1,9 кН, а для з'єднання з зазором ($\xi x = 0,02$ м) вже на 3,15 кН. При цьому величина оцінних показників досягає небезпечних з точки зору збереження працездатності ТЗП значень: $P_r = 5,8$ кН. Вплив завантаження причепа відчутніше для жорсткого або з'єднання без зазору. Наприклад, при $c_B = 100$ кН/м збільшення $G_{\text{пр}}$ супроводжується зростанням величин P_r на 2,1 кН, тоді як при $c_B = 200$ кН/м – на 2,9 кН. Для з'єднання без зазору збільшення $G_{\text{пр}}$ призводить до зростання P_r на 2,9 кН, а у разі установки демпфера з коефіцієнтом демфування $\eta_A = 5$ кНс/м – P_r на 2,1 кН. Одночасно помітно знижується загальний рівень навантажень в ТЗП.

Негативний вплив зазору в ТЗП помітно посилюється з підвищенням її жорсткості. У кількісному відношенні цей вплив виглядає таким чином: при $c_B = 100$ кН/м зміну (зазор ξx з 0 до 0,02 м) приводить до зростання P_r на 1,59 кН. Такі ж впливи на оцінні показники роблять зазор і жорсткість ТЗП при гальмуванні ТП.

Для з'єднання з зазором при демфування $\eta_A = 0$ зміна зазору ξx у вказаних вище межах призводить до зростання P_r з 2,1 кН до 4,87 кН.

Зі збільшенням жорсткості пневмобалона величини оцінних показників зростають при будь-яких значеннях коефіцієнта демпфування – P_r на 1,37 кН при $\eta_A = 0$. Позитивний ефект від застосування демпфера зростає зі збільшенням жорсткості ТЗП. Наприклад, при $c_B = 100$ кН/м (зміна η_A з 0 до 6 кНс/м) супроводжується зниженням P_r на 0,89 кН. Причому залежність $P_r = f(c_B)$ має екстремальний характер, тобто при деяких значеннях коефіцієнта демпфування

η_A , різних для різних коефіцієнтів C_B , навантаження в ТЗП набуває мінімальних значень. Залежність $P_T = f(\eta_A)$ має змінний спадний характер. Такий же вплив роблять коефіцієнти жорсткості і демпфування і у випадку гальмування ТП.

ДОДАТОК М
Формування матриць стійкості модуль-елементів

Вибір координатних функцій. Як і раніше подовжні, поперечні дотичні і поперечні нормальні переміщення точок серединної поверхні даної оболонки представляються у вигляді

$$\begin{cases} u(x, s) = \sum_{i=1}^m U_i(x) \varphi_i(s); \\ v(x, s) = \sum_{k=1}^n V_k(x) \gamma_k(s) \end{cases} \quad (\text{M.1})$$

де $U_i(x)$ і $V_k(x)$ – подовжні і поперечні узагальнені переміщення (основні невідомі задачі), $\varphi_i(s)$ і $\gamma_k(s)$ – відповідні координатні функції.

Поперечне нормальне переміщення

$$\omega(x, s) = \sum_{k=1}^n V_k(x) \chi_k(s) \quad (\text{M.2})$$

Координатні функції $\varphi_i(s)$, що входять сюди, $\psi_k(s)$ і $\chi_k(s)$ можна інтерпретувати як подовжні і поперечні узагальнені форми втрати стійкості. Ці координатні функції вибирають і будують відповідно до принципів, викладених в § 2.2 [268].

Побудова рівняння стійкості на основі методу нейтральної рівноваги. Вираз потенційної енергії пружній деформації пологої оболонки з ізотропного матеріалу має вигляд

$$\begin{aligned} \Pi_0 = & \frac{1}{2} \int_x \int_s \frac{Eh}{1-\nu^2} \left[(\varepsilon_x^0 + \varepsilon_s^0)^2 - 2(1-\nu) \left(\varepsilon_x^0 \varepsilon_s^0 - \frac{w_{xs}^2}{4} \right) \right] dx ds + \\ & + \frac{1}{2} \int_x \int_s \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \left[(\chi_x + \chi_s)^2 - 2(1-\nu)(\chi_x \chi_s - \tau^2) \right] dx ds \end{aligned} \quad (\text{M.3})$$

Для отримання основних залежностей ММЕ при його використанні для

розрахунку стійкості автомобільних конструкцій необхідно мати в розпорядженні вираження для другої варіації повної енергії даної пружної системи [247].

Матриця стійкості призматичного модуль-елемента

Розглянемо призматичний модуль-елемент. Варіації подовжніх і поперечних переміщень, що входять в (М.3), і їх другі похідні від варіації нормальних переміщень можна представити у виді

$$\begin{cases} \bar{u}(x, s) = \sum_{i=1}^m U_i(x) \varphi_i(s) \\ \bar{v}(x, s) = \sum_{k=1}^n V_k(x) \psi_k(s) \\ \bar{\omega}(x, s) = \sum_{k=1}^n V_k(x) \chi_k(s) \\ \frac{\delta^2 \omega(x, s)}{\delta x^2} = - \sum_{k=1}^n V_k(x) \frac{M_k(s)}{E i_x(s)} \\ \frac{\delta^2 \omega(x, s)}{\delta s^2} = - \sum_{k=1}^n V_k(x) \frac{M_k(s)}{E i_x(s)} \end{cases} \quad (\text{М.4})$$

Підставляючи отримані вирази в (М.3), потім виконуючи диференціювання по відповідних узагальнених переміщеннях і залишаючи лише лінійні відносно q_i члени, отримуємо розгорнуту систему (М.4) у вигляді чотирьох груп рівнянь. У отриманій таким чином системі чотирьох груп рівнянь, якщо врахувати співвідношення (5.11), спостерігається повна симетрія коефіцієнтів при основних невідомих відносно головній діагоналі.

$$\begin{cases} \bar{u}(x, s) = \sum_{i=1}^m \left[\left(1 - \frac{x}{l}\right) q_i + \frac{x}{l} q_{m+n+l} \right] \varphi_i(s) \\ \bar{v}(x, s) = \sum_{k=1}^n \left[\left(1 - \frac{x}{l}\right) q_{m+k} + \frac{x}{l} q_{2m+n+k} \right] \psi_k(s) \\ \bar{\omega}(x, s) = \sum_{k=1}^n \left[\left(1 - \frac{x}{l}\right) q_{m+k} + \frac{x}{l} q_{2m+n+k} \right] \chi_k(s) \\ \frac{\delta^2 \omega(x, s)}{\delta x^2} = - \sum_{k=1}^n \left[\left(1 - \frac{x}{l}\right) q_{m+k} + \frac{x}{l} q_{2m+n+k} \right] \frac{M_k(s)}{E i_x(s)} \\ \frac{\delta^2 \omega(x, s)}{\delta s^2} = - \sum_{k=1}^n \left[\left(1 - \frac{x}{l}\right) q_{m+k} + \frac{x}{l} q_{2m+n+k} \right] \frac{m_k(s)}{E i_x(s)} \end{cases} \quad (\text{М.5})$$

Після відкидання в отриманій системі рівнянь нелінійних відносно компонентів переміщень u_1, v_1, w_1 членів, які для круга завдань, що цікавить нас, даватимуть нехтує малі поправки, неважко отримати вирази для матриць жорсткості [K] і стійкості [T] призматичного модуль-елемента.

Виведення матриці жорсткості призматичного елемента було дане раніше в §2.2 [268].

Вирази для матриці стійкості призматичного модуль-елемента наведені в таблиці 5.5.

До матриці стійкості увійшли ряд нових координатних коефіцієнтів, що враховують дію основного напруженого стану. Їх значення визначаються по формулах

$$\begin{cases} \sigma_{kh}^{(x)} = \int_s \sigma_{x1}^o(s) \chi_k(s) \chi_h(s) h_x(s) ds \\ \sigma_{kh}^{(s)} = \int_s \sigma_{s1}^o(s) \chi_k'(s) \chi_h'(s) h_x(s) ds \\ \tau_{kh} = \int_s \tau_{xs1}^o(s) \chi_k(s) \chi_h(s) h(s) ds \\ \bar{\tau}_{kh} = \int_s \bar{\tau}_{xs1}^o(s) \chi_k'(s) \chi_h'(s) h(s) ds \end{cases} \quad (M.6)$$

Тут і в подальшому використовується предположение, що в межах модуль-елемента компоненти σ_{x1} , σ_{s1} і τ_{xs1} від координати x не залежать.

Таблиця 5.5.

Матриця стійкості [T] призматичного модуль-елемента

		$l \rightarrow$			
		1	2	\dots	$2(m+n)$
		n			
l	r	1	2	\dots	$2(m+n)$
	1	0	0	0	0
	2				
	\vdots				
	m				
	\vdots				
	$m+k$	$\frac{v_{kh}^{(x)}}{l} + \frac{lv_{kh}^{(s)}}{3}$	0	0	$-\frac{v_{kh}^{(x)}}{l} + \frac{lv_{kh}^{(s)}}{6}$
	\vdots	$-\frac{\tau_{kh}-\tau_{kh}}{2}$			$-\frac{\tau_{kh}-\tau_{kh}}{2}$
	$m+n$				
	$2m+n$			0	0
	$2m+n+k$	Симетрично			$\frac{v_{kh}^{(x)}}{l} + \frac{lv_{kh}^{(s)}}{6}$
	$2(m+n)$				$+\frac{\tau_{kh}+\tau_{kh}}{2}$

де

$$\begin{cases} \sigma_{kh}^{o(x)} = \int_s \sigma_{x1}^o(s) \chi_k(s) \chi_h(s) h_x(s) ds \\ \sigma_{kh}^{o(s)} = \int_s \sigma_{s1}^o(s) \chi_k'(s) \chi_h'(s) h_x(s) ds \\ \tau_{kh}^o = \int_s \tau_{xs1}^o(s) \chi_k(s) \chi_h(s) h(s) ds \\ \bar{\tau}_{kh}^o = \int_s \bar{\tau}_{xs1}^o(s) \chi_k'(s) \chi_h(s) h(s) ds \end{cases} \quad (M.7)$$

Матриця стійкості площинного модуль-елемента

При розгляді завдання про стійкість площинного модуль-елемента користуватимемося в основному тими ж уявленнями про роботу поперечної перегородки, що і при виведенні матриці жорсткості площинного модуль-елемента в § 2.2 [268]. Деякі відмінності спостерігатимуться при обрахунку впливу рамного підкріплюючого набору. І, крім того, для виведення матриці стійкості необхідно буде скористатися геометрично нелінійними залежностями між деформаціями і переміщеннями

$$\begin{cases} \varepsilon_y = \frac{\delta \bar{v}}{\delta y} + \frac{1}{2} \left(\frac{\delta \bar{u}}{\delta y} \right)^2; \quad \aleph_2 = -\frac{\delta^2 \bar{u}}{\delta y^2}; \\ \varepsilon_z = \frac{\delta \bar{v}}{\delta y} + \frac{1}{2} \left(\frac{\delta \bar{u}}{\delta z} \right)^2; \quad \aleph_z = -\frac{\delta^2 \bar{u}}{\delta z^2}; \\ \omega_{yz} = \frac{\delta \bar{v}}{\delta z} + \frac{\delta \bar{\omega}}{\delta y} + \frac{\delta \bar{u}}{\delta y} \frac{\delta \bar{u}}{\delta z}; \quad \tau = -\frac{\delta^2 \bar{u}}{\delta y \delta z}. \end{cases} \quad (M.8)$$

Тут і далі усі пояснення, що стосуються позначень, можна знайти в § 2.2 [268].

Потенційна енергія пружної деформації площинного модуль-елемента складається з енергії полотнища $\Pi_{\text{пол}}$ і енергії деформації набору $\Pi_{\text{наб}}$. Як і раніше, $\Pi_{\text{пол}}$ визначається вираженням (2.105) [268]. Енергію $\Pi_{\text{наб}}$ в завданні стійкості зручніше визначати не у формі (2.103) [268], а у формі виразу, що містить відносні деформації:

$$\begin{aligned} \Pi_{\text{над}} = \Pi_y^{\text{раст}} + \Pi_z^{\text{раст}} + \Pi_y^{\text{изг}} + \Pi_z^{\text{изг}} = \frac{1}{2} \int_y EF_y(y) \varepsilon_y^2 dy + \\ \frac{1}{2} \int_z EF_z(z) \varepsilon_z^2 dz + \frac{1}{2} \int_y EI_y(y) \aleph_y^2 dy + \frac{1}{2} \int_z EI_z(z) \aleph_z^2 dz \end{aligned} \quad (M.9)$$


Тут $EF_y(y)$, $EF_z(z)$, $EI_y(y)$, $EI_z(z)$ – подовжні і вигинисті жорсткості балок набору. При цьому згинні жорсткості визначаються з урахуванням приєднаних поясів. Індекс y відповідає вертикальним балкам, а індекс z – горизонтальним.

Підставляючи залежності (М.8) в (М.9), отримуємо потенційну енергію деформації набору, виражену через переміщення:

$$\begin{aligned} \Pi_{\text{наб}} = & \frac{1}{2} \int_y EF_y \left[\frac{\delta \bar{v}}{\delta y} + \frac{1}{2} \left(\frac{\delta \bar{u}}{\delta y} \right)^2 \right] dy + \frac{1}{2} \int_z EF_z \left[\frac{\delta \omega}{\delta z} + \frac{1}{2} \left(\frac{\delta \bar{u}}{\delta z} \right)^2 \right] dz + \\ & \frac{1}{2} \int_y EI_y \left(\frac{\delta^2 u_{\text{наб}}}{\delta y^2} \right)^2 dy + \frac{1}{2} \int_z EI_z \left(\frac{\delta^2 u_{\text{наб}}}{\delta z^2} \right)^2 dz . \end{aligned} \quad (\text{М.10})$$

Так само, як і для призматичного модуль-елемента, вважатимемо, що на поперечну перегородку діє зовнішнє поперечне навантаження інтенсивністю $p(x,z)$ [247].

ДОДАТОК Н
Акти впровадження


 «Затверджую»
 Директор технічний
 ДП «АСЗ №1» АТ «АК «Богдан Моторс»
 Гвоздик Б.С.
 8 вересня 2018 р.
 АКТ

про впровадження у практику дослідно-конструкторських робіт
 методики оцінки міцності несучих систем транспортних засобів у
 морфологічному просторі формування їх шасі у відповідності до європейських
 норм безпеки


Комісія у складі голови – директора технічного ДП «АСЗ №1» АТ «АК «Богдан Моторс» Гвоздика Б.С та членів комісії: начальника відділу випробувань і сертифікації Тітаренка Д.В. та заступника головного конструктора Волошанського А.В підтверджує впровадження та використання в практиці дослідно-конструкторських робіт методики оцінки міцності несучих систем у морфологічному просторі формування шасі транспортних засобів у відповідності до європейських норм безпеки E/ECE/TRANS/505/Rev.2/Add.99/ Rev.2 R 100 «Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів стосовно особливих вимог до електричного приводу».

Розроблена на кафедрі «Автомобілебудування» НУ «Львівська політехніка» Горобаєм О.З. та Зіньком Р.В. з використанням графів структури рівневих зв'язків узагальнених координат методика оцінки міцності несучих систем дозволяє в умовах різноманітних режимів експлуатації натурального зразку об'єкта досліджень попередньо оцінити рівномірність його несівної просторової рами, що є визначальним ще на етапі проектування та розробки відповідної конструкторської документації. Дана методика може бути також застосована на етапі оптимізації просторової рами, з метою підвищення показників масово-механічної ефективності, зменшенні спорядженої маси чи збереженні або зростанні показників міцності.

Дослідження напружено-деформованого стану несучої системи транспортного засобу з типоряду ECRV проводилося на режимі кручення з косо-діагональним вивішуванням мостів та під час вивантаження сміття та визначалися критичні зони несучої системи для режиму кручення при формуванні граничних умов навантажень за косо-діагонального вивішування його мостів з застосуванням імітації поведінки матеріалу при досягненні межі текучості.

Даний метод використано при виконанні дослідно-конструкторських робіт по створенню вантажного автомобіля з електроприводом ERCV27

Заступник головного конструктора



А.В. Волошанський

Начальник відділу сертифікації і випробувань



Д.В. Тітаренко

Затверджую
 Директор «Банке Електромотів ЮЕЙ»
 Яцюшка Тарас Романович

«28» червня 2019 р.



АКТ

впровадження методики оцінки міцності несучих систем спецтехніки у практику дослідно-конструкторських робіт компанії BANKE

На кафедрі «Автомобілебудування» НУ «Львівська політехніка» Горобаєм О.З. та Зіньком Р.В. розроблено методику оцінки міцності несучих систем спецтехніки. В її основі є метод скінченних елементів з використанням графів структур рівневих зв'язків, який дозволяє в умовах моделювання різноманітних режимів експлуатації об'єкта досліджень дати попередню оцінку рівноміцності його несівної просторової рами.

З метою підвищення показників масово-механічної ефективності при зменшенні спорядженої маси комунальної спецтехніки з електричним приводом дана методика успішно застосована на етапі оптимізації міцнісних характеристик її шасі при досягненні відповідності європейським нормам безпеки E/ECE/TRANS/505/Rev.2/Add.99/ Rev.2 R 100 «Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів стосовно особливих вимог до електричного приводу».

Дослідження напружено-деформованого стану несучої системи комунальної техніки з компактором типоряду ECRV проводилося як на режимі кручення з косо-діагональним вивішуванням мостів так і під час вивантаження сміття. Вже на етапі проектування та розробки відповідної конструкторської документації у морфологічному просторі формування шасі визначено можливі критичні зони несучої системи для режиму кручення при формуванні граничних умов навантажень з застосуванням імітації поведінки матеріалу при досягненні матеріалом межі текучості.

На даному етапі експериментальний зразок успішно проходить сертифікаційні випробування.

Яцюшка Т.Р.



ТОВАРИСТВО З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ
«Виробничо комерційна фірма Дрогобицький завод автомобільних кранів»

ДАК

№ 30/01-18 вч. зв. ст. 2018 року

№ _____ від _____



Заліско І. І.

АКТ

про впровадження науково-прикладних результатів
докторської дисертаційної роботи
Зінька Романа Володимирович
“МЕТОДОЛОГІЯ СИНТЕЗУ ТА ДИНАМІКА СПЕЦІАЛЬНИХ ТА
ТЕХНОЛОГІЧНИХ КОЛІСНИХ МАШИН”

у вигляді методики оцінювання міцності несучих систем транспортних засобів,
створеної на основі наукових досліджень кафедри «Автомобілебудування»
Національного університету «Львівська політехніка»

Комісія у складі:

Голови комісії – директора ТзОВ «ВКФ ДЗАК» Заліско Ігора Ігоровича;

Членів комісії – головного інженера ТзОВ «ВКФ ДЗАК»

Якиміва Михайла Васильовича;

заступника директора ТзОВ «ВКФ ДЗАК»

Невмержицького Анатолія Васильовича,

підтверджує впровадження науково-прикладних результатів за тематикою докторської дисертаційної роботи Зінька Р. В. і констатує наступне:

- даний акт підтверджує використання методики оцінювання міцності несучих систем транспортних засобів, розробленої колективом авторів кафедри «Автомобілебудування» Національного університету «Львівська політехніка» під

ТзОВ «ВКФ ДЗАК» 82100, Львівська обл., м. Дрогобич, вул. Гайдамацька, 22
тел. +380973788544
+380977026515
e-mail: dak@dak.com.ua
e-mail: n1958av@gmail.com

ООО «ПКФ ДЗАК»

82100, Львовская обл., г. Дрогобыч, ул. Гайдамацкая, 22
тел. +380973788544
+380977026515
e-mail: dak@dak.com.ua
e-mail: n1958av@gmail.com

WWW.DAK.COM.UA

“ЗАТВЕРДЖУЮ” 1

Директор ТДВ «Стрий Авто»

Карплюк Ю.Я.



АКТ

про впровадження результатів докторської дисертаційної роботи

Зінька Романа Володимирович

**“НАУКОВІ ОСНОВИ ФОРМУВАННЯ ШАСІ СПЕЦІАЛЬНИХ АВТОМОБІЛІВ І
ТЕХНОЛОГІЧНИХ КОЛІСНИХ ТА ГУСЕНИЧНИХ МАШИН”**

у вигляді виконання комплексу науково-дослідних робіт зі створення
експериментального зразка тяго-зчіпного пристрою легковантажних причепів

Комісія у складі:

Голови комісії – директора ТДВ «Стрий Авто»-

Карплюка Юрія Ярославович;

Членів комісії –

технічного директора ТДВ «Стрий Авто»- Шведа Петра Ярославовича
заступника директора з виробництва ТДВ «Стрий Авто»-

Ботвіна Романа Олександровича

підтверджує впровадження науково-прикладних результатів за тематикою
докторської дисертаційної роботи Зінька Р. В. і констатує наступне:

— згідно технічного завдання, виданого доценту кафедри
Автомобілебудування НУ “Львівська політехніка” Зінькові Р.В., необхідно було
створити експериментальний зразок тяго-зчіпного пристрою легковантажного
причепа для автомобілів малої вантажотонажності;

— згідно виконаної доцентом Зіньком Р.В. технічної документації було

2
виготовлено зразок тяго-зчіпного пристрою з наступними експлуатаційними параметрами: діаметр зчіпної кулі рівний 50 мм ГОСТ 28248-89, висота розташування центру зчіпної кулі навантаженого автомобіля над рівнем ґрунту (дороги) знаходиться в межах 350...420 мм, гранично допустиме навантаження на кулю тяго-зчіпного пристрою складає 75 кг. Пневмобалон тяго-зчіпного пристрою діаметром 150 мм, висотою 86 мм і навантаженням до 1 кН. Робочий тиск в ньому – до 0,15 МПа;

— випробування проводились згідно нормативних документів: Правил ЕЕК ООН № 55 «Однотипні приписи, що стосуються офіційного затвердження механічних зчіпних пристроїв рухомих транспортних засобів» (Regulation № 55 «Uniform provisions concerning the approval of mechanical coupling components of combinations of vehicles»), РД 37.001.005-86В «Методы испытаний и оценки устойчивости управления автотранспортными средствами» і ОСТ 37.001.471-88 «Управляемость и устойчивость автотранспортных средств. Методы испытаний», ДСТУ 3850-99 «Засоби транспортні дорожні причепа та напівпричепа спеціалізовані».

— на основі проведених випробовувань експериментального зразка тяго-зчіпного пристрою легковантажного причепа для автомобілів малої вантажотонажності було встановлено, що закид кутової швидкості автомобіля і причепа над встановленим значенням знаходиться в межах 20%, час 90-% реакції автомобіля і причепа не перевищує 1,5 с, що відповідає вимогам нормативних документів.

— порівняно із аналогічними тяго-зчіпними пристроями, розроблений тяго-зчіпний пристрій дозволяє зменшити галопування причепа, підвищує стійкість руху автопоїза при гальмуванні, дозволяє автоматизувати керування причепом під час руху.

За результатами проведених експериментальних досліджень комісія дійшла до висновку, що:

1. Експериментальний зразок тяго-зчіпного пристрою легковантажного причепа для автомобілів малої вантажотонажності відповідає вимогам нормативних документів: Правил ЕЕК ООН № 55 «Однотипні приписи, що стосуються офіційного затвердження механічних зчіпних пристроїв рухомих транспортних засобів» (Regulation № 55 «Uniform provisions concerning the approval of mechanical coupling components of combinations of vehicles»), РД 37.001.005-86В «Методы испытаний и оценки устойчивости управления автотранспортными средствами» і ОСТ 37.001.471-88 «Управляемость и устойчивость автотранспортных средств. Методы испытаний».

2. Тяго-зчіпний пристрій можна використовувати при виготовленні легковантажних причепів для автомобілів малої вантажотонажності.

Голова комісії:

директор ТДВ «Стрий Авто»



Карплюк Ю.Я.

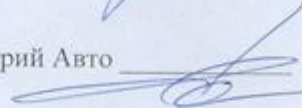
Члени комісії:

технічний директор ТДВ «Стрий Авто»-



Швед П.Я.

заст.директора з виробництва ТДВ «Стрий Авто»



Ботвин Р.О.

“ЗАТВЕРДЖУЮ”

1

Директор ТДВ «Стрий Авто»

Карплюк Ю.Я.



АКТ

про впровадження результатів докторської дисертаційної роботи
Зінька Романа Володимирович
“НАУКОВІ ОСНОВИ ФОРМУВАННЯ ШАСІ СПЕЦІАЛЬНИХ АВТОМОБІЛІВ І
ТЕХНОЛОГІЧНИХ КОЛІСНИХ ТА ГУСЕНИЧНИХ МАШИН”
у вигляді методики оцінювання міцності несучих систем автомобілів, створеної на
основі наукових досліджень кафедри «Автомобілебудування»
Національного університету «Львівська політехніка»

Комісія у складі:

Голови комісії – директора ТДВ «Стрий Авто»- Карплюка Юрія Ярославович;
Членів комісії –
технічного директора ТДВ «Стрий Авто» - Шведа Петра Ярославовича
заступника директора з виробництва ТДВ «Стрий Авто» -
Ботвина Романа Олександровича

склала цей акт про те, що дослідження, проведені у докторській дисертаційній
роботі Зінька Р. В. є узагальненим результатом теоретичних та прикладних
розробок і констатує наступне:

- методика, розроблена колективом авторів кафедри
«Автомобілебудування» Національного університету «Львівська політехніка» під
керівництвом к.т.н. Зінька Р.В. для оцінювання міцності рам автомобілів на
відповідність вимогам Зведеної резолюції про конструкції транспортних засобів
ECE/TRANS/WP.29/78/Rev.3, ГОСТ 31846-2012 «Специальный подвижной состав.
Требования к прочности несущих конструкций и динамическим качествам»,

2
ДСТУ 3850-99 «Засоби транспортні дорожні причепа та напівпричепа спеціалізовані», *використана* для оцінки міцності несучої рами автобуса А-102 «Карпати».

- розроблена методика *дозволяє* визначити напружено-деформований стан несучої системи автобуса А-102 «Карпати», дати кількісну і якісну оцінку її конструкції, здійснити її оптимізацію. Методика використовує просторове моделювання в середовищі SolidWorks з використанням методу скінченних елементів.

За результатами проведених натурних досліджень комісія дійшла до висновку, що:

- на стадії проектування *створено* несучу раму автобуса А-102 «Карпати» мінімальної маси завдяки використанню розробленого алгоритма пошуку оптимальних параметрів для рам автомобілів;

- з метою ілюстрації основних положень методики, її *застосовано* до несучої рами А-102 «Карпати», що дозволило сформувавши рекомендації по покращенню конструкції.

- запропонований варіант несучої рами автобуса А-102 «Карпати» *задовольняє умови* жорсткості, міцності і дозволив зменшити масу рами на 16% в порівнянні з прототипом.

Голова комісії:

директор заводу «Стрий Авто»



Карплюк Ю.Я.

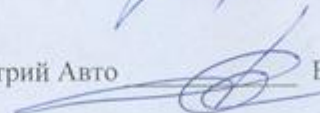
Члени комісії:

технічний директор ТДВ «Стрий Авто»



Швед П.Я.

заст.директора з виробництва ТДВ «Стрий Авто»



Ботвин Р.О.



ЗАТВЕРДЖУЮ”
 Директор з наукової роботи
 Національного університету
 "Львівська політехніка"

д.т.н., доц. Демидов І.В.
 2021 р.

АКТ

про використання результатів дисертації

“НАУКОВІ ОСНОВИ ФОРМУВАННЯ ШАСІ СПЕЦІАЛЬНИХ АВТОМОБІЛІВ ТА ТЕХНОЛОГІЧНИХ КОЛІСНИХ І ГУСЕНИЧНИХ МАШИН”

доцента кафедри автомобілебудування Зінька Романа Володимировича, представленої на здобуття наукового ступеня доктора при виконанні науково-дослідних робіт Національного університету “Львівська політехніка”.

Ми, що нижче підписалися, начальник НДЧ к.т.н. Небесний Р.В. та члени комісії: завідувач відділу науково-організаційного супроводу наукових досліджень к.т.н. Лазько Г.В., завідувач планово-фінансового відділу Чулой Т.М. цим актом підтверджуємо, що результати дисертаційної роботи Зінька Романа Володимировича використано під час виконання науково-дослідної роботи кафедри автомобілебудування Національного університету «Львівська політехніка»: “Дослідження та вдосконалення шасі спеціальних автомобілів і технологічних машин” (№ державної реєстрації 0119U101869).

Зінько Роман Володимирович запропонував прогнозувати ефективні схем шасі спеціальних автомобілів та технологічних колісних і гусеничних машин (САТКГМ) з технологічним обладнанням при проектуванні, застосовуючи морфологічне середовище аналізу і синтезу САТКГМ, що дозволяє проектувати їх конструкції до відповідних вимог.

Запропонував вибирати структури САТКГМ за заданим пріоритетним критерієм методом почленної диз’юнкції на стадії синтезу сімейства максимально уніфікованих шасі машин, що дозволяє при проектуванні враховувати широкий набір властивостей САТКГМ.

Розробив засади формування колісних схем та масо-габаритних характеристик сімейств 2-, 3-, та 4-вісних спеціальних шасі для будівельної, комунальної та інших сфер використання з урахуванням тріади взаємовпливів: технологічних процесів, умов експлуатації, де буде використовуватися автомобіль, а також нормативної бази, що дозволяє проектувати оптимальні САТКГМ для відповідних умов експлуатації.

Використав графі конструктивних схем машин і структури зв’язків узагальнених координат для виявлення подібності між класами різнорідних машин і, відповідно, використання звичного математичного опису таких за допомогою рівняння Лагранжа II-го роду структурно на рівні зв’язків узагальнених координат, що дозволило зменшити кількість і уніфікувати математичні моделі роботи САТКГМ.

Запропонував застосовувати принципи проектування САТКГМ на основі секційності та модульності з урахуванням технологічних процесів, в яких задіяні САТКГМ, і умов їх експлуатації, що дозволяє компонувати САТКГМ залежно від енергомосткості технологічного процесу, в якому задіяні САТКГМ, і умов експлуатації.

Також результати дисертаційної роботи використовуються в навчальному процесі при викладанні розділів курсу лекцій, їх практичних та лабораторних робіт: спеціалізовані автотранспортні засоби, конструювання і розрахунок автомобілів, прикладна теорія автомобіля, випробування автотранспортних засобів.

На основі досліджень, викладених в дисертаційній роботі, були опубліковані **монографії**:
 Зінько Р.В. Морфологічне середовище для дослідження технічних систем: монографія / Р.В.Зінько. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2014. – 386 с.: рис., табл. - Бібліогр.: с. 367-379. - 300 екз.

ISBN 978-617-607-638-4

Вікович І. А. Зниження динамічних навантажень у вантажних колісних машинах із пружно-демпфувальним зчленуванням: монографія / І. А. Вікович, Ю. М. Черевко, Р. В. Зінько. — Львів: Галицька Видавнича Спілка, 2018. — 166 с.

ISBN 978-617-7363-66-7

Зінько Р.В. Основи конструктивного синтезу та динаміка спеціальних автомобілів і технологічних машин: монографія / Р.В.Зінько, Л.В. Крайник, О.З. Горбай. – Львів: Вид-во Львівської політехніки, 2019. – 344 с.

ISBN 978-966-941-411-3

Вікович І.А. Теорія, адаптування та застосування пожежних автомобілів для ліквідації надзвичайних ситуацій: Монографія / І.А Вікович, М.З. Лаврівський, Р.В. Зінько– Львів: Растр-7, 2020. – 242 с.

ISBN 978-617-7864-77-5

Навчальні посібники:

Зінько Р.В., Черевко Ю.М., Черевко М.І., Лозовий І.С. Методологія експериментальних досліджень роботи механічних систем: навчальний посібник. - Львів: АСВ, 2009. -161 с.

Зінько Р.В., Бучківський Б.Р., Зіркевич. В.М., Андрієнко А.М. Автомобільні двигуни: навчальний посібник. - Львів: АСВ, 2011. –189 с.

Бойко О.Д., Зінько Р.В., Лозовий І.С. Дослідження експлуатаційних характеристик колісного рушія: лабораторний практикум.– Львів: АСВ, 2011. –80 с.

Зінько Р.В., Лозовий І.С., Скварок Ю.Ю. Ремонт автомобіля: навчальний посібник. – Дрогобич: Редакційно-видавничий відділ Дрогобицького державного педагогічного університету імені Івана Франка, 2012. – 272 с.

Начальник НДЧ
к.т.н.



Р.В. Небесний

Члени комісії:
Зав. відділу НОСНД,
к.т.н.



Г.В. Лазько

Заст. начальника ПФВ



Т.М. Чулой

Зав. кафедри автомобілебудування
д.т.н., професор



О.З. Горбай

ДОДАТОК П

Публікації здобувача за темою дисертації, відомості про апробацію дисертаційних досліджень

Публікації здобувача за темою дисертації, відомості про апробацію дисертаційних досліджень

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Черевко Ю.М., Зінько Р.В., Вікович І.А. Методика чисельного моделювання функціонування транспортних машин з накопичувально пружньо-демпфуючими елементами. *Автошляховик України*. 2007. №3. С. 22-23.

2. Зінько Р.В., Маковейчук О.М., Круць Т.І. Дослідження роботи зчпного пристрою дволанкового автопотяга при русі по поверхні складного профілю. *Науковий вісник: Збірник науково-технічних праць*. 2007. Вип. 17.8. С. 96-102.

3. Лозовий І.С., Зінько Р.В. Результати досліджень вібронавантаженості спеціальних транспортувальних засобів. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2008. Вип. 18.9. С. 121-125.

4. Черевко Ю.М., Королевич Л.М., Зінько Р.В. Експериментальне дослідження характеристик автомобіля з пружно-демпфуючою системою. *Вісник Донецької академії автомобільного транспорту*. 2008. №4. С. 56-64.

5. Черевко Ю.М., Зінько Р.В., Лозовий І.С. Використання графів структури зв'язків для аналізу механічних систем з пружно зчленованими елементами. *Автошляховик України*. 2009. №4. С. 12-15.

6. Лаврівський М.З., Зінько Р.В., Лозовий І.С. Формування спеціалізованого контейнера для пожежного автомобіля модульної компоновки. *Науковий вісник: Цивільний захист та пожежна безпека*. 2009. № 2. С. 141-147.

7. Зінько Р.В. Розробка методів побудови замкненого комплексу енергоощадливих машин для сільського господарства. *Вісник Львівського національного аграрного університету. (агроінженерні дослідження)*. 2009. №13. С. 376-379.

8. Бойко О.Д., Зінько Р.В., Лозовий І.С. Методика експериментального

дослідження автомобіля з спеціальними шинами. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2010. Вип.20.1. С. 107-112.

9. Бойко О.Д., Зінько Р.В., Лозовий І.С. Математична модель руху колісного транспортного засобу з багатосекційними камерами шин. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2010. Вип. 20.5. С. 311-316.

10. Кузьо І.В., Зінько Р.В., Лозовий І.С. Застосування графів при дослідженні функціонування транспортних засобів з пружно зчленованими елементами. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2010. Вип. 20.12. С. 111-116.

11. Зінько Р.В., Лозовий І.С. Моделювання роботи трансмісії гусеничної машини. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2010. Вип. 20.13. С. 302-307.

12. Кузьо І.В., Зінько Р.В. Методи створення комплексу енергоощадливих машин. *Український міжвідомчий науково-технічний збірник «Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні»*. 2010. №44. С. 86-90.

13. Кузьо І.В., Житенко О.В., Зінько Р.В., Лозовий І.С. Математична модель динаміки руху шарнірно зчленованого дволанкового автовоза. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2011. Вип. 21.3. С. 333-340.

14. Зінько Р.В. Методика використання графів при дослідженні роботи машини з гусеничним рушієм. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2011. Вип.21.13. С. 117-122.

15. Зінько Р.В., Сулоєва Є.В. Мобільні роботи в системі пожежної охорони. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2011. Вип. 21.17. С. 132-138.

16. Зінько Р.В., Сулоєва Є.В. Економічна ефективність пожежної охорони при використанні мобільних роботів. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2011. Вип. 22.10. С. 320-329.

17. Кузьо І.В., Житенко О.В., Зінько Р.В. Дослідження динаміки руху дволанкового автовоза. *Вісник Національного університету «Львівська політехніка» Серія: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів*. 2011, № 701. С. 51-54.

18. Зінько Р.В. Формування множини критеріїв роботи машин. *Український*

міжвідомчий науково-технічний збірник «Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні». 2011. №45. С. 55-62.

19. Шаров Б.Г., Маковейчук О.М., Зінько Р.В. Мобільний охоронний робот із системою технічного зору. *Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів*. 2011. №19. С. 285-290.

20. Зінько Р.В. Використання графів при дослідженні роботи розчленованих транспортних засобів. *Наукові нотатки*. 2012. Вип. 37. С. 109-119.

21. Кузьо І.В., Зінько Р.В. Моделювання руху розчленованих транспортних засобів. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2012. №2. С. 42-49.

22. Кузьо І.В., Зінько Р.В. Аналіз напрямків дослідження зчепних пристроїв розчленованих транспортних засобів. *Вісник СевНТУ. Серія «Машиноприладобудування та транспорт»*. 2012. Вип. 134. С. 238-241.

23. Кузьо І.В., Зінько Р.В. Використання морфологічного середовища для синтезу конструкцій машин. *Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут»*. Серія: машинобудування. 2014. Вип. 72. С. 90-96.

24. Зінько Р.В. Моделювання функціонування дволанкового автопотяга в умовах сільського господарства. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2015. Вип. 25.4. С.151-157.

25. Зінько Р.В., Ванкевич П.І., Іваник Є.Г. Методологічні аспекти побудови моделей роботи різнотипної військової техніки на основі подібності графів їх конструкцій. *Озброєння та військова техніка*. 2017. № 1. С. 82-89.

26. Горбай О.З., Зінько Р.В., Керницький І.С. Просторові секційні модулі колісних транспортних засобів. *Вісник Національного університету «Львівська політехніка» Серія: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів*. 2017. № 866. С. 18-25.

27. Зінько Р.В. Моделювання роботи різнорідних машин на основі подібності графів їх конструкцій. *Вісник Полтавської державної аграрної академії*. 2017. С. 242-245.

28. Крайник Ю.Л., Зінько Р.В., Глобчак М.В., Скварок Ю.Ю. Методичні

основи оптимізації розміщення колісного візка цистерни-напівпричепа. *Наукові нотатки*. 2018. Вип. 62. С. 144-147.

29. Зінько Р.В., Крайник Л.В., Горбай О.З., Поляков А.П. Роботизовані мобільні платформи для вибухонебезпечних предметів. *Вісник машинобудування та транспорту*. 2018. №1. С. 52-62.

30. Зінько Р.В. Казан П.І., Черевко Ю.М., Білик О.С. Оцінка ефективності дій мобільних бойових роботів методами теорії масового обслуговування. *Військово-технічний збірник*. 2020. Вип. 22. С. 37-43 с.

31. Горбай О. З., Зінько Р. В., Крайник Л. В., Поляков А. П. Дослідження напружень в рамі сміттєвоза з заднім завантаженням компактора. *Вісник машинобудування та транспорту*. 2020. №1. С. 50-55.

32. Зінько Р.В. Морфологічне середовище для дослідження технічних систем: монографія. Львів: *Вид-во Львівської політехніки*, 2014. 386 с.

33. Вікович І. А., Черевко Ю.М., Зінько Р.В. Зниження динамічних навантажень у вантажних колісних машинах із пружно-демпфувальним зчленуванням: монографія. Львів: *Галицька Видавнича Спілка*, 2018. 166 с.

34. Зінько Р.В., Крайник Л.В., Горбай О.З. Основи конструктивного синтезу та динаміка спеціальних автомобілів і технологічних машин: монографія. Львів: *Вид-во Львівської політехніки*, 2019. 256 с.

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

35. Лозовий І.С., Зінько Р.В. Моделювання динаміки руху універсального гусеничного самохідного агрегату // 8-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: *Проблеми енергоощадності при проектуванні, виготовленні та експлуатації машинобудівних конструкцій*, 23-25 травня 2007 р. Львів: Кінпатрі, 2007. С. 26.

36. Черевко Ю.М., Черевко М.І., Зінько Р.В. Методика експериментального дослідження машин з накопичувально пружньо-демпфуючими елементами // І-а Всеукраїнська науково-практична конференція: *Перспективи розвитку озброєння і військової техніки в ЗС України*, 4-5 березня 2008. Львів: ЛІСВ. 2008. С. 99.

37. Черевко Ю.М., Зінько Р.В., Лозовий І.С. Використання графів для побудови математичної моделі систем з пружно зчленованими елементами // 9-й Міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові: *Проблеми енергоощадності при проектуванні, виготовленні та експлуатації машинобудівних конструкцій*, 20-22 травня 2009 р. Львів: Кінпатрі, 2009. С. 65-66.

38. Зінько Р. В. Застосування графів при моделюванні робочих процесів транспортних засобів // *67 Науково-практична конференція науково-педагогічних працівників, аспірантів, студентів та структурних підрозділів університету*. Київ: НТУ, 2011. С. 433.

39. Зінько Р. В. Морфологічне середовище для моделювання технічних систем // 10-й Міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові: *Проблеми енергоощадності при проектуванні, виготовленні та експлуатації машинобудівних конструкцій*, 25-27 травня 2011р. 2011.С.193-194.

40. Зінько Р.В. Використання методу почленної диз'юнкції для синтезу машин // XIV Міжнародна науково-технічна конференція: *Вібрації в техніці та технологіях*, 21-25 вересня 2015 р. Дніпропетровськ: ДВНЗ «НГУ». 2015. С. 44.

41. Зінько Р.В. Моделювання роботи різнорідних машин на основі подібності графів їх конструкцій // XV Міжнародна науково-технічна конференція: *Вібрації в техніці та технологіях*, 20-21 жовтня 2016 р. Полтава: ПДАА, 2016. С. 156-159.

42. Зінько Р.В., Крайник Л.В., Горбай О.З. Динаміка роботи підйомно-транспортних машин з сипучими ґрунтами // III-я всеукраїнська науково-практична конференція: *Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні*, 22-23 лютого 2018 р. Львів: НУ «ЛП», 2017. С. 34-36.

43. Крайник Ю.Л. Зінько Р.В., Глобчак М.В., Скварок Ю.Ю. Методичні основи оптимізації розміщення колісного візка цистерни-напівпричепа // V Міжнародна науково-технічна конференція: *Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей*, 29 квітня-01 травня 2018 р. Луцьк: ЛНТУ. С. 12.

44. Черевко Ю.М., Зінько Р.В. Моделювання функціонування маніпулятора

ремонтно-евакуаційної машини // XIX міжнародна науково-технічна конференція: *Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта*, 19-22 червня 2018 р. Київ: КПІ, 2018. С. 13-16.

45. Зінько Р.В., Горбай О.З., Крайник Ю.Л. Дослідження опорно-зчіпного пристрою цистерни-напівпричепа згідно Правил 13 ЕЭК ООН // Міжнародна науково-практична конференція: *Новітні технології розвитку автомобільного транспорту*, 16-19 жовтня. Харків: ХНАДУ, 2018. С. 272-273.

46. Горбай О.З., Зінько Р.В., Шевців М.Б. Дослідження зусиль на кріпильні елементи автоцистерни при різних режимах руху автопоїзда // Міжнародна науково-практична конференція: *Новітні технології розвитку автомобільного транспорту*, 16-19 жовтня. Харків: ХНАДУ, 2018. С. 266-267.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

47. Библюк Н.І., Зінько Р.В., Дадак Р.М., Маковейчук О.М. Залежність динамічних властивостей дволанкового автопотяга від пружної характеристики зчіпного пристрою. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2005, Вип.15.4. С. 90-95.

48. Библюк Н.І., Зінько Р.В., Дадак Р.М., Маковейчук О.М. Дослідження динамічних властивостей дволанкового автопотяга при подоланні одиначної перешкоди типу “сходінка”. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2006, Вип.16.1. С. 113-119.

49. Зінько Р.В., Лозовий І.С., Дзелендзяк О.Б., Бурніцький С.Р. Дослідження динаміки руху автобетонозмішувача з врахуванням характеристик двигуна. *Вісник Тернопільського державного технічного університету*. 2010, №2. С. 159-163.

50. Зінько Р.В. Напрями підвищення ефективності роботи гусеничного рушія. *Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету*. 2012, №2. С. 99-104.

51. Зінько Р.В., Білик О.С., Ханас У.Я. Класифікація методів навчання з використанням механізму почленної диз'юнкції. *Педагогічний дискурс*. 2014. Вип. 17. С. 75-82.

52. Lejda Kazimierz, Roman Zinko. Economic appraisal of effectiveness of work of dismembered road trains. *Systemy i srodki transportu samochodowego. Seria: Transport*. 2011, Nr 2. P. 297-302.

53. Lejda Kazimierz, Zinko Roman, Lozovyj Igor, Jaworski Artur. The research of functioning of dismembered transport vehicles. *Systemy i srodki transportu samochodowego. Seria: Transport*. 2013, Nr 4. P. 105-116.

54. Cherevko Yuriy, Zinko Roman. Software for research of manipulator of repair-evacuation machine. *Systemy i srodki transportu samochodowego. Seria: Transport*. 2018, Nr 12. P. 7-14.

55. Krainyk Taras, Gorbaj Orest, Zinko Roman, Shchokin Myhajlo. Concept and construction of special wheeled chassis. *Systemy i srodki transportu samochodowego. Seria: Transport*. 2019, Nr 13. P. 9-15.

56. Burian Mykhailo, Horbay Orest, Zinko Roman, Bodnar Mykola. Composition of the model of vibration "passenger-bus" system with multichannel inputs from road unevennesses. *Systemy i srodki transportu samochodowego. Seria: Transport*. 2019, Nr 13. P. 16-27.

57. Пристрій для кріплення кузова транспортного засобу: патент на корисну модель України № 472747. Вікович І.А., Черевко Ю.М., Черевко М.І., Зінько Р.В., Лозовий І.С. Заявл. 11.08.2008. – 3с.

58. Камера для автомобільної шини: патент на корисну модель України № 41910. Бойко О.Д., Зінько Р.В., Лозовий І.С. Заявл. 10.06.2009. – 2с.

Відомості про апробацію дисертаційних досліджень

Основні результати роботи доповідалися та одержали позитивну оцінку на наступних конференціях: 8-му, 9-му та 10-му Міжнародних симпозіумах українських інженерів – механіків у Львові, (Львів, НУ «Львівська політехніка», 23-25 травня 2007 р., 20-22 травня 2009 р., 25-27 травня 2011 р., очна форма участі); Першій Всеукраїнській науково-практичній конференції (Львів, ЛІСВ, 4-5 березня 2008 р., очна форма участі); 1-й Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», (Житомир, ЖДТУ, 22-24 жовтня 2018 р., очна форма участі); І-шій

Міжнародній науково-практичній конференції «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій», (Львів, НУ «ЛП», 21-23 жовтня 2010, очна форма участі); X, XI і XIII Міжнародних науково-технічних конференціях «Вібрації в техніці і технологіях», (Полтава, Полтавський НТУ ім. Ю.Кондратюка, 23-25 квітня 2012 р., Дніпропетровськ, ДВНЗ «НГУ», 21-25 вересня 2015 р., Полтава, ПДАА, 20-21 жовтня 2016 р., очна форма участі); 53rd 54th і 55th International Scientific Conferences, (Latvia, Riga Technical University, October 14 2012, Latvia, Riga Technical University, October 11 2013, Latvia, Riga Technical University, September 7 2014, заочна форма участі); XV-й міжнародной научно-технической конференции "Автомобильный транспорт: проблемы и перспективы", (Севастополь: СНТУ, 10-17 вересня 2012 р., заочна форма участі); XIII Міжнародній НК «Сучасні проблеми землеробської механіки», (Вінниця, ВНАУ, 17-19 жовтня 2012 р., очна форма участі); Міжнародних НТК «Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей», (Луцьк, ЛНТУ, 30 травня-3 червня 2012 р., 29 травня-1 червня 2014 р., 25-29 травня 2016 р., 29 квітня-01 травня 2018 р., очна форма участі, 26-29 травня 2020, заочна форма участі); III-ій Всеукраїнській науково-практичній конференції «Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні», (Львів, НУ «ЛП», 22-23 лютого 2018 р., очна форма участі); International scientific and technical conferens «Systems and means of motor transport», (Rzeszow: Politechnika Rzeszowska. 18-21 wrzesnia 2019, очна форма участі), VI-ій Міжнародній науково – практичній конференції "Сучасні технології промислового комплексу-2020", (Херсон: ХНТУ 8-12 вересня 2020 р., заочна форма участі).