

НАУКОВА РОБОТА

на тему

"ВИМУШЕНІ КОЛИВАННЯ, ЩО СПРИЧИНЯЮТЬСЯ ПРИ РУСІ БОЙОВОЇ
КОЛІСНОЇ МАШИНИ ТА СПОСОБИ БОРОТЬБИ ІЗ ШКІДЛИВИМИ
ЯВИЩАМИ, ЯКІ ПРИ ЦЬОМУ ВИНИКАЮТЬ"

(назва теми)

за шифром " АМПЛІТУДА "
(назва шифру)

ЗМІСТ

ВСТУП	3
РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ ЩОДО ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ СУЧАСНИХ БОЙОВИХ КОЛІСНИХ МАШИН	8
1.1. Загальна будова бойової колісної машини	8
1.2. Підвіска автомобіля (бойової колісної машини)	10
РОЗДІЛ 2. ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ ПІДКРІПЛЕНЬ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДВІСКИ НА ЧАСТОТНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ	14
2.1. Динамічні навантаження при в'язкому демпфуванні	14
2.2. Способи уникнення резонансу при русі по хвилястій поверхні	19
ВИСНОВКИ	22
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	23

ВСТУП

Одним з пріоритетів на етапі реформування і розвитку Збройних Сил України є вдосконалення військової техніки, за рахунок нових розробок і технологій. А саме, розробка і виробництво нових зразків бойових машин і обладнання дозволяє поліпшити умови праці і підвищує продуктивність їхнього використання. Аналізуючи застосування військової техніки на колісній базі в антитерористичних операціях і миротворчих операціях, можна зробити висновок що вдосконалення системи підресорювання колісної техніки, підвищення стійкості її руху і зниження впливу вібрацій на підвіску машини, яка, в основному експлуатуються на високих швидкостях і в складних умовах-при русі по пересіченій місцевості, бездоріжжю та ін., залишається важливим завданням як для вчених, так і для конструкторів. Тому ставляться набагато більш жорсткі вимоги до експлуатаційних характеристик, що стосуються не лише двигуна, трансмісії та інших вузлів або систем, але перш за все ресорної системи (підвіски). Підвіска повинна забезпечувати належну плавність руху і захищати екіпаж, вантаж і обладнання від перевантажень і надмірних вібрацій. Для транспортних засобів підвіска з лінійним або аналогічним близьким до нього законом зміни відновної сили не забезпечує адекватного захисту від значних перевантажень (зокрема миттєвих) екіпажу, але і призводить до значної втоми при тривалому перевезенні в умовах пересіченої місцевості. Як показали експериментальні та окремі теоретичні дослідження характеристик підпружиненої системи, пружна сила, що діє на підпружинену масу, повинна бути малою при незначних деформаціях амортизаторів і швидко зростати при значних. Такий підхід, на наш погляд, є найбільш обґрунтованим, оскільки вибір характеристик підвіски на основі аналізу навіть досконалих експериментальних досліджень з подальшою їх математичною обробкою не призводить до бажаного результату. Це пов'язано з тим, що:

- реакція нелінійної системи на той чи інший вид збурення залежить від

набагато більш широкого спектру факторів, ніж лінійні, і їх занадто складно врахувати за допомогою експериментів ;

- знаючи реакцію нелінійної системи на певні типи збурень, неможливо судити про їх одночасну дію ;

- сам процес проведення та обробки експериментальних досліджень є тривалим і потребує значних матеріальних ресурсів.

Коливання автомобіля при русі по дорогах з нерівним покриттям негативно позначаються на його експлуатаційних і технічних якостях, а саме: середня швидкість знижується на 40-50 %, міжремонтний пробіг зменшується на 35-40 %, витрата палива збільшується на 50-70 %. Резонансні явища, що виникають в ходовій частині автомобілів при вібраціях, викликають збільшення навантаження на вали, шестерні, деталі кузова, підшипники, а також викликають додаткові вібрації і підвищують рівень шуму в кузові. Необхідно також відзначити той факт, що при виникненні вібрацій в конструкції машин виникають змінні напруження, які в разі інтенсивних вібрацій можуть перевищувати допустимі. Для зменшення вібрацій необхідно підбирати динамічні характеристики машин, в першу чергу пружинної системи, з метою зменшення амплітуд коливань при резонансних явищах.

Успішна експлуатація бойових машин в умовах поганої прохідності можлива тільки при наявності якісної ресорної системи. Її параметри підбираються виходячи з допустимої інтенсивності і характеру коливань кузова і коліс автомобіля, що виникають при його русі. У загальному випадку підвіска складається з трьох елементів: пружини, гасильного і направляючого пристрою. Наявність пружинного пристрою викликає коливання кузова і коліс автомобіля. Вібрації повинні гаситися за рахунок тертя в пружинах і шарнірах або за рахунок дії спеціального пристрою (амортизатора). Направляючий пристрій підвіски забезпечує передачу поздовжніх і поперечних сил і їх моментів, а також визначає характер руху (кінематику) коліс щодо рами автомобіля. На сучасних зразках колісних транспортних засобів часто зустрічається залежна

підвіска.

Основна проблема при проектуванні ресорної системи полягає в тому, що вимоги до підвіски з боку стійкості, керованості і комфорту суперечливі. Так, з одного боку, підвіска повинна бути максимально м'якою, щоб запобігти з'їзду коліс з дорожнього полотна при ударі об нерівну поверхню, а також підвищити комфортність автомобіля для екіпажу і водія, забезпечити якість перевезених вантажів або обладнання. З іншого боку, вона повинна бути максимально жорсткою для підвищення стійкості і керованості колісного транспортного засобу, а саме, щоб не було небезпечних кренів на поворотах, не було різких коливань кузова при розгоні і гальмуванні, а також при швидкій їзді по пересіченій місцевості.

Однак очевидно, що підвіска, оптимізована для всього діапазону режимів роботи машини, не є оптимальною в кожній з конкретних ситуацій, що відрізняються від розрахункових середніх. Так, при русі колісних машин інженерного озброєння по відносно рівній дорозі оптимальна підвіска більш жорстка, при русі ж автомобіля по пересіченій місцевості хотілося б, щоб підвіска стала м'якшою. При русі по прямій ділянці дороги можна мати більш м'яку пружну систему, що підвищує плавність ходу, а при проходженні поворотів, при прискоренні і гальмуванні вона повинна стати більш жорсткою, щоб забезпечити стійкість автомобіля, уникнути великого крену, особливо перекидання. Існує безліч інших факторів, від яких залежать оптимальні характеристики підвіски в поточних умовах (прискорення автомобіля, радіус повороту та ін.).

Всі спроби спроектувати підвіски, які дозволили б управляти їх характеристиками вручну або автоматично, робилися давно. Наприклад, водієві надається можливість регулювати підвіску перед виконанням конкретної поїздки відповідно до її планованих властивостей з урахуванням рельєфу місцевості. Так, в деяких автомобілях спеціального призначення змінюють висоту дорожнього просвіту або жорсткість підвіски, вибираючи з двох-трьох

варіантів-спортивний (жорстка підвіска) або звичайний (м'яка підвіска). Існують також варіанти систем управління, що працюють на базі електронних схем або контролерів, що реалізують значення параметрів підвіски по деякому детермінованому закону. Такі системи вимагають, щоб підвіска була оснащена певними датчиками і виконавчими механізмами. Контролер встановлює фіксоване відображення показань датчиків у вигляді заздалегідь заданих команд на виконавчі механізми, що реалізують задані значення параметрів підвіски. Очевидно, що таким чином можна реалізувати набагато більш складні детерміновані закони управління, ніж при використанні механічних і гідравлічних пристроїв. Така система може керувати підвіскою швидше, ніж людина-водій, і може робити це більш точно.

Розробка систем управління характеристиками системи підвіски автомобілів і їх синтез дозволять отримати від автомобіля все можливе, незалежно від стану доріг або при їх відсутності, а також дозволять водієві і екіпажу більш комфортно пересуватися на колісному транспортному засобі спеціального призначення по пересіченій місцевості.

Збройні Сили України оснащені великою кількістю бойових колісних машин. Робочі частини цих машин піддаються значним навантаженням в процесі експлуатації, що призводить їх до передчасного зносу і, за певних умов, до руйнування. Вивчення динамічної поведінки пружних систем набуває все більшого значення у зв'язку зі зростаючими вимогами до надійності і довговічності механізмів. Збільшення швидкості і потужності призводить до скорочення часу експлуатації. Загальні закономірності розвитку теорії коливань і стійкості деформівних систем вимагають розширення області теоретичних досліджень, побудови нових і вдосконалення відомих моделей. Зокрема, необхідний подальший розвиток методів дослідження неперервних і неперервно-дискретних механічних систем, ефективних способів знаходження їх частот і критичних навантажень в залежності від різних параметрів. Особливе значення має розробка аналітичних методів і отримання на їх основі

інженерних розрахункових формул для оцінки впливу різних факторів: геометричних, жорсткісних, масогабаритних характеристик, властивостей, сил, що діють на коливну систему, характеристик навколишнього середовища та ін. на малі коливання і стійкість деформівних систем. Елементи підвіски бойової машини розглядаються як пружні системи, тому перед дослідженням їх поведінки використовуються методи теорії коливань і стійкості [1]. Предметом даної роботи є вибір характеристик пружних елементів пружної системи на основі теоретичного аналізу найпростіших фізичних і відповідних їм математичних моделей коливань тіла.

Мета і задачі дослідження. Метою даної роботи є дослідження впливу пружно приєднаних елементів на частоти коливань та рекомендації щодо уникнення резонансу що може виникати при русі бойових колісних машин.

Основні задачі дослідження, що зумовлені метою роботи:

вибір в якості об'єктів дослідження моделей пружних елементів бойових колісних машин в припущеннях про їх ізотропність, що дає змогу розглядати задачі при динамічних збуреннях, як лінійні (геометрично і фізично);

вибір способу визначення динамічних характеристик, зокрема амплітуди коливань.

Предметом дослідження є малі коливання пружних систем, якими моделюються елементи конструкцій бойових колісних машин.

Методи дослідження – методи розв'язання диференціальних рівнянь, методи коливань пружних систем.

РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ ЩОДО ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ СУЧАСНИХ БОЙОВИХ КОЛІСНИХ МАШИН

1.1. Загальна будова бойової колісної машини

Машина, зокрема бойова колісна машина, [3] (рис.1.1) складається з наступних компонентів: рама - 6; силова установка - 1; трансмісія - 3; шасі - 4; рульове управління - 2; гальмівні системи - 5; електрообладнання; пневматичні системи; спеціальне обладнання; кабіна, платформа і оперення.

Рама транспортного засобу використовується для розміщення і фіксації компонентів транспортного засобу.

Каркас клепаний-зварений, поздовжньо-балковий тип. Поздовжні елементи з'єднані перфорованими поперечними елементами. Бампери монтуються спереду і ззаду рами. На задній поперечці встановлено двосторонній буксирний пристрій, а на передній - буксирна вилка з гумовими амортизаторами. На рамі виконані отвори, кронштейни та інші елементи для складання складальних одиниць транспортного засобу.

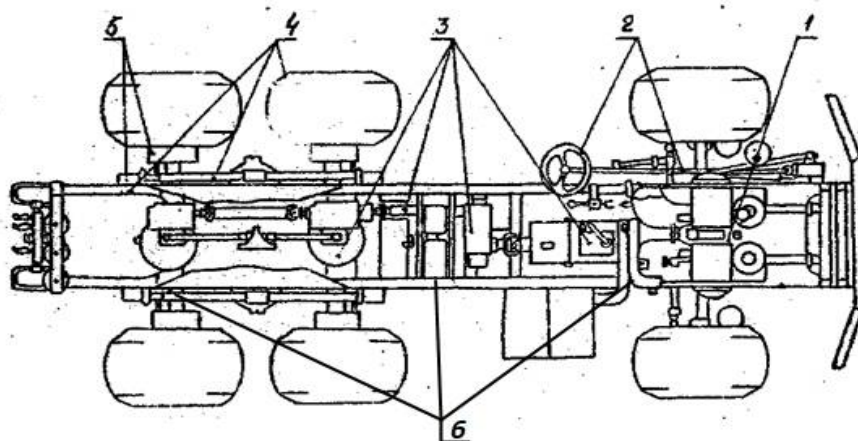


Рис. 1.1. Загальне компонування складових частин автомобіля КраЗ-260Г:

1 – силова установка; 2 – елементи рульового управління; 3 – елементи

трансмисії;

4 – шасі ; 5 – гальмівні системи; 6 – рама.

Трансмисія автомобіля механічна. Застосовується для передачі і зміни крутного моменту від двигуна до ведучих коліс, лебідці, а також інструментів (УСМ-2, ТММ-3М і ін.). Трансмисія (рис.1.2) включає муфту 2, коробку передач 3, передавальний пристрій 4, кардан і головні шестерні моста 5, 6, 7, 8.

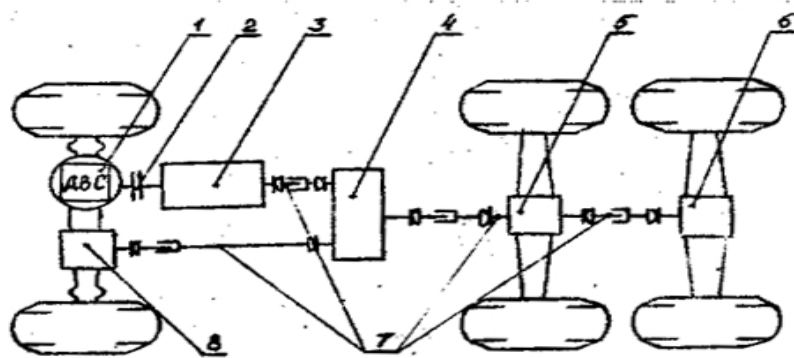


Рис. 1.2. Схема компоновання трансмісії:

1 - двигун; 2 - муфта; 3 - коробка передач; 4 – передавальний пристрій;

5 - головна передача проміжного моста; 6 - головна передача заднього моста; 7 - карданні передачі; 8 - головна передача переднього моста.

Пневматична система використовується для вироблення стисненого повітря і подачі його в гальмівні приводи, регулятори тиску в шинах, склоочисники. Найбільш важливими елементами є: подача стисненого повітря, пневматичний гальмівний привід, контроль тиску повітря в шинах.

Ходова частина служить для забезпечення руху автомобіля за рахунок крутного моменту двигуна і зчеплення коліс автомобіля з проїжджою частиною, для пом'якшення ударних навантажень, що виникають при його русі. Вона включає в себе підвіску і привід на колесах.

Рульове управління використовується для підтримки або зміни напрямку руху транспортного засобу. Вона включає в себе рульову колонку з валом і

колесом, рульовий пристрій з розподільником, гідропідсилювач керма і гусеничні тяги.

Гальмівні системи призначені для гальмування автомобіля під час руху і стоянки. До них відносяться робочі, стоянкові (змінні), допоміжні (рухові) гальмівні системи.

Електрообладнання призначене для запуску двигуна і управління його роботою, освітлення та електропостачання інших споживачів (вентилятор, звуковий сигнал, електричні вентилятори та ін.). У нього входять джерела і споживачі електричної енергії, розподільне і запобіжне обладнання, лічильники, електромережеве і допоміжне обладнання.

Спеціальне оснащення автомобіля представлено лебідкою, яка призначена для збільшення можливості безперервності руху автомобіля і витягування застряглих автомобілів.

Кабіна суцільнометалева, тримісна. Вона служить для розміщення водія (механіка-водія), органів управління, датчиків, обладнання для очищення і продувки вітрових стекол, опалення, вентиляції та ін.

Платформа використовується для розміщення і фіксації кузова або робочого обладнання. При монтажі на транспортному засобі робочого обладнання виробником проводиться його доопрацювання відповідно до вимог інженерних військ.

Оперення служить для запобігання попадання в деталі автомобіля води, бруду, пилу. Оперення складається з капотів, крил, кранців.

Кожен з цих компонентів містить елементи, що відчують значні динамічні навантаження в процесі експлуатації. Це відноситься, зокрема, до підвіски бойової колісної машини.

1.2. Підвіска автомобіля (бойової колісної машини)

Підвіска автомобіля, або система підресорювання – це ряд деталей, вузлів

і механізмів, що виконують роль сполучного елемента між кузовом і дорогою.

Ходова частина автомобіля постійно вдосконалюється. В останні десятиліття вона набула особливої досконалості. Однак немає жодного, навіть схематичного рішення, яке можна вважати беззастережно раціональним. Як і раніше велика увага приділяється питанням функціонування, конструкції підвіски транспортних засобів і вивченню коливань кузовів і елементів підвіски. Тому загальні принципи ідеальної підвіски обов'язково втілюються в певному конструктивному різноманітті. Схема ходової частини істотно залежить від: принципів компонування і параметрів маси автомобіля; плавності його руху; стійкості і керованості руху. Сучасні підвіски, крім тривіальних функцій, забезпечують достатню безпеку руху, ізоляцію кузова від вуличного шуму і жорсткого прокати радіальних шин, сприятливий розподіл навантаження на раму або корпус, здатність регулювати рівень положення кузова.

У сучасних підвісках кожний елемент часто виконує кілька функцій одночасно. Наприклад, листові ресори в класичній ресорній підвісці на задній осі сприймає як нормальну реакцію дороги (тобто пружний елемент), так і бічні і поздовжні сили (тобто і голосовий направляючий елемент), але також за рахунок міжлистового тертя діє як недосконалий гальмівний диск амортизатора. Але в підвісках сучасних транспортних засобів, як правило, кожна з цих функцій відповідає окремим компонентам, досить жорстким тілам, що переміщують колеса щодо несучої системи і дороги і забезпечує задану стійкість і керованість.

Сучасні вантажні підвіски стають складними конструкціями, поєднують в собі механічні, гідравлічні, пневматичні та електричні компоненти, часто мають електронне управління для оптимального поєднання високих параметрів комфорту, керованості та безпеки. Непідресорена маса складається з великого числа частин, вага яких переноситься безпосередньо на дорогу (контактну поверхню) в разі постійно навантаженого транспортного засобу. Інші частини і елементи конструкції, маса яких передається на поверхню дороги не

безпосередньо, а через підвіску, відносяться до підвішеним масам. Більш конкретні методи визначення необтяжених мас описують національні та міжнародні стандарти. Наприклад, згідно зі стандартами DIN, пружини, пружинні важелі, амортизатори і пружини відносяться до невідресорених мас, в той час як торсіонні хвилі вже відносяться до відресорених мас. Для стабілізатора поперечної стійкості половина маси приймається відресорена, а половина вільною. Це дозволяє точно визначити розміри невідресореної і відресореної мас або на спеціальному стенді, або можна точно зважити всі деталі ходової частини транспортного засобу і виконати досить складні розрахунки [4].

Чисельне значення невідресореної і відресореної мас необхідно для розрахунку властивостей коливань транспортного засобу і, відповідно, комфортності руху. І взагалі, чим більша невідресорена маса, тим гірша плавність ходу, і навпаки, чим вона менша, тим плавніше хід автомобіля. Точніше, все залежить від співвідношення завантажених і не завантажених мас. Відомо, що навантажений автомобіль (значно збільшується відпружинена маса при постійній відпружиненої масі) рухається набагато плавніше, ніж порожня. Крім того, величина невідресореної маси безпосередньо впливає на підвіску транспортного засобу. Якщо невідресорена маса дуже велика (скажімо, в разі залежної задньої підвіски привід задніх коліс виконаний у вигляді важкого жорсткого моста, на якому в масивному картері розташовані шестерні, осі, маточини коліс, гальма і самі колеса) – то дуже великий і момент інерції, одержуваний від деталей підвіски при русі від нерівностей. Це означає, що важка задня вісь просто не встигає приземлитися під впливом пружних елементів при русі по послідовних нерівностях ("хвилях") на великій швидкості, а її зчеплення значно падає, що створює можливість дуже небезпечного обриву задньої осі, особливо на покритті з низьким коефіцієнтом зчеплення (слизькому). Тому, з одного боку, підвіска повинна бути м'якою, щоб уникнути відриву коліс від дорожнього покриття в нерівностях, а також

підвищити комфортність автомобіля для пасажирів і водія, забезпечити якість перевезених вантажів. З іншого боку, підвіска повинна бути максимально жорсткою для того, щоб підвищити стійкість і керованість колісної машини, а саме – щоб уникнути небезпечних кренів на поворотах, не було сильних вібрацій кузова при розгоні і гальмуванні, при швидкій їзді по пересіченій місцевості.

РОЗДІЛ 2. ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ ПІДКРІПЛЕНЬ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДВІСКИ НА ЧАСТОТНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

2.1. Динамічні навантаження при в'язкому демпфуванні

Ряд конструкцій БКМ можна розглядати як пружні стержні, або балки [2,5]. Якщо таку конструкцію, як навантажену пружну систему, вивести яким-небудь способом із стану рівноваги, то внутрішні сили і згинні моменти в деформованому стані не будуть більше знаходитись в стані рівноваги із зовнішніми навантаженнями і виникнуть коливання. Пружна система в загальному випадку може здійснювати коливання за різними формами. Найпростішим випадком є такий коли конфігурацію системи можна задати однією координатою. Такі системи називають системами із одним ступенем вільності.

Нехай вантаж масою $\frac{W}{g}$ з'єднаний з опорою однією лінійно-пружною пружиною. Нехай n – число витків пружини; D – середній діаметр витка; d – діаметр дроту; G – модуль пружності на зсув матеріалу дроту. Вважатимемо, що вантаж може переміщатись лише вертикально, а маса пружини є малою у порівнянні із масою вантажу. Статичне переміщення вантажу обчислюється за формулою

$$\delta_{cm} = \frac{W}{K},$$

де K – сила, що викликає видовження пружини яке дорівнює одиниці. K називається жорсткістю пружини. Вона вимірюється в $\frac{H}{m}$, якщо вага вимірюється в ньютонах (Н), а видовження в метрах (м). Жорсткість пружини обчислюється за формулою

$$\kappa = \frac{Gd^4}{8nD^3}.$$

Вантаж виводиться із стану рівноваги і потім відпускається. В результаті цього виникають коливання, які підтримуються лише пружними силами пружини. Вони називаються вільними або власними коливаннями. За додатне переміщення x приймаємо переміщення направлене вниз (рис.2.1).

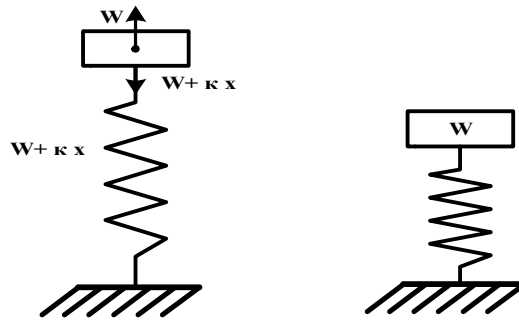


Рис. 2.1. Вантаж з'єднаний з опорою.

Сила, що виникає в пружині дорівнює $W + \kappa x$ для довільного положення вантажу. Позначаючи прискорення $\ddot{x}$ рівняння руху, згідно до другого закону Ньютона, матиме такий вигляд

$$\frac{W}{g} \ddot{x} = W - (W + \kappa x).$$

Позначаючи

$$p^2 = \frac{\kappa g}{W} = \frac{g}{\delta_{cm}},$$

Це рівняння можна записати у вигляді

$$\ddot{x} + p^2 x = 0. \quad (2.1)$$

Розв'яжемо це рівняння методом Коші [2]. Спочатку запишемо характеристичне рівняння, що відповідає диференціальному рівнянню (2.1)

$$\lambda^2 + p^2 = 0, \quad \lambda = \pm pi.$$

Тому загальний розв'язок рівняння (1) матиме такий вигляд

$$x(t) = C_1(\alpha) \cos pt + C_2 \sin pt,$$

де C_1 і C_2 – довільні константи.

Відомо [2], що функція Коші матиме вигляд

$$K(t, \alpha) = \frac{1}{p} (-\sin p\alpha \cos pt + \cos p\alpha \sin pt) = \frac{1}{p} \sin p(t - \alpha) \quad (2.2)$$
$$K(t, \alpha) = \frac{\sin p(t - \alpha)}{p}$$

Фундаментальну систему розв'язків складають функцій $K(t, \alpha)$ і $\dot{K}(t, \alpha)$ (тут крапкою позначено диференціювання за параметром α). З використанням функції Коші (2.2) загальний розв'язок диференціального рівняння отримаємо у вигляді

$$x(t) = C_1 \frac{\sin p(t - \alpha)}{p} + C_2 \cos p(t - \alpha)$$

Покладемо $\alpha = 0$

$$x(t) = C_1 \frac{\sin pt}{p} + C_2 \cos pt$$

Задамо в початковий момент часу $t = 0$ переміщення і швидкість

$$\begin{cases} x(0) = x_0 \\ \dot{x}(0) = \dot{x}_0 \end{cases} \quad (2.3)$$
$$\dot{x}(t) = C_1 \cos pt - C_2 p \sin pt$$

задовольнивши $x(t)$ і $\dot{x}(t)$ початковим умовам (2.3), отримаємо

$$x_0 = C_2$$
$$\dot{x}_0 = C_1.$$

Остаточно

$$x(t) = x_0 \cos pt + \frac{\dot{x}_0}{p} \sin pt \quad (2.4)$$

Таким чином вертикальні переміщення вантажу мають коливний характер із періодом коливань

$$\tau = \frac{2\pi}{p}$$

Із врахуванням попередніх позначень, для періоду коливань отримуємо формулу

$$\tau = 2\pi \sqrt{\frac{W}{\kappa g}} = 2\pi \sqrt{\frac{\delta_{cm}}{g}} \quad (2.5)$$

Бачимо, що період коливань залежить від ваги W і жорсткості пружини κ . Частотою коливань називають число зворотньо-поступальних коливань за одиницю часу. Позначаючи частоту через f , отримаємо, із врахуванням (2.5)

$$f = \frac{1}{\tau} = \frac{p}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\kappa g}{W}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{\delta_{cm}}}$$

Із формули (4) бачимо, що коливання складається із двох частин. Перша частина залежить від часткового переміщення x_0 і пропорційна до $\cos pt$. Друга залежить від початкової швидкості $\dot{x}_0$ і пропорційна до $\sin pt$.

Якщо позначити $A = \sqrt{x_0^2 + \left(\frac{\dot{x}_0}{p}\right)^2}$, то формулу (2.4) можна записати у такому вигляді

$$x = A \cos(pt - \alpha), \quad \text{де} \quad \alpha = \operatorname{arctg} \frac{\dot{x}_0}{px_0}.$$

A – максимальне зміщення ординати кривої називається амплітудою коливань, а кут α – називається різницею фаз або фазовим кутом.

Таким чином рух системи, що складається із зосередженої маси і пружини залежить від початкового переміщення, початкової маси, жорсткості пружини, величини зосередженої маси. Якщо ж система перебуває під дією зовнішніх сил, що залежить від часу, то її динамічна поведінка стає набагато складнішою. На практиці часто сили, що прикладаються до маси є періодичними. Реакцію системи на дію таких зовнішніх сил називають вимушеними коливаннями.

Таким чином якщо вимушуюча періодична сила діє на коливну систему постійно, то амплітуда коливань зростає прямуючи до нескінченності за умови

коли відсутнє розсіювання енергії. На практиці завжди присутнє розсіювання енергії за рахунок тертя або демпфування. Коли частота вимушених коливань стає більшою за частоту вільних коливань системи, амплітуда знову стає скінченою. Її абсолютна величина прямує до нуля. Отже коли на тіло діє періодична сила із високою частотою, то вона викликає коливання з дуже малою амплітудою. Чим вища частота вимушених коливань тим менший вплив збурююча сила має на систему так що можна вважати, що тіло зберігає стаціонарне положення. Отже при вільних коливаннях теоретично амплітуда залишається незмінною з часом. А на практиці вона з часом зменшується і коливання повільно затухають. Для вимушених коливань картина інша. Теоретично при настанні резонансу амплітуда зростає до нескінченності. Але із практики відомо, що внаслідок демпфування (або тертя в системі) амплітуда завжди має скінчену величину навіть при резонансі. Для того, щоб провести аналогічне дослідження для випадку більш наближеного до практики слід врахувати дію демпфуючих сил. Демпфуючі сили мають різну природу. Наприклад: тертя між змащеними поверхнями, тертя між сухими поверхнями ковзання, опір рідини або повітря, внутрішнє тертя зумовлене недосконалою пружністю матеріалу і т.п. Найпростішим із перерахованих випадків в точки зору математичного дослідження є випадок коли демпфуюча сила пропорційна до швидкості. Такий випадок називається в'язким демпфуванням. У більш складних випадках коли сили опору мають складнішу природу, їх змінюють на еквівалентне в'язке демпфування. Це демпфування вибирають із тієї умови, щоб за один цикл при цьому розсіювалося стільки ж енергії як при в'язкому демпфуванні [5]. Одним із прикладів системи із в'язким демпфуванням зображено на рисунку 2.2

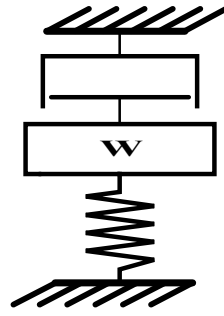


Рис. 2.2. Система із в'язким демпфуванням.

2.2. Способи уникнення резонансу при русі по хвилястій поверхні.

Дослідимо вплив жорсткості підвіски колеса бойової колісної машини та її швидкості руху на амплітуду коливань. Нехай колесо бойової колісної машини котиться хвилястою поверхнею із горизонтальною швидкістю v .

Хвиляста поверхня описується функцією

$$y = d \sin \frac{\pi x}{\ell}$$

До колеса автомобіля через пружину із жорсткістю k прикріплено вантаж $W = 25000H$ (рис. 2.3)

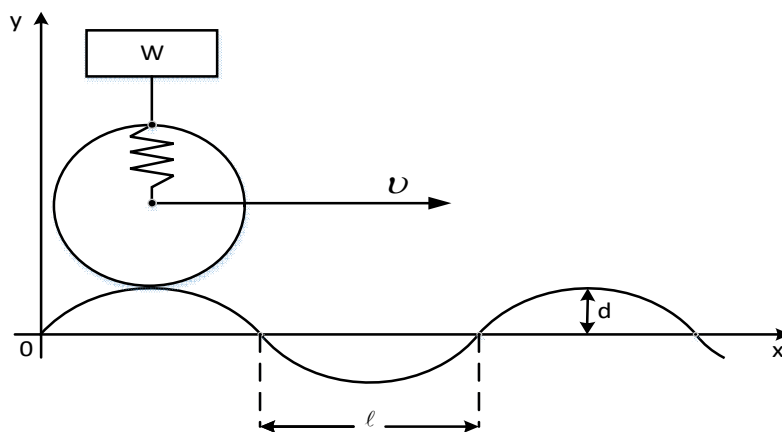


Рис. 2.3. Рух колеса по хвилястій поверхні.

розглянемо такі початкові дані

$$\ell = 2\text{ м}; \quad d = 0,4\text{ м}.$$

Формула для обчислення амплітуди коливань має вигляд

$$A = \frac{d}{1 - \frac{\omega^2}{p^2}}, \quad (2.6)$$

де ω - частота збурюючої сили ($\omega = \frac{\pi v}{W}$);

p - власна частота вільних коливань системи ($p = \frac{\kappa g}{W}$).

Перепишемо формулу (2.6) у вигляді зручному до дослідження

$$A = \frac{d}{1 - \frac{\omega^2}{p^2}} = \frac{d}{1 - \frac{\pi^2 v^2 W}{\ell^2 \kappa g}} = \frac{0,4}{1 - \frac{9,86 \cdot 2,5 \cdot 10^4 v^2}{9,8 \cdot 4 \cdot \kappa}} = \frac{0,4}{1 - \frac{6,288 \cdot 10^3 v^2}{\kappa}}.$$

Дослідимо спочатку вплив жорсткості пружини на амплітуду коливань за заданої швидкості $16,667 \frac{м}{сек}$.

Розрахункова формула має такий вигляд

$$A = \frac{0,4}{1 - \frac{1,747 \cdot 10^6}{\kappa}}$$

Побудуємо графік залежності амплітуди від жорсткості пружини κ (рисунок 2.4)

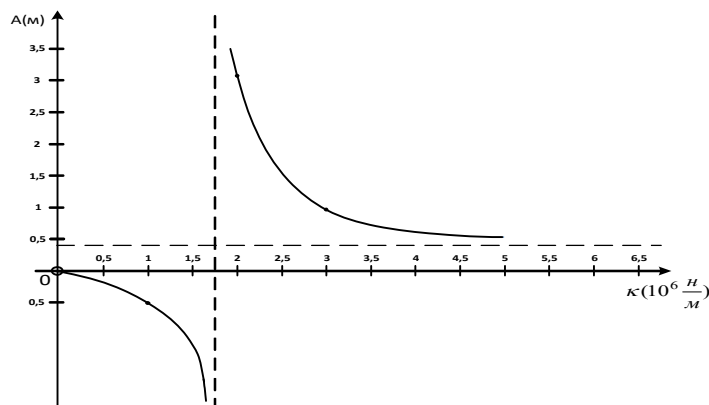


Рис. 2.4. Залежність амплітуди від жорсткості.

Резонанс наступає при значенні $\kappa = 1,747 \cdot 10^6 \frac{H}{m}$.

Від'ємне значення амплітуди при значенні κ від нуля до резонансного значення означає, що коливання вантажу і колеса відбуваються у протифазі. Із збільшенням жорсткості амплітуда асимптотично наближається до значення $d = 0,4m$.

Тепер дослідимо залежність амплітуди від швидкості руху автомобіля.

Перетворимо формулу (6), задавши значення жорсткості пружини

$$\kappa = 1,747 \cdot 10^6 \frac{H}{m}.$$

$$A = \frac{0,4}{1 - \frac{6,288 \cdot 10^3 v^2}{1,747 \cdot 10^6}} = \frac{0,4}{1 - 3,599 \cdot 10^{-3} v^2}$$

На рисунку (2.5) зображено графік залежності амплітуди коливань від швидкості руху автомобіля

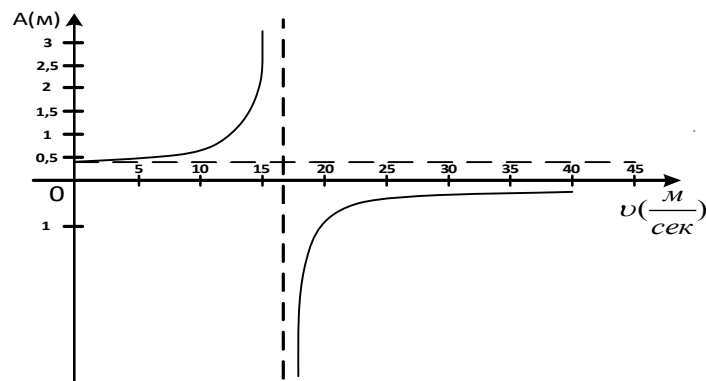


Рис. 2.5. Залежність амплітуди від швидкості.

За конкретних значень параметра жорсткості пружини κ , та швидкості руху v досліджено амплітуду коливань елемента бойової колісної машини. Для уникнення явища резонансу при заданій швидкості v рекомендовано вибирати жорсткість κ із певного діапазону наприклад: $\kappa \in [0,5;1]$ або $\kappa \in [2,5;4,5](10^6 \frac{H}{m})$. Якщо ж жорсткість пружини вибрана, то уникнути резонансу

можна за рахунок зміни швидкості руху, а саме резонансну ділянку слід проходити різко збільшивши швидкість.

Конструкція бойової колісної машини містить багато елементів, що викликають коливання та значні динамічні напруження, що з ним пов'язані.

ВИСНОВКИ

Для зменшення динамічних навантажень використовують демпфери. Демпфуючі сили мають різну природу: тертя між змащеними поверхнями, опір рідини або повітря, внутрішнє тертя. В роботі розглядаються випадок в'язкого демпфування тобто такого при якому, сила опору пропорційна до швидкості . Розглядаються найпростіші моделі елементів бойових колісних машин які описуються звичайними диференціальними рівняннями.

Досліджено рух колеса бойової колісної машини по дорозі з нерівностями. Хвиляста поверхня описується синусоїдою. Отримано формулу для визначення амплітуди коливань. За певних значеннях жорсткості підвіски та швидкості руху визначено значення параметрів за яких настає резонанс. Рекомендовано змінювати жорсткість демпфера або змінювати швидкість руху для уникнення цього шкідливого явища.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Василенко Н.В. Теория колебаний. / Н.В. Василенко// Киев: Вища школа, 1992. – 429 с.
2. Гашук П.В. Лінійні моделі дискретно-неперервних механічних систем. / Л.М. Зорій // Львів: Українські технології, 1999. – 372 с.
3. Калван Е.П. Автомобіль КрАЗ-260Г. / Е.П. Калван., С.А. Алахвердієв., В.М. Петровський., Ю.М. Зуєв // Навчальний посібник., Військовий інженерний інститут Подільської державної аграрно-технічної академії. м. Кам'янець-Подільський, 2004. – 68 с.
4. Сокіл Б.І. Власні вертикальні коливання корпусу автомобіля з урахуванням нелінійних характеристик пружної підвіски / Б.І.Сокіл, Р.А. Нанівський, М.Г. Грубель / Науково-виробничий журнал “Автомобільний транспорт”. – 2013. – №5(235). – С.15-18.
5. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко; пер. Я.Г.Пановко с 3-го американ. изд., перераб. совместно с Д.Х.Янгом.-2-е изд., стер.- М.: URSS; Ком. Книга, 2006. – 439 с.