

геометричних параметрів. Отримані теоретичні і експериментальні результати дослідження нагрівальної системи (індуктор-магнітопровід) підтвердили обґрунтованість застосування вибраної методики з достатньою для інженерних розрахунків і практичних цілей точністю в межах 3-4 %.

Література

1. Шаблій О.Н., Пулька Ч.В., Письменный А.С. Оптимизация конструктивных параметров индуктора для индукционной наплавки тонких стальных дисков // Автомат. сварка. – 1997. – № 6. – С. 17-20.
2. Шаблій О.Н., Пулька Ч.В., Письменный А.С. Оптимизация параметров индуктора для равномерного нагрева дисков по ширине зоны наплавки с учетом экранирования // Автомат. сварка. – 2002. – № 11. – С. 24-26.
3. О. Шаблій, Ч.Пулька. Математична модель оптимізації конструктивних параметрів нагрівальної системи з урахуванням комбінованого екранування теплових та електромагнітних полів//Вісник Тернопільського державного технічного університету.– 2007.–№2.–С.66-67.
4. Лебедев В.К., Письменный А.С., Яворский Ю.Д. Расчет индуктора для сварки токами высокой частоты // Автомат. сварка. – 1976. – № 3. – С. 29-34.
5. Письменный А.С. Схемы замещения и методы расчета индукционных сварочных и электротермических устройств // Автомат. сварка. – 1994. – №4. – С. 1-4.
6. Письменный А.С. Синтез индукционных систем для сварки и пайки соединений труб по заданному распределению мощности в зоне шва // Автомат. сварка. – 2001. – № 5. – С. 45-46.
7. Юхименко Р.В. Методы расчета сварочных индукторов // Автомат. сварка. – 2002. – № 5. – С. 23-28.
8. Слухоцкий А.Е., Рыскин С.Е. Индукторы для индукционного нагрева. – Л.: Энергия, 1974. – 264 с.
9. Письменный А.С. Расчет двухмерного электромагнитного поля при синусоидальном в пространстве возбуждающем поле // Техн. электродинамика. — 1988.- № 4. - С. 25-30.
10. Письменный А.С. Электромагнитное поле и собственные сопротивления индукторов для нагрева плоских поверхностей изделий / Автомат. сварка. – 1997. - № 11. - С. 28-31.
11. Письменный А.С. Расчет собственного реактивного сопротивления обмотки полюса // Техн. электродинамика. — 1979. — № 2. - С. 4-8.
12. Двайт Г.Б. Таблицы интегралов и другие математические формулы. —М.: Наука, 1973. —228с.
13. Бронштейн И.Н., Семендеев К.А. Справочник по математике. – М.: Изд-во физико-математической литературы, 1962. – 608 с.
14. Справочник по специальным функциям с формулами, графиками и таблицей. / Под ред. М. Абрамовица и И. Стигана. - М.: Наука, 1979. -832с.
15. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента. Перевод с английского Коваленко Е.Г. / Под редакцией чл.-корр. АН СССР Бусенко Н.П. – М.:Мир, 1972. – 630 с.
16. G.C. Irons, "Laser Fusing of Flame Spray Coatings," Welding Journal, December 1978.
17. Bruck G.J. High-Power Laser Beam Cladding. – Metals. – 1997. – № 2. – P. 10-13.

Одержано 03.07.2007 р.

УДК 631.34.072.1

**Т. Рибак, докт. техн. наук; П. Паламарчук;
М. Михайлишин, канд. фіз.-мат. наук**

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

ОСОБЛИВОСТІ РОЗПОДІЛУ ВНУТРІШНІХ СИЛОВИХ ФАКТОРІВ З УРАХУВАННЯМ ГЕОМЕТРІЇ КОНСТРУКЦІЙ РАМ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

В даній роботі запропоновано ефективну інженерну методику розрахунку плоских просторово навантажених конструкцій рам сільськогосподарських машин з загином поздовжніх лонжеронів. При дослідженні напружено - деформівного стану даного типу конструкцій застосовано метод мінімуму потенціальної енергії.

T. Rybak, P. Palamarchuk, M. Muhalichin

FEATURES OF DIVISION OF INTERNAL POWER FACTORS TAKING INTO ACCOUNT GEOMETRY OF CONSTRUCTIONS OF FRAMES OF AGRICULTURAL MACHINES

In-process this the offered effective engineering method of calculation of the flat spatially loaded constructions of frames of agricultural machines with the bend of longitudinal longerons. At research of the intensified-deformation state of this type of constructions the method of minimum of potential energy is applied.

Умовні позначення

U- потенціальна енергія згину і кручення;
M_ξ- згинний момент у перетині;
M_η- крутний момент у перетині;
E- модуль Юнга;
G- модуль зсуву;
Q- перерізуюча сила;
J_ξ- осьовий момент інерції площі перетину балки;
J_κ- полярний момент інерції площі перетину балки;
M_{зг}- згинний момент, що діє на балку.

Конструкції рам більшості мобільних машин складають 12-48% їх маси. Для певного класу с/г машин цей показник може бути і більший. Враховуючи, при оптимальній питомій масі, жорсткість підвіски і умови експлуатації с/г машин основне завдання - це забезпечення їх надійності і довговічності.

Основними факторами, що впливають на довговічність і матеріаломісткість, зокрема сільськогосподарських машин, є:

- геометрія основної несучої конструктивної системи, та кінематична схема функціональних елементів,
- умови та режими експлуатації,
- механічні та фізичні характеристики матеріалу.

Рами мобільних с/г машин, - як зварні металоконструкції, що складаються з тонкостінних елементів швелерного профілю, переважно сприймають згинну, крутну, зсувну та інші види деформацій.

За геометрією побудови, несучі металоконструкції с/г машин здебільшого складають плоску просторово-навантажену стержневу систему, з багатьма «зайвими» в'язями. Розрахунок, тобто визначення напружень і переміщень таких систем, вимагає розв'язку складної інженерної задачі навіть у статичній постановці [1,2,3,4]. Звідси впливає необхідність розробки ефективних методів розрахунку і вироблення на цій основі пропозицій з оптимізації конструкцій і прогнозування їх ресурсу роботи.

Дослідження такого типу несучих систем аналітично- числовими методами доцільно проводити, використовуючи основні положення методу мінімуму потенціальної енергії деформації, включаючи додаткову енергію деформації від депланації, на яких базуються енергетичні методи розрахунку конструкцій [1].

Перед конструктором завжди постають **завдання**:

1. Розробити методику розрахунку, яка була б максимально наближена до конструкції і враховувала умови експлуатації машин.
2. Створити алгоритм, що передбачає можливість механізації розрахунку з використанням сучасних обчислювальних засобів.
3. Створити оптимальну конструкцію, з прогнозованим ресурсом роботи.

Про складність і громіздкість навіть приблизних теоретичних розрахунків рамних конструкцій с/г машин викладено, наприклад, у [1].

При розрахунку конструкцій рам, наприклад, машин для хімзахисту у рослинництві використано модифікацію методу мінімуму потенціальної енергії деформації з особливостями аддитивної функції потенційної енергії з врахуванням згинальної і крутної енергії деформації. Крім того, якщо рами складаються з елементів відкритого профілю, то розрахунок можна звести до врахування лише енергії деформації кручення,

що практично не впливає на кінцевий результат і значно спрощує задачу [1]. Тобто, як бачимо, застосування методу мінімуму потенціальної енергії деформації стержневих систем і його модифікації суттєво спрощує задачу і її алгоритмізацію. На рис.1 наведено результати розрахунку рами машини ОВТ-1 модифікованим методом мінімуму потенціальної енергії деформації [1]. Як бачимо з епюр, наприклад, згинних моментів екстремальні значення отримано в поздовжніх лонжеронах рами, а саме в з'єднанні рами з віссю ходових коліс (рис 1.в). З епюри крутних моментів бачимо їх значне збільшення в поперечній частині рами, особливо в перетинах загинів поздовжніх лонжеронів (рис 1.г), що набрало критичного значення для елементів відкритого профілю. Крім того, з епюр видно, що в перетинах згину поздовжніх лонжеронів маємо розрив згинних і крутних моментів, що складає окремий виняток у розв'язку цих задач.

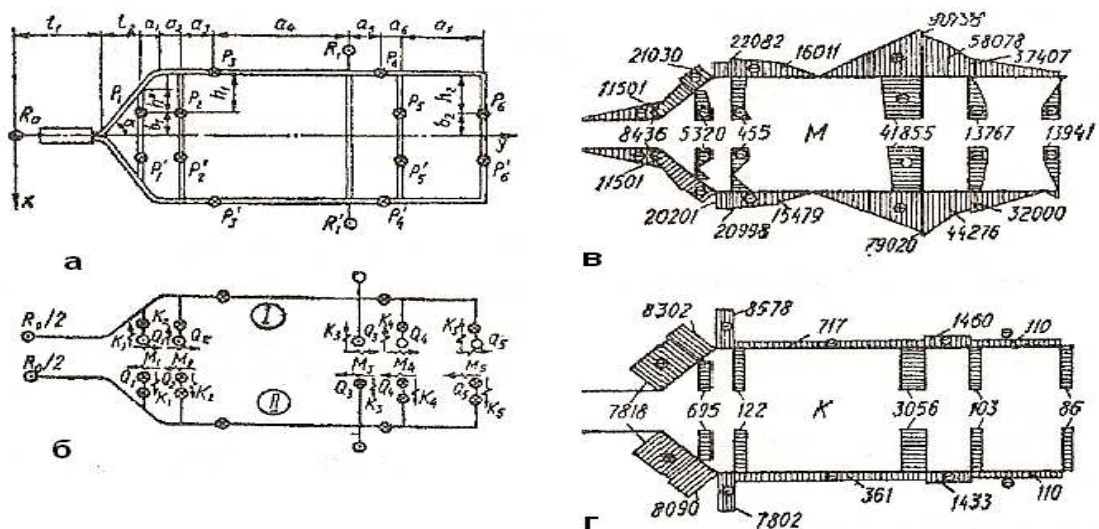


Рисунок 1- Розрахункова модель та епюри розподілу зусиль в елементах рами:

- а- принципова схема рами машини ОВТ-1;
- б- основна розрахункова схема;
- в- силова епюра розподілу згинних моментів;
- г- силова епюра розподілу крутних моментів

Робота виконується в рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки «Новітні та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі» на 2002-2006 роки, у відповідності до бюджетної теми ДІ 130-06 «Оптимізація несучих систем замкнутого профілю важко навантажених сільськогосподарських машин типу коренезбиральних комбайнів».

Для проведення розрахунку рам з загином лонжеронів зробимо деякі допущення:

- розглядаємо тільки поперечні навантаження на раму, тобто можуть бути як розподілені навантаження, так і зосереджені сили (активні і реактивні), які направлені паралельно осі Z;
- нехтуємо потенціальною енергією деформації зсуву і розтягу- стиску;
- рама складається з балок, які можуть бути як з прямою віссю, так і криволінійні, але всі розміщені в одній площині;
- раму в цілому будемо відносити до глобальної системи координат XYZ, до того ж будемо вважати, що Y- вісь геометричної симетрії рами (якщо вона симетрична), вісь Z- направлена вертикально вгору і XYZ- права система координат.

Для прикладу розглянемо раму, схематично зображену на рис.2. Вона симетрична відносно осі OY, ділянки BC і B'C' криволінійні. На рисунку показано навантаження на

праву частину рами. Ліва частина може бути навантажена симетрично або несиметрично. Для спрощення спочатку розглянемо випадок, коли навантаження симетричне, і тому достатньо знайти потенціальну енергію деформації правої частини рами. Крім того, вважаємо, поки що, що центральна вісь криволінійної ділянки (геометричне місце центрів ваги поперечних перерізів) утворює дугу деякого кола радіусом ρ з центральним кутом β .

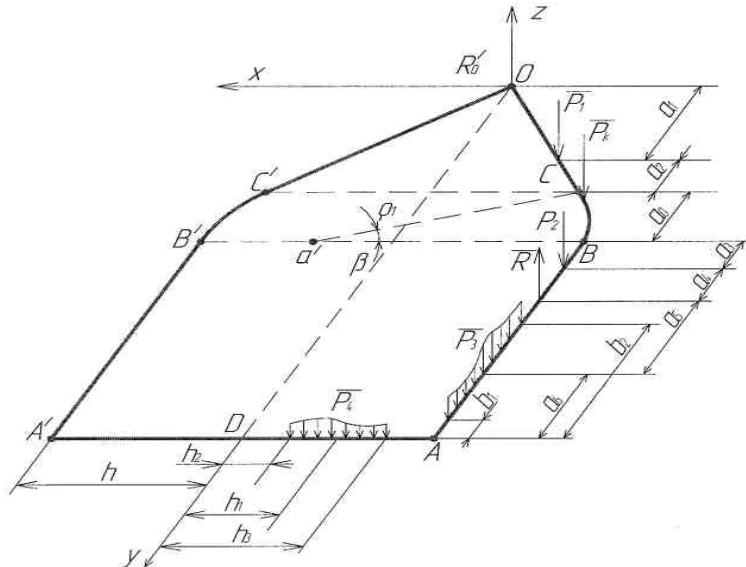


Рисунок 2- Приклад розрахункової моделі

При обчисленні потенціальної енергії деформації використовується метод перерізів, тобто перерізами вичленяється частина конструкції і розглядається її рівновага. Тому дуже важливо, щоб внутрішні силові фактори мали додатні напрями. Будемо вважати, що:

- перерізуюча сила додатня, якщо вона намагається повернути частину рами, яку розглядаємо, за годинниковою стрілкою;
- згинальний момент додатній, якщо його дія на вичленений елемент викликає розтяг волокон нижньої поверхні балки і стиск волокон на верхній поверхні;
- крутний момент додатній, якщо дивлячись з боку нормалі до розглядуваного перерізу він повертає переріз проти годинникової стрілки.

Робимо перетин балки $A'A$ на осі симетрії OY . Для збереження рівноваги до кожного з утворених поперечних перетинів необхідно прикласти силу дії і боку іншого перетину, тобто, за третім законом Ньютона дія лівого перерізу на правий рівна за величиною і протилежна за знаком.

Надалі будемо відносити перетин до зв'язаної з ним системи координат $\xi\eta\phi$ з центром у центрі ваги перетину, причому вісь η направлена по зовнішній нормалі до площі поперечного перетину (по дотичній до центральної осі балки), ϕ - вісь вертикально вгору, і $\xi\eta\phi$ - права система координат. Тоді, виходячи з того, що зовнішнє навантаження перпендикулярне до горизонтальної площини, бачимо, що система сил, з якою відкинутий перетин діє на розглядуваний, зведеться лише до поперечної сили Q і моментів M_ξ і M_η , причому M_ξ - згинний момент, M_η – крутний момент.

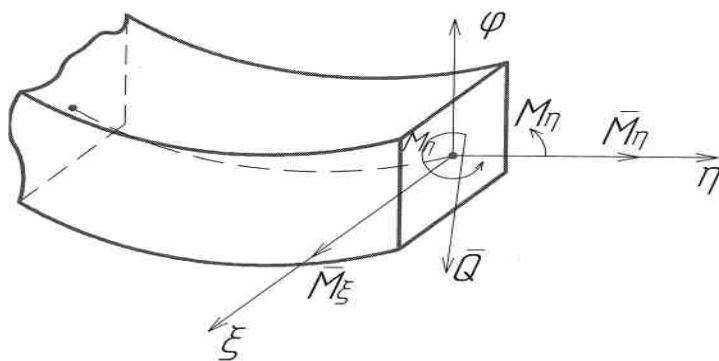


Рисунок 3- Розрахункова модель перетину балки А`А на осі симетрії ОУ

Якщо позначити внутрішні сили, що діють в центральному перерізі стержня А`А, то маємо таку картину.

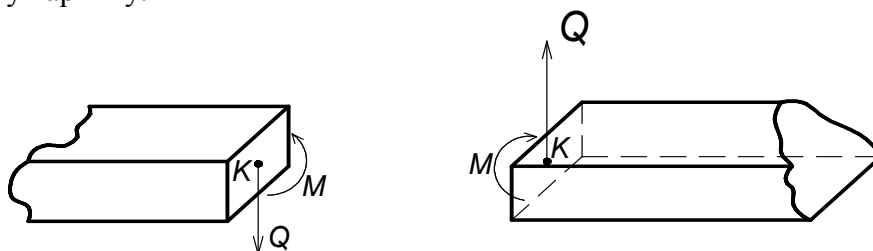


Рисунок 4- Розрахункова модель при врахуванні внутрішніх сил.

Вектори моментів направлені перпендикулярно до площини, в якій розміщено пари сил, що створюють ці моменти. Вони направлені так, що обертання площини під дією цих сил направлене проти годинникової стрілки, якщо дивитися з кінця вектора. Тоді на рис.2. вектори додатніх моментів будуть направлені вздовж осей ξ і η, а сума проєкцій векторів моментів на вісь рівна сумі моментів всіх сил, що діють на цей елемент відносно осі ξ. Аналогічно для осі η.

Потенціальна енергія деформації згину і кручення буде :

$$U = \frac{1}{2} \int_s \frac{M_\xi^2 ds}{E \times J_\xi} + \frac{1}{2} \int_s \frac{M_\eta^2 ds}{G \times J_k} , \quad (1)$$

де інтегрування ведеться вздовж центральної осі рами.

Якщо раму розбити на окремі елементи $i = 1, n$, то враховуючи адитивність потенціальної енергії, можна записати:

$$U = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} \int_s \frac{M_\xi^2 ds}{E \times J_\xi} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} \int_s \frac{M_\eta^2 ds}{G \times J_k} . \quad (2)$$

Тепер інтегрування ведемо лише вздовж центральної осі кожного окремого елемента. Тому надалі кожен елемент будемо відносити до зв'язаної з ним координати, яка відраховується вздовж центральної осі балки, з початком на її лівому поперечному перерізі. Наприклад, для прямолінійного елемента отримуємо таку модель.

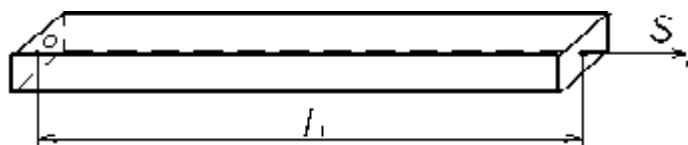


Рисунок 5- Розрахункова модель прямолінійної ділянки при $0 \leq S \leq l_i$

Для криволінійного елемента координата S відраховується вздовж дуги $S=r \cdot \varphi$; $0 \leq \varphi \leq \beta$, де β-центральний кут для даного елемента.

Якщо на прямолінійний елемент діє зосереджена сила, то такий елемент не обов'язково розбивати на два, а функцію зміни згинного моменту (аналогічно і крутного) записати однією формулою. Для цього спочатку розглянемо праву частину балки А`А, якщо на неї діє тільки вертикальна сила P_4 .

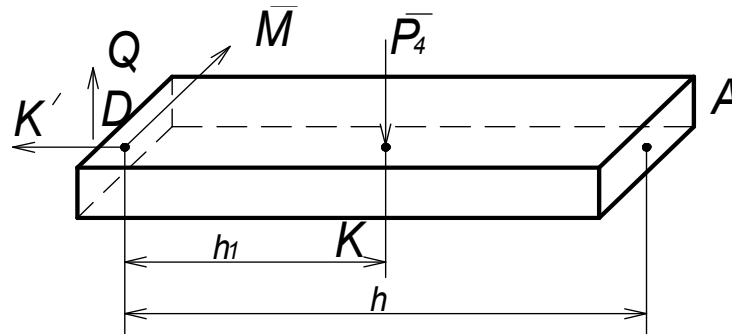


Рисунок 6- Розрахункова модель правої частини перетину балки

Розіб'ємо балку DA на дві частини DK і KA. Силу P_4 віднесемо до однієї з частин, немає значення до якої. Наприклад віднесемо її до частини KA (правої). Тепер розглянемо частину DK.

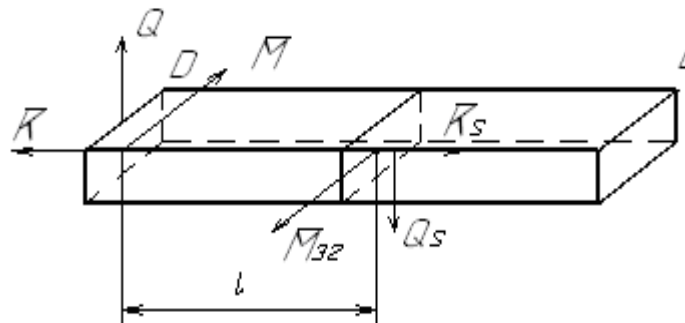


Рисунок 7- Розрахункова модель лівої частини перетину балки за умови $0 \leq s \leq h_1$

Для того, щоб знайти всі силові фактори, що діють в будь-якому перерізі балки DK, виріжемо елемент довжиною l і відкинемо всю раму справа, а дію на елемент замінимо моментами M_{32} ; K_s ; Q_s (направлені в додатніх напрямках). Запишемо умови рівноваги елемента

$$\sum M_{\eta} = M_{32} - M + Q_s = 0; \Rightarrow M_{32} = M + Q_s. \quad (3)$$

Прийmemo, що перерізна сила Q направлена так, що крутить елемент за годинниковою стрілкою.

$$M_{32} = M + Q_s, \quad 0 \leq s \leq h_1, \quad (K_s = K).$$

Тоді розглянемо ділянку LA;

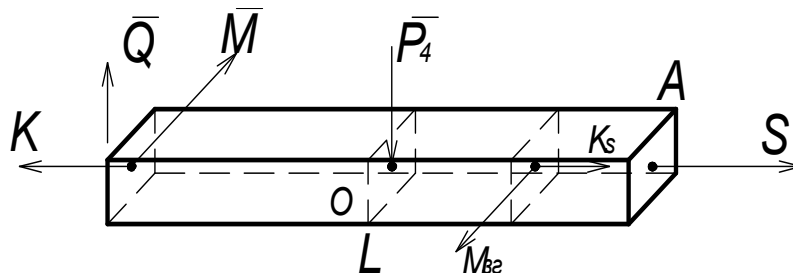


Рисунок 8- Розрахункова модель для дослідження силових факторів, що діють в будь-якому перерізі

$$\begin{aligned} M_{32} - M + P_4 \times \vec{S} - Q(\vec{s} + h_1) &= 0, & K_s - K &= 0, \\ M_{32} &= M + Q(\vec{S} + h_1) - P_4 \times \vec{S}, & K_s &= K, \\ 0 \leq \vec{S} &\leq h - h_1. \end{aligned} \quad (4)$$

Тепер припустимо, що при розгляді ділянки LA ми залишимо координату S з початком у т.D, тобто

$$\begin{aligned} S = h_1 = \vec{S}, \quad \text{або} \quad \vec{S} = S - h_1. \\ \text{Тоді} \quad M_{32} = M + Q \times S - P_4(S - h_1), \\ h_1 \leq S \leq h. \end{aligned} \quad (5)$$

Як бачимо формули (3) і (5) можна замінити однією [5], якщо використати одиничну функцію $U_x(x)$:

$$\begin{aligned} U_x(x) = \begin{cases} 0, & x \leq 1 \\ 1, & x > 0 \end{cases}, \quad \text{значить} \\ M_{32} = M + Q \times S - P_4(S - h_1) \times U_x(S - h_1), \\ 0 \leq S \leq h. \end{aligned} \quad (6)$$

Таким чином, з точки зору згинного моменту, нам не потрібно розглядати два елементи, а досить записати

$$M_{32} = \frac{1}{E \times J_\xi} \int_0^h [M + Q \times S - P_4(S - h_1) \times U_x(S - h_1)]^2 ds. \quad (7)$$

Вираз (7) тотожний виразам (3) і (5), тобто він справедливий для всієї прямолінійної ділянки рами.

Підводячи підсумок, приходимо до **висновку**: для забезпечення надійної роботи конструкцій і прогнозування ресурсу, зокрема рам мобільних сільськогосподарських машин, необхідно володіти ефективними методами розрахунку, критеріями оцінки і засобами дослідження реальної динаміки навантаженості цих об'єктів. В роботі використано метод мінімуму потенціальної енергії деформації конструктивних структур. Отримана залежність (7) дозволяє реально оцінювати напружено-деформівний стан у перетинах згинів, у даному випадку поздовжніх лонжеронів рам, що важливо при їх оптимізації за матеріаломісткістю і прогнозуванні довговічності.

Література

1. Рибак Т.І. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин.- Тернопіль :Збруч, 2003.- 332с.
2. К. Ф. Иванченко., В. С. Бондарев., Н. П. Колесник., В. Я. Барабаш. Расчеты грузоподъемных транспортирующих машин. –К.: Вища школа, 1978. -573с.
3. Л. М. Грошоев., Н. Ф. Дмитриченко., Т. И Рыбак. Надёжность сельскохозяйственной техники. –К.: Урожай, 1990. -190с.
4. М. С. Комаров., Динамика механизмов и машин. –М.: Машиностроение, 1969.- 295с.
5. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике (для научных работников и инженеров): определения, теоремы, формулы. Изд.4-е. - М. : Наука, 1978.- 832с.

Одержано 25.04.2007 р.