Вітрух І., Дівеєв Б., Марціяш О. Дослідження динамічних навантажень причіпного розкидача твердих органічних добрив з підвіскою змінної жорсткості // Вісник ТДТУ. – 2009. - Том 14. - №1. – ст.. 81-88. – (машинобудування, автоматизація виробництва та процеси механічної обробки).

УДК 629.45.027.35; 539.3

І. Вітрух[1], канд. техн. наук; Б. Дівеєв[2], канд. техн. наук;
О. Марціяш[3], канд. техн. наук

[1]Львівський національний аграрний університет
[2]НУ«Львівська політехніка»
[3]Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ПРИЧІПНОГО РОЗКИДАЧА ТВЕРДИХ ОРГАНІЧНИХ ДОБРИВ З ПІДВІСКОЮ ЗМІННОЇ ЖОРСТКОСТІ

Досліджено дію динамічних зусиль у розкидачах при транспортуванні органо-мінеральних добрив в умовах нерівності доріг, а особливо, нерівності поля. При дослідженні і обґрунтуванні параметрів колісного одновісного причепа-розкидача твердих органічних добрив використано як методики визначення динамічних характеристик колісної машини, так і методики визначення розподілу напружень у рамі. Оптимізовано параметри підвіски розкидачів органо-мінеральних добрив та причепів.

Ключові слова: *розкидач органічних добрив, динамічні навантаження, жорсткість, алгоритм, оптимізація.*

I. Vetruh, B. Devejev, O. Martsiyash

RESEARCHES OF THE DYNAMIC LOADINGS OF THE TOWED THROWING ABOUT OF THE HARD ORGANIC FERTILIZERS WITH THE PENDANT OF VARIABLE INFLEXIBILITY

The operation of the dynamic efforts for throwing about at transporting of organic-minual fertilizes of the roads caused inequalities and especially by the inequalities of the field is explored. At research and ground the parameters of the wheeled one-axle trailer of throwing about of the hard organic fertilizers both the methods of determination of dynamic descriptions of the wheeled machine and methods of determination of tensions are used in a frame. The parameters of pendant of throwing about organic-mineral fertilizers and trailers are optimized.

Key words: *throwing about of organic fertilizers, dynamic loadings, inflexibility, algorithm is optimization.*

Постановка проблеми та задачі дослідження. При транспортуванні органічних добрив у розкидачах (рис.1) на них діють значні динамічні зусилля, викликані нерівностями доріг, а особливо, нерівностями поля. Внаслідок цього відбувається замонолічування об’єму добрива. У подальшому таке добриво неможливо ефективно вносити. Одним зі способів уникнути цього негативного явища є застосування раціонально сконструйованої підвіски для зменшення цих динамічних навантажень.

Завдання дослідження – підвищення технічного рівня і надійності гноєрозкидачів.

Аналіз основних досліджень. Наукові дослідження в напрямку вивчення динамічних навантажень у конструкціях рам та ходових систем проводились багатьма науковими установами, зокрема НДІ автобуспрому, НУ «Львівська політехніка», Одеським ДПУ та окремими дослідниками.

Відомі регулюючі пристрої для врахування зміни ваги у пневмопідвісках автобусів [1], задньої підвіски сучасних автомобілів (зміна кількості пасажирів на задньому сидінні) [2]. Проте вони досить складні за виконанням і передбачають використання електронних та електромеханічних пристроїв (контролерів, регуляторів). Тим часом, актуальним є розробка простих і ефективних підвісок для причепів твердих

органічних добрив, які б враховували зміну його ваги. Наприклад, для причепа-розкидача вага може мінятися на 200-300%, а в деяких випадках - навіть на 400% (у процесі спорожнення баку).

В даній роботі розглядаються алгоритми розрахунку та оптимізації одновісного причепа з нелінійною підвіскою. Робота містить три етапи: перший – це отримання загальної розрахункової схеми, другий – визначення механічних характеристик підвіски з врахуванням зміни статичного навантаження на неї та її нелінійних пружно - демпфуючих властивостей, отримання простих аналітичних апроксимаційних виразів для динамічної жорсткості підвіски і третій етап – оптимізація конструктивних параметрів рами причепа та підвіски на основі отриманих у перших двох пунктах моделей.

Для моделювання технологічних процесів, що відбуваються за допомогою транспортних засобів, зокрема за допомогою колісних машин, розроблено ряд розрахункових схем [3-5]. Характерний недолік традиційних моделей - це недостатній розгляд взаємозв'язку транспортних та технологічних процесів. Найбільш поширеними є незв'язані дискретні моделі [4]. Хоча вони дозволяють достатньо точно визначати вплив динаміки руху на технологічний процес, проте зворотній вплив, який в окремих випадках досить значний, часто розглядається не досить повно. У даній роботі розглянуто клас дискретно-континуальних моделей [10,11], які дозволяють більш гнучко моделювати ці процеси. Способи побудови алгоритмів розрахунку динаміки конструкцій машин на основі дискретно-континуальних моделей наведені у [6-11]. Для визначення динамічних характеристик процесу пересування екіпажу по рельєфу та для визначення деформації у рамі достатньо врахувати лише одну головну форму її коливань [10,11]. У деяких випадках, наприклад, коли частота віброактивних елементів та вібропасивних далека від резонансних частот (двигуна значно вище, а вантажу та кузова значно нижче), можна побудувати схеми, що враховують деформативність рами, порядок яких не вище, ніж у класичних дискретних схемах [11].

Проте таких досліджень стосовно причепів та розкидачів органо-мінеральних добрив не проводилось, що є дуже актуальним при розробці нових та модернізації існуючих конструкцій даних машин.

Мета дослідження – обґрунтування науково-методичних принципів та підстав створення і удосконалення гноєрозкидачів.

Науково - методичні підстави дослідження. У транспортній техніці використовуються різноманітні конструкції підвісок з постійними або регульованими механічним властивостями. Застосування підвісок зі змінними механічними властивостями пояснюється такими факторами: зміною вантажу, що припадає на дане колесо, зміною експлуатаційних дорожніх умов.

Розрахункова схема причепа ґрунтується на декомпозиції загальної схеми на ряд часткових нижчого порядку [7-11]. На рис. 2 наведена загальна (об´ємна) розрахункова схема причепа.

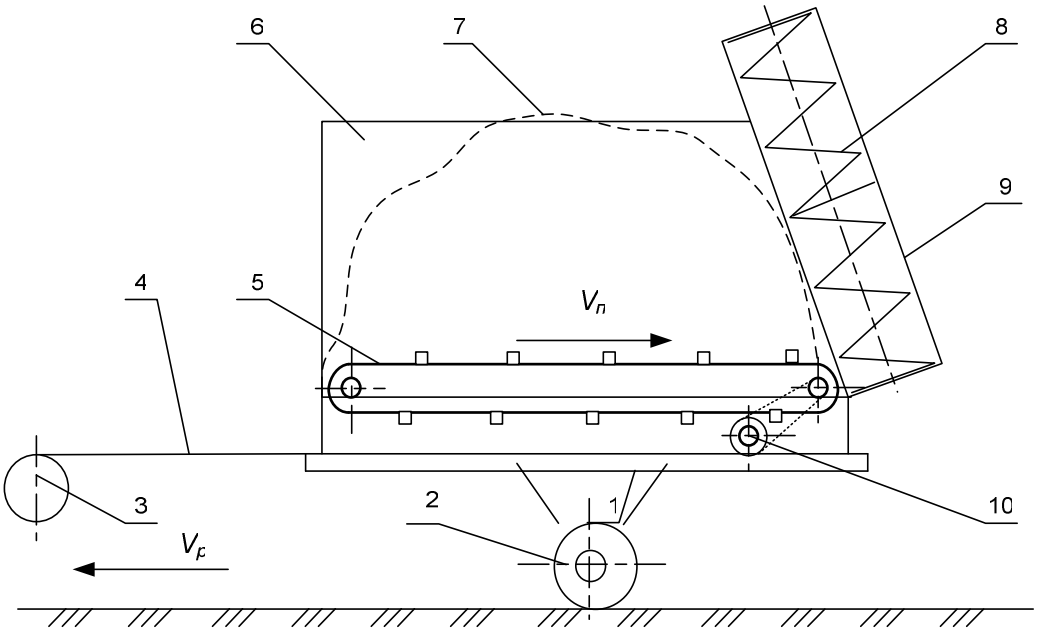

Рисунок 1 - Схема розкидача органічних добрив

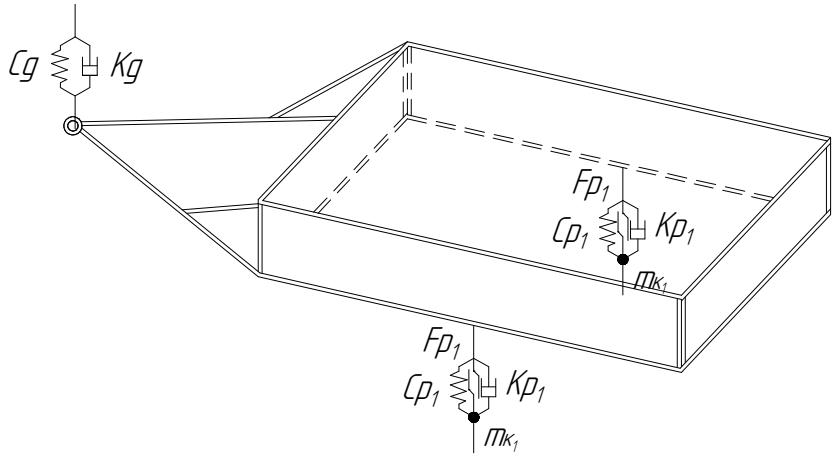

Рисунок 2 - Розрахункова схема причепа

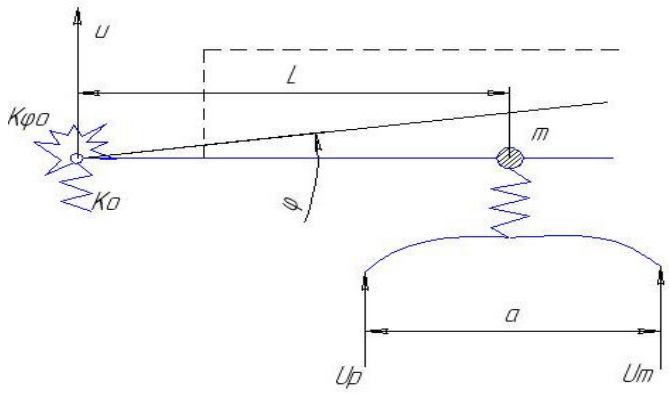

Рисунок 3 - Плоска розрахункова схема причепа

Для неї отримуємо наступні рівняння динамічної рівноваги для випадку вертикальних коливань у поздовжній площині.

$$m\frac{d^2u}{dt^2} = -k_0 u - P^- + P^+, \quad J\frac{d^2\varphi}{dt^2} = -k_{\varphi 0}\varphi - L\left(P^- + P^+\right) \qquad (1)$$

$$J\frac{d^2\gamma}{dt^2} = -k_{\gamma 0}\gamma - a_1 P^- + a_2 P^+ M\ .$$

Тут ***u*** – вертикальне відхилення точки приєднання причепа до тягача, ***γ,φ*** – кути повороту, відповідно, причепа та ресори, ***P(u)*** – нелінійні, конструктивно залежні сили в підвісці. Для їх визначення необхідно розглянути контактну задачу: згин ресори-пластини у пружній обоймі.

Розрахункова схема підвіски ґрунтується на використанні елементів змінної жорсткості. Схема затиснення ресори - пластини представлена на рис.4 і рис.5. У абсолютно жорсткій обоймі 2 через еластичні прокладки закріплена жорстка пластина-ресора 4.

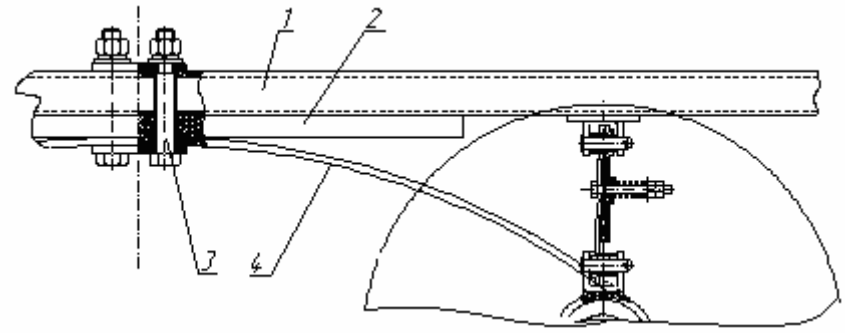

Рисунок 4 - Схема підвіски

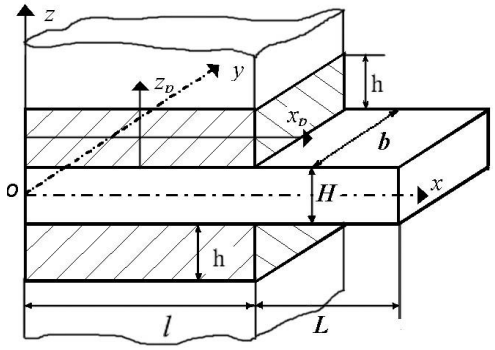

Рисунок 5 - Схема пластини в пружній обоймі

Моделі такого вузла неодноразово уточнювалися, як на основі одновимірних теорій , так і на основі методу скінченних елементів. Однак треба додатково уточнити ці моделі, між якими є значні розбіжності з врахуванням еластичності закріплення та неоднорідності самого консольного зразка та анізотропії властивостей його матеріалу. Приймемо такі гіпотези: а) еластичність закріплення має вплив на напружений стан лише у деякому околі кінця закріпленої зони, розміри якої співрозмірні з її товщиною; б) поздовжні розміри пластини великі у порівнянні з її товщиною, що дає підстави вважати її на деякій відстані від закріплення балкою (у більш загальному випадку балкою Тимошенка). Такий підхід дає підставу розглядати пластину як пружно закріплену балку. Зазначимо, що ці гіпотези базуються на принципі Сен-Венана, що не завжди справджується для анізотропних, а тим більше, неоднорідних тіл. Тому у кожному випадку проводився ряд незалежних числових експериментів для визначення зони затухання крайових ефектів у консолі. На динамічну жорсткість такого закріплення значний вплив має затиснення пластини в обоймі та статичне стиснення зі збільшенням зони контакту.

Пружну дію прокладок врахуємо як деякий приведений коефіцієнт постелі *K*. Матеріал прокладок - гумовий ізотропний з пружними коефіцієнтами *E* та ν. Матеріал пластини анізотропний, з модулями жорсткості C_{xx}, C_{xz}, C_{zz}, G_{xz}. У пластині можна вважати реалізованим плоский деформований стан. Однак для визначення *K,* деформований стан для еластичного матеріалу типу гуми з коефіцієнтом Пуассона υ, близьким до 0.5, неможливий. Тому спочатку розв'яжемо допоміжну задачу про плоский стиск шару гуми шириною *b* та висотою *h* — товщиною прокладок. Рівняння для пластини отримуємо з варіаційного принципу та з наступних кінематичних гіпотез для поздовжніх і нормальних переміщень

$$u = u_{ij} \cdot x^i \cdot z^{j-1}, \quad w = w_{ij} \cdot x^i \cdot z^{j-1}. \tag{2}$$

Підставимо (2) у наступне варіаційне співвідношення

$$\int_{V_p} (\sigma_{xx}\delta\varepsilon_{xx} + \sigma_{zz}\delta\varepsilon_{zz} + \tau_{xz}\delta\varepsilon_{xz})dV + \int_0^L (K^+(x)w^+ + K^-(x)w^-\delta w^-)dx + \\ + \int_0^L (K_u^+(x)u^+\delta u^+ + K_u^-(x)u^- \cdot \delta u^-)dx - \int_{-H_p}^{H_p} (N(z)\delta u + T(z)\delta w)\cdot dz. \tag{3}$$

Тут K^+, K^- — ефективна жорсткість на стиск відносно верхньої та нижньої еластичної прокладки, N_z, T_z — задане на правому краю пластини нормальні та дотичні напруження. K_u^+, K_u^- — верхній та нижній тангенціальні коефіцієнти постелі відповідно верхньої та нижньої прокладки. їх також треба визначати з розв'язку ряду апріорних задач, але вже не на стиск, а на зсув. Однак для згину пластини, як показали тестові числові дослідження, вплив останніх незначний і їх можна покласти рівними нулеві, тобто знехтувати третім доданком у(3). Проте для задачі розтягу пластини їх треба враховувати.

На основі (2,3) можна визначити вплив конструктивних параметрів та механічних властивостей матеріалів вузла закріплення на його динамічну жорсткість. Для цього вибиралися різні значення L, l. На фіг.6. показані кути нахилу нормалі у пластині з параметрами L/H = 5, (l+L)/H = 6,7,8, при x = l в залежності від жорсткості закріплення (коефіцієнта K).

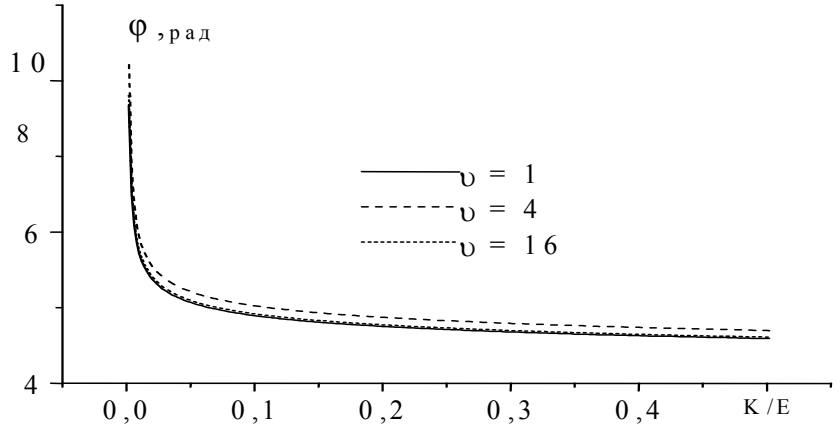

Рисунок 6 - Зміна кута нахилу нормалі залежно від жорсткості закріплення

Коефіцієнт поздовжньої жорсткості закріплення K_t вибирався рівним $C_{xz}K/C_{zz}$. Як видно з цього рисунка, навіть при зростанні жорсткості закріплення до значень модулів пружності пластини все ж присутнє додаткове кутове зміщення у порівнянні з класичною теорією балки, яка дає у цьому випадку значення для кута повороту φ = x (момент задавався одиничним). Це зміщення можна пояснити пружною роботою матеріалу зразка і в защемленій зоні. Користуючись технічною теорією стержнів можна

записати тепер для поперечної податливості зразка при навантаженні його поперечною силою на відстані L_s від закріплення

$$\Delta = K_z L_s^2 + \Delta_0 . \quad (4)$$

Тут $K_z = \sigma_r - \sigma_0$ — різниця реального кута повороту та ідеального, Δ_0 — ідеальний прогин пластини (за технічною теорією згину стержнів) при одиничному поперечному навантаженні. K_z визначається при одиничному моменті.

Результати досліджень.

1.Оптимізовано параметри підвіски розкидачів органо- мінеральних добрив та причепів. На відміну від традиційного розгляду підвіски у частотній області тут розглядається реальний динамічний процес з врахуванням усіх нелінійностей, що, безперечно, мають місце в реальних конструкціях. Для аналізу таких процесів використано удосконалені числові методи – метод Гіра розв'язку задачі Коші та малопараметричні розрахункові схеми, отримані на основі методів фізичної конденсації [8].

Для аналізу динамічних процесів було складено комплекс програм TRAIL та досліджено поведінку причепа при пересуванні по різному рельєфу. Як модель рельєфу вибиралася деякий стаціонарний випадковий процес з заданою спектральною густиною. При застосуванні програми генератора випадкових чисел задавалася реалізація випадкового процесу з заданими спектральними характеристиками. На рис.7.а наведені приклади реалізації динамічного випадкового процесу для причепа. Рельєф вибирався з початковою ділянкою плавного зростання нахилу (протягом 1 сек.) та наступного вібраційного процесу, параметри якого були подібними до відомих з літературних джерел [4]. Оптимізація проводилася за двома параметрами – жорсткості та демпфуванню (у безрозмірній формі рис.7.б). За цільову функцію вибирався коефіцієнт віброзахисту (відношення максимального відхилення центру мас причепу до максимального відхилення точки контакту колесо-дорога). Тут спостерігається значна зона оптимальних значень цих параметрів, що дозволяє робити конструктивні висновки щодо проектування підвіски причепа. Наявність такої зони пояснюється тим, що занадто жорстка підвіска хоч ефективна на початковому етапі (рис.7а), надалі стає менш якісною, а занадто жорстка - навпаки.

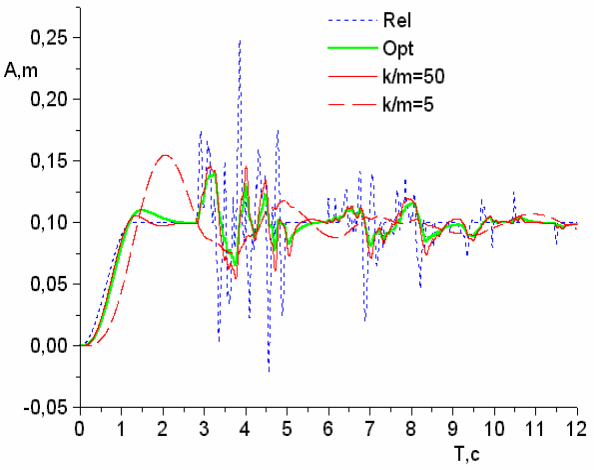

Рисунок 7а - Приклади реалізацій збурення причепа віброзахисту (Rel–рельєф, Opt–оптимальний)

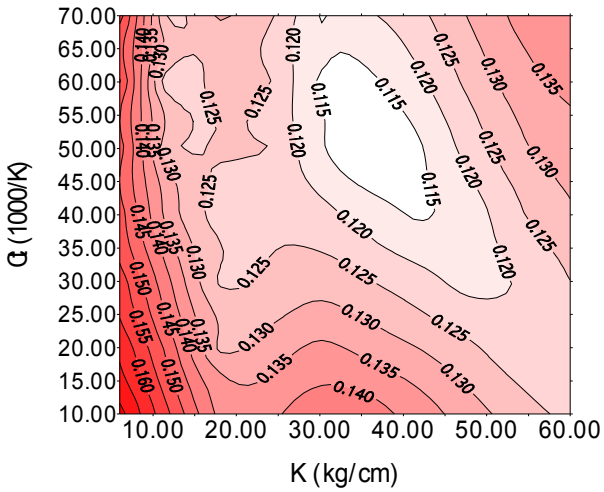

Рисунок 7б - Карта залежності якості від жорсткості та демпфування

2. Досліджено елементи рами гноєрозкидача. При знайдених динамічних зусиллях у моделі гноєрозкидача як жорсткого тіла на пружинах знайдені методом скінченних елементів розподілу напружень у рамі (рис.8, рис.9).

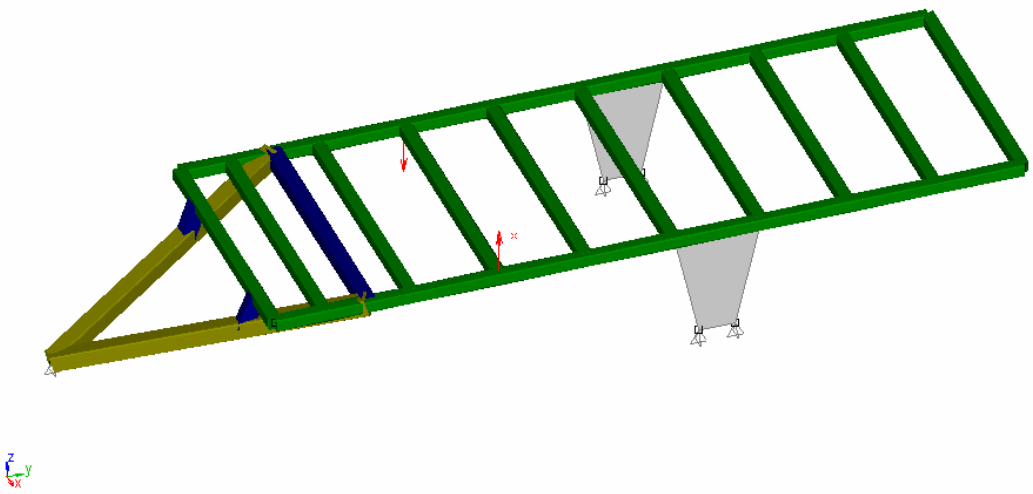

Рисунок 8 - Схема рами причепа розкидача

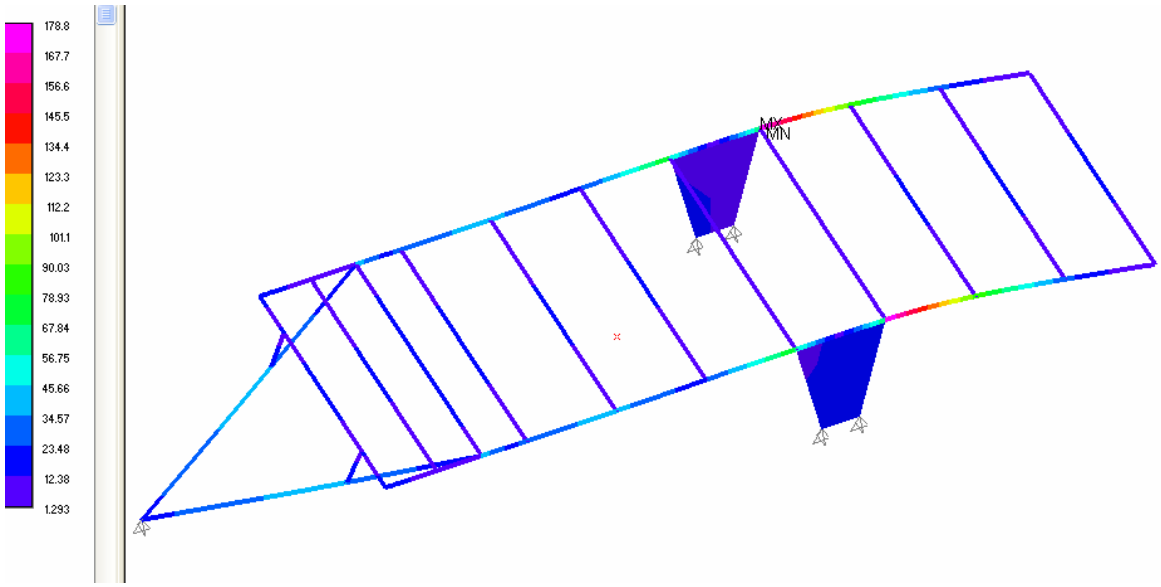

Рисунок 9 - Розподіл напружень у рамі розкидача

Як можна зауважити з рис.8, конструкція рами причепа-гноєрозкидача недосконала, оскільки допускає значну концентрацію напружень в задній консольній частині.

Висновки

1. При досліджені і обґрунтуванні параметрів колісного одновісного причепа розкидача твердих органічних добрив використано як методики визначення динамічних характеристик колісної машини, так і методики визначення розподілу напружень у рамі.
2. В результаті виконаних досліджень одержані оптимальні параметри, характеристики та властивості підвіски причепа - розкидача.
3. Дану методику досліджень розрахунку та оптимізації параметрів причепа можна застосувати і до двовісних причепів довільної конструкції, в тому числі і для причепів великої вантажопідйомності.

Література

1. Акопян Р.Н., Гащук П.М., Пидгородецкий Я.Й. Об оптимизации параметров пневматической подвески автобусов.- Тр. ВКЭИавтобуспрома, Львов, 1981.
2. Акопян Р.Н., Гащук П.М., Пидгородецкий Я.Й. Определение оптимальних параметров пневматической подвески автобусов.– Тр. ВКЭИавтобуспрома, Львов, 1982.

3. Дмитриченко С.С., Гусев А.С., Илинич И.М. Расчет усталостной долговечности деталей с использованием различных методов информации о нагруженности. // Вестник машиностроения, 1971, № 3. - С. 12-17
4. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель. Под ред. А.А. Хачатурова. - М.: Машиностроение, 1976. - 530 с.
5. Пархиловский И.Г. Автомобильные листовые ресоры: Теория, расчет и испытания. 2-е.изд. - М.:Машиностроение, 1978. - 227с.
6. П. Гащук, І. Вікович, Б. Дівеєв Застосування дискретно-континуальних схем для визначення вібронапружень в механічних конструкціях. // Труды Одесского политехнического университета. Вып. 2(8). - 1999. - С. 34-41.
7. Вікович І.А, Дівеєв Б.М. Розрахунок маятниково-пружинної системи віброзахисту великогабаритних навісних елементів колісних машин. // Вісник ДУ"Львівська політехніка" „Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні". - 1999. - № 371. - С.86-92.
8. Вікович І.А., Дівеєв Б.М. Розробка конденсованих моделей підвісок штангових елементів сільськогосподарських агрегатів. // Всеукр.науково-технічний журнал „Вібрація в техніці і технологіях" ВДАУ. – Вінниця. - №2(18), 2001. – С.19-23.
9. Колесник В.М., Сухорольский М.А. О взаимосвязи перемещения и внешнего усилия для одного класса контактных задач теории пластин. Дифференциальные уравнения и их приложения. // Вест. Львов. политехн.ин-та. -№202, 1986. - С.54-56.
10. Няшин Ю.И. Осипенко М.А., Рудаков Р.Н. К теории изгиба листовой рессоры. // Механика твердого тела, №6, 2002. - С.134-143.
11. Дівеєв Б., Микитюк О., Тимошенко Н. Визначення характеристик пружних гумових амортизаторів. //Вісн. Львівського ун., серія механіко-математична. - Вип. 57, 2000. - С.68-71.

Одержано 26.11.2008 р.