

На правах рукопису

Фурсіна Гаяна Дмитрівна

РОЗРОБКА МЕТОДИКИ ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ, МІЦНОСТІ
ТА РЕСУРСУ НЕСУЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ПРИЧІПНИХ МАШИН В
ПОЛЬОВИХ ТА СТЕНДОВИХ УМОВАХ

05.02.09 - динаміка, міцність машин,
приладів та апаратури

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків - 1996

ДВ. 33.660

Дисертація в рукописі

Робота виконана в лабораторії надійності систем,
статистичних та динамічних випробувань
Запорізького державного університету

Науковий керівник - доктор технічних наук,
професор Морозов Лев Васильович

Офіційні опоненти - доктор технічних наук, професор
заслужений діяч науки України
Анилович Веніамін Яковлевич
- кандидат технічних наук, доцент
Медведев Микола Григорович

Провідна організація - інститут механізації тваринництва
Української аграрної академії наук,
м.Запоріжжя

Захист відбудеться "23" ~~жовтня~~ 1996р. о 12 год.
на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 02.09.16 у
Харківському державному політехнічному університеті
/ЗІОСС2, м.Харків, МСП, вул. Фрунзе, 21/

З дисертацією можна ознайомитись в бібліотеці Харківського
державного політехнічного університету.

Автореферат розісланий " _ " _ _ _ _ 1996р.

Вчений секретар
вченої спеціалізованої ради
к.т.н., доцент


Бортовий В.В.

ЛНБ України ім.В.Стефаніка



00760004 (H)

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Питання прогнозування міцності та довговічності несучих конструкцій сільськогосподарських транспортних засобів на стадії їх проектування є актуальним та вкрай необхідним. Не дивлячись на те, що на сьогодні досить добре розроблені методи розрахунку впливу випадкових навантажень на конструкції, в конструкторських бюро з проектування сільськогосподарських транспортних засобів використовують наближені методи розрахунку, що приводить до збільшення металоемності конструкцій та виявленню дефектів, закладених в проектуванні, лише при експлуатації дослідних зразків. Ці недосконалі методики приводять як до збільшення терміну випуску нової продукції, так і збільшення її металоемності. Отже, існує об'єктивна необхідність в створенні уточнених розрахункових схем і методик, які б дозволяли ще в стадії проектування більш повно описувати реально виникаючі напрути та деформації несучих конструкцій транспортних засобів, зокрема причепів, та оптимізувати їх металоемність і рівномірність.

Мета роботи. Розроблення методики розрахунку рамних конструкцій, яка б дозволяла ще на стадії проектування враховувати статичні та динамічні навантаження, що сприймаються рамною конструкцією транспортного засобу під час руху по дорозі з випадковими нерівностями профілю та при стендових дослідженнях, а також прогнозувати міцність і довговічність та обґрунтувати експериментально й теоретично доцільність підбору конструкції найбільш раціональної по вазі та рівномірності.

Наукова новина полягає в розробці методики оцінки і прогнозування характеристик витривалості і ресурса елементів причепа з використанням розрахунково-аналітичних методів і короточасних

лабораторних випробовувань на підставі аналізу напружено-деформованого стану в експлуатаційних та стендових умовах; в розробці методики проведення лабораторних випробовувань аналогічних польовим умовам по впливу.

Практична цінність. Розроблена методика дозволяє на стадії проектування отримувати детальну інформацію напружено-деформованого стану несучих конструкцій транспортних засобів, зокрема причепів, і здійснювати вибір найбільш раціональних конструкцій. Ця інформація є початковою для оцінки статичної та динамічної міцності конструкцій. Підібраний режим прискорених випробовувань дозволяє досліджувати транспортні засоби за короткий час і незалежно від погодних умов.

Реалізація результатів роботи. Методика, алгоритми і програми розрахунку напружено-деформованого стану несучих систем рамного типу використані госпдоговірними дослідженнями кафедри деталей машин Запорізького машинобудівного інституту, а також в роботах з проектування напівпричепів в НВО "КТІСМ" м.Запоріжжя.

Апробація роботи. Основні результати дисертації доповідались на науково-технічних конференціях ЗМІ ім.В.Я.Чубаря /1985-1989р./, на науково-технічних радах НВО "НДКТІМ-сільгоспмаш" /м.Запоріжжя, 1987/, НВО "КТІСМ" / м.Запоріжжя, 1988 /.

Публікації. За матеріалами дисертації опубліковано чотири наукових роботи.

Структура та об'єм роботи. Дисертація складається з вступу, шести розділів, висновків, списку використаної літератури /120 найменувань/ та додатку. Дисертація викладена на 147 сторінках машинописного тексту, містить 41 ілюстрацію, 12 таблиць та 59 сторінок додатку.

ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі до дисертації обґрунтована актуальність проблеми, сформульована мета роботи, обґрунтована її наукова вартість та практичне значення, приведена коротка анотація робіт.

В першому розділі зроблено короткий огляд методів розрахунку напружено-деформованого стану несучих конструкцій транспортних засобів, висвітлені основні тенденції й напрямки на вдосконалення методів. Проблемі зниження металоємності несучих конструкцій сільськогосподарських транспортних машин при збільшенні їх довговічності надається значна увага при конструюванні. Рамна конструкція сільськогосподарського транспортного засобу є основним несучим вузлом, до того ж найбільш металоємним і тому її довговічність і міцність визначають ресурс роботи машини.

Питання міцності рам сільськогосподарських транспортних машин висвітлені в роботах багатьох авторів. Так вони виконані в роботах Буглю Р.І., Кугеля Р.В., Мельчакова А.П., Свердлова В.П., Тимошенко В.М., Шульпіна Б.Д. і багатьох інших. Користуючись роботами по вивченню міцності автомобільних і вагонних рам були проведені дослідні роботи по визначенню міцності тракторних рам та цілого ряду рам інших сільськогосподарських машин. Систематизованою працею з використанням статистичних методів дослідження по впливу мікропрофільів доріг на транспортні засоби є робота Силаєва А.А. "Спектральная теория поддрессирования транспортных машин". Динаміка трактора досконало досліджена в роботі Аниловича В.Я., Барського І.Б., Кутькова Г.М. При розв'язанні задач утомленої міцності ряд авторів /Гусев С.А., Дмитриченко С.С., Серенсен С.В. та інші/ вважають, що найбільш доцільним є використання методу схематизації за повними циклами. При цьому обчислюється

середнє значення втомленого пошкодження за один цикл навантаження і його другий момент розподілу

$$\bar{v} = \int_0^{\infty} \frac{f(\sigma) d\sigma}{N(\sigma)}, \quad \bar{v}^2 = \int_0^{\infty} \frac{f(\sigma) d\sigma}{N^2(\sigma)}$$

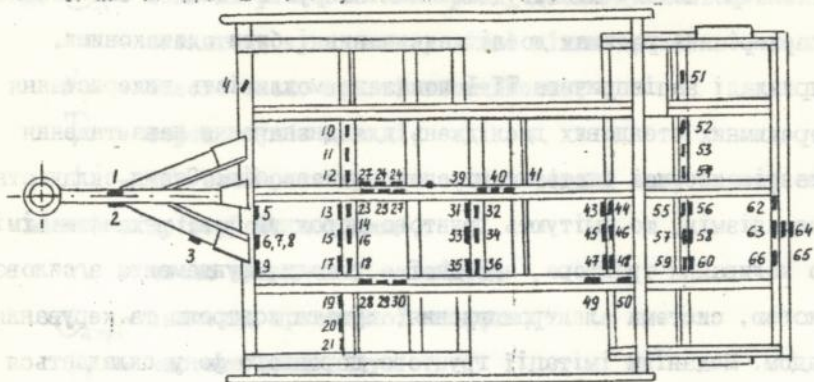
де $N(\sigma)$ - число циклів до руйнації на рівні напруг σ , що визначається за рівнем кривої втомленості,

$f(\sigma)$ - густина розподілу діючих напруг.

Огляд літературних джерел показав, що стосовно до причепів найбільш повно і систематично розглянуті питання статичного розрахунку несучих конструкцій і не враховуються випадкові процеси навантаження. Але ж для будь-якого транспортного засобу суттєву роль відіграють випадкові навантаження, які значною мірою впливають на втомлювальну міцність. Отже, розв'язання задачі міцності несучих систем повинно ґрунтуватись на аналізі втомлюючої міцності в імовірному аспекті. Поряд з цим, далеко не в повному обсязі проведені спостереження по використанню лабораторних досліджень. Не на достатньому рівні розроблено питання аналітичного розрахунку ресурсу елементів несучих систем причепів і подібних конструкцій при випадкових впливах на стадії їх проектування. Вище зазначеним питанням та питанням напружено-деформованого стану рами напівпричепа, розробці методики розрахунку рамних конструкцій транспортних машин на витривалість з використанням методу кінцевих елементів і присвячена дана дисертаційна робота.

В другому розділі розглядається об'єкт дослідження - рама напівпричепа ТТ-І, методи дослідження напруженого стану рами в різних умовах навантаження, а також стенди для випробування транспортних засобів. Напівпричіп призначений для транспортування сільськогосподарських вантажів та різних тварин. Напівпричіп являє собою одновісний транспортний засіб з вантажонід'ємністю

2000 кг. Платформа напівпричепи може бути опущеною на поверхню землі, що спрощує навантаження, а за допомогою гідроприводу переводиться в транспортне положення на висоту 1380 мм над поверхнею шляху. Для експериментального дослідження напруженого стану несучої системи напівпричепи використовується метод динамічного тензометрування. Датчики наклеювались на елементи рами серійних і дослідного зразків напівпричепи. Маса дослідного зразка напівпричепи складає 1480 кг, що на 250 кг менше серійного.



Мал.І. Схема розташування тензодатчиків на пересувній трапці "серійний-2".

В програму дослідження входило визначення навантаженості несучої системи при переїзді нерівностей, при транспортному режимі, при опусканні та підйомі платформи з максимально допустимим навантаженням 2000 кг та в статичному стані навантаження. Для виключення впливу крайових ефектів і концентрації напружень на покази датчиків останні прикріплялись на відстані 10 - 15 мм від місць, котрі б могли бути концентраторами та від країв конструкції.

В основу методики лабораторних випробувань та дослідження рам було покладено допущення, яке згодом повністю підтвердилось експериментально, що міцність втомленості рам залежить в основному

від вирішальних факторів експлуатаційних умов, котрі й повинні бути відтвореними на стенді. Тому то при виборі режимів випробування виходили з таких положень:

- амплітуди максимальних напружень, одержані елементами несучої системи при дослідженнях на стендах і в типових умовах експлуатації, повинні бути адекватними;
- закони розподілу амплітуд змінних напруг в одних і тих же елементах при різних режимах досліджень повинні бути однаковими.

На прикладі напівпричепа ТТ-І показана можливість використання однорежимних стендових досліджень для визначення навантаження елементів несучої системи транспортних засобів. Стенд складається із механізмів, що імітують ґрунтово-дорожний фон, механізма імітуючого коливання трактора, наїздної естакади, фундамента з силовою підлогою, системи електроживлення, пульта контролю та керування стендом. Механізм імітації ґрунтово-дорожного фону складається з двох бігових барабанів радіусами 0,425 м, що обертаються зі швидкістю 2,85 м/с. На барабанах можуть кріпитись перешкоди різних профілей та розмірів. Для імітації профільованого ґрунтового шляху використовуються перешкоди висотою 20 мм; для більш напружених умов експлуатації використовуються перешкоди висотою 40 мм.

Для визначення коефіцієнту довговічності обчислювались такі статистичні характеристики випадкових напруг: середнє арифметичне значення випадкової величини і дисперсія. За допомогою перетворювача графіків Ф018 отримували масиви чисел з осцилограм, останні вводились в ЕОМ 6С-1022 і за приведеною в дисертаційній роботі методикою обчислювались: кореляційна функція

$$K_m = \frac{1}{D(n-m)} \sum_{i=1}^{n-m} (x_i - x_{cp})(x_{i+1} - x_{cp}),$$

спектральна густина

$$S(\omega) = \frac{2}{\pi} \sum_{k=0}^m K_k \cos(\Delta\omega \cdot \Delta t);$$

коефіцієнт втомлювальної міцності

$$n_{-1} = \frac{G_{-1}}{\sqrt[1]{\frac{1}{N_0} \cdot \frac{T}{t} \cdot \frac{n}{2} \sum_i (G_{a_{np}i}^m \cdot P_i)}};$$

коефіцієнт довговічності

$$K_{-1} = (n_{-1})^m,$$

де G_{-1} - межа витривалості матеріалу досліджуваної деталі,

m - котангенс кута нахилу лівої вітки кривої втомленості,

N_0 - базове число кривої втомленості,

T - строк служби деталі,

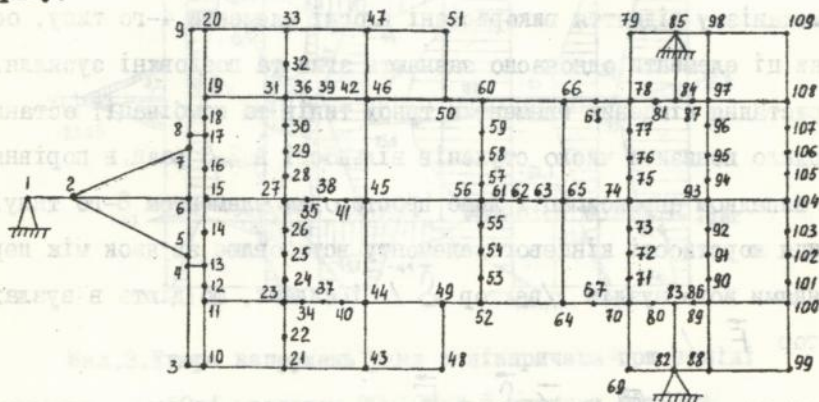
t - час експерименту / час, відповідний часу запуску оброблюваного відрізка осцилограми/,

n - число випадкових амплітуд,

$G_{a_{np}i}$ - значення приведеної напруги,

P_i - частота розподілу.

В третьому розділі проведено теоретичний аналіз напружено-деформованого стану несучої системи напівпричепа за допомогою методу кінцевих елементів /МКЕ/. Розрахункова схема вібрає в себе шниц та раму.



Мал.2. Розрахункова схема напівпричепа.

Маса платформи з вантажем розподілялась на поздовжні та поперечні балки рами шляхом розділу платформи на секції розташовані між сусідніми балками. Місця опору рами здійснювались в вузлах I, 82, 85, що відповідає спираю на серйгу та два колеса. Допускалось, що конструкція абсолютно твердоцільна і може зміщуватись лише в вертикальній площині. Більша частина зв'язків рами розташована в паралельних та ортогональних площинах, що дозволяє апроксимувати їх плоскими стержневими елементами. Кожний кінцевий елемент характеризується своїм типом. Тип кінцевого елемента /КЕ/ пов'язаний з певною матрицею жорсткості. З типом елемента пов'язане число узагальнених переміщень, число геометричних параметрів, число розрахункових величин. В наявній роботі використовуються елементи 2-го, 4-го, 8-го типів. Так елементи 2-го типу, що враховують деформації згину і зсуву, використовуються для стержнів, що мають малу жорсткість на кручення. Балки, виготовлені з профілю замкнутого поперечного перерізу, мають жорсткість на деформацію кручення порівняльну зі згинальною жорсткістю. Тому для їх апроксимації доцільно використати стержневий просторовий елемент 8-го типу з 12-ю степенями вільності. Для апроксимації деяких поздовжніх балок і тяг механізму підняття використані плоскі елементи 4-го типу, оскільки ці елементи одночасно зазнають згин та поздовжні зусилля. Використання кінцевих елементів трьох типів та комбінації останніх дозволило понизити число ступенів вільності в 2-3 рази в порівнянні з випадком апроксимації лише просторовим елементом 8-го типу. Матриця жорсткості кінцевого елемента встановлює зв'язок між переміщеннями його вузлів /вектор $\bar{\delta}$ / і силами, що діють в вузлах /вектор \bar{F} /.

$$\bar{F} = \bar{K} \cdot \bar{\delta} + \bar{F}_p$$

На підставі розрахункових значень напруг одержані залежності:
напруг від моменту опору сортаменту, напруг від маси сортаменту,
напруг від маси рами.

В четвертому розділі розглянуті результати експериментальних досліджень напружень елементів рами напівпричепа ТТ-І, виконаних у відповідності з методикою, викладеною в розділі 2, а також проведений аналіз імовірного розподілу напружень в елементах несучих систем. Для вирішення питання втомлювальної міцності несучих систем причепів і подібних конструкцій запропонована заміна експлуатаційних досліджень однорежимними стендовими. Обґрунтовані параметри режиму стендових досліджень: швидкість руху, форми і розміри перешкод, імітуючих шляхові нерівності та вибоїни. При цьому виходили з того, що частота прикладення навантаження не впливає на межу витривалості і в ділянці пружних деформацій зміна навантаження між екстремумами не впливає на втомлювальні властивості матеріалу. Скорочення часу досліджень на стенді досягалось шляхом дії збільшених за частотой навантажень /внаслідок більш частого наїзду колеса на перешкоду/ і цілодобової роботи причепа. Відповідність стендових досліджень експлуатаційним оцінювалась t - критерієм.

$$i \quad F - \text{критерієм} \quad \left(m_x - \frac{S \cdot t_p}{\sqrt{n_u}} \right) < m_g < \left(m_x + \frac{S \cdot t_p}{\sqrt{n_u}} \right)$$

$$\left(S - \frac{S \cdot t_p}{\sqrt{2n_u}} \right) < S_g < \left(S + \frac{S \cdot t_p}{\sqrt{2n_u}} \right),$$

де t - коефіцієнт нормального закону розподілу,

S - середнє квадратичне відхилення,

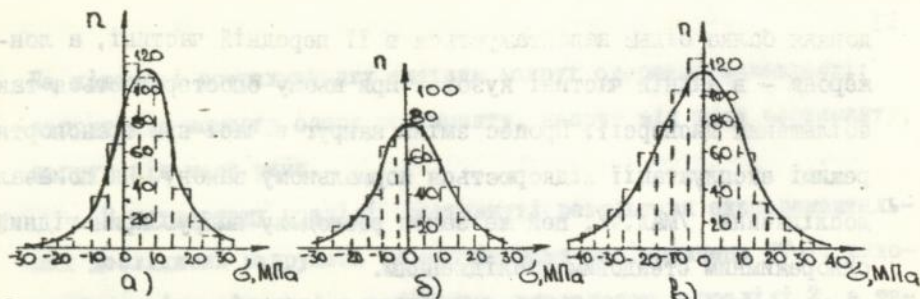
n_u - число незалежних вимірювань.

Аналіз результатів вимірювань показав, що збільшення нерівностей при русі причепа приводить до того, що центральна поз-

довжня балка більш навантажується в її передній частині, а лонжерони - в задній частині кузова. При цьому спостерігається також збільшення дисперсії. Процес зміни напруг в часі при транспортному режимі експлуатації підкорюється нормальному закону. Як показали дослідження /Мал.4/, цей же закон розподілу напруг принагідний і однорежимним стендовим дослідженням.

Найбільше середнє квадратичне відхилення спостерігається при більш жорсткій експлуатації, а саме, при збільшенні перешкоди під одним із коліс. Найменше розсіювання напруги спостерігається при русі по ґрунтовому шляху. Аналіз досліджень напівпричепи на експлуатаційному режимі та двох стендових режимах, зроблений за статистичними параметрами, дозволяє зробити висновок про відповідність стендових досліджень експлуатаційним. Середні напруги і середні квадратичні відхилення, отримані при стендових дослідженнях при умовах знаходження перешкоди під обома колесами близькі за величиною тим же параметрам, що обчислені за результатами експлуатаційних досліджень. Для того, щоб несуча система напівпричепи зазнавала більших напруг відповідно до більш жорстких умов експлуатації / переїзд значних нерівностей, рух по стерні, оранці тощо/, застосовувались стендові дослідження з перешкодами під одним колесом. При цьому спостерігається значне збільшення дисперсії - більш ніж удвічі, в порівнянні з експлуатаційними даними.

Як було встановлено експериментально, найбільш навантаженим елементом рамної системи пересувного трапу ТТ-І є сниця в місці наклейки датчика №І. В цьому місці спостерігалась поява тріщин, а максимальна напруга, зареєстрована тензодатчиком №І при дослідженні серійного зразку на режимі переїзду одноразової перешкоди досягала 106,8 МПа. Середня ж напруга значно менша і складала лише 22 МПа.



Мах.4. Криві розподілу напруг для елемента рами в місці наклепки датчика №49 при різних режимах дослідження:

а/ рух по ґрунтовому шляху; б/ при дослідженнях на стенді з перешкодами під обома колесами по 20 мм; в/ при дослідженнях на стенді з перешкодою 40 мм під одним колесом.

Розрахункові дані дозволяють стверджувати, що при використанні стендових досліджень для оцінки міцності і довговічності несучих систем транспортних засобів слід враховувати, що збільшення перешкод під колесами приводить до збільшення дисперсії. Середні ж напруги добре узгоджуються з напругами, одержаними при експлуатації.

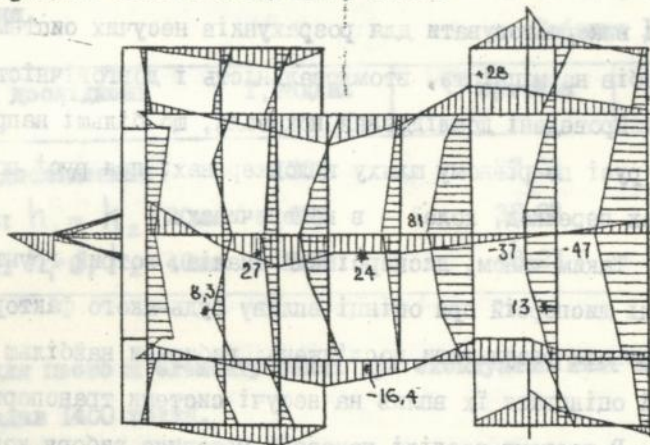
В п'ятому розділі аналізуються випадкові реалізації зміни напруг в елементах напівпричепа з метов оцінки впливу виду конструкції, мікропрофілю шляху, режимів стендових досліджень на характеристики випадкових процесів. Ці дані використовуються в розрахунках несучих систем транспортних засобів на міцність, втомлюваність і довговічність. На підставі проведених досліджень експлуатаційної навантаженості несучих систем серійних машин була розроблена і виготовлена рама, перевага якої в меншій вазі і яка може застосовуватись в різних напівпричепах сільськогосподарських машин.

Проведений аналіз показав, що для дослідження напруженості поздовжніх болон рам транспортних засобів можна пропонувати однорежимні стендові дослідження з перешкодами під одним коле-

сом, а для поперечних - з перешкодами під обома колесами.

Приведена епіюра напруг елементів рами напівпричепи при стендових дослідженнях і значень напруг в тих же елементах при експлуатаційних дослідженнях. Порівняльний аналіз підтверджує можливість заміни польових досліджень стендовими для такого типу машин. Характер напруженого стану рами напівпричепи в експлуатації і стендових дослідженнях ідентичний, хоч величина напруг децю відмінна, тому що режим стендових досліджень був більш напруженим, ніж пересування по профільованому ґрунтовому шляху. Змінюючи режими досліджень, можна одержати гарні співпадання величин напруг.

При збільшенні середньої напруги спостерігається збільшення розсіювання його значень. Для полегшеного зразку рами напівпричепи, в котрій відсутня центральна поздовжня балка, крайні поздовжні балки завантажені менше в задній частині рами. Відповідно і дисперсія більша в передній частині поздовжніх балок.



Мал.5. Епіюра напруг елементів рами напівпричепи при стаціонарному навантаженні. Зірочками помічені напруги при експлуатаційних випробуваннях.

Подальший аналіз результатів тензOMETричних досліджень показав, що поперечні балки більш завантажені в місцях кріплення до центральної поздовжньої балки. Вид кореляційних функцій майже

не змінюється при переході від експлуатаційних до стендових досліджень, що говорить про ідентичність процесів навантаження, а отже, свідчить про вірність вибору режимів стендових досліджень. За виглядом кореляційних функцій можна зробити висновок про швидкість руху транспортного засобу і вид мікропрофілю шляху: зі збільшенням довжини нерівностей шляху час кореляційного зв'язку зростає, а зі збільшенням швидкості руху - зменшується.

Для врахування характеру протікання випадкового процесу в часі використовується спектральна густина, яка показує, що при збільшенні швидкості руху максимальне значення спектральної густини зміщується в бік більших значень швидкостей, а їх величина знижується.

Оскільки кореляційна функція і спектральна густина не залежать від конкретної конструкції машини, а відображують вплив мікропрофілю шляху і швидкості руху, ці статистичні характеристики слід використовувати для розрахунків несучих систем транспортних засобів на міцність, втомлювальність і довговічність.

Проведені дослідження показали, що більші напруги виникають при русі по рівному шляху в лонжеронах; при русі по стерні, переїздах перешкод, колії - в поперечинах.

Таким чином, дисперсійний аналіз, котрий ґрунтується на порівнянні дисперсій при оцінці впливу будь-якого фактора, дозволяє оцінювати результати досліджень, вибирати найбільш важливі фактори і оцінювати їх вплив на несучі системи транспортних засобів.

В шостому розділі показана методика вибору конструкції мінімальної ваги і максимальної довговічності з можливістю варіації не лише вагою окремих елементів, але й зі зміною всієї конструкції. Використовуючи методику, що описана у другому розділі, за експериментальними даними обчислюється ресурс для лімітуючого елемента несучої системи /сниці/ при експлуатаційних та стендових дослід-

жених за формулою:

$$T = \frac{G_{-1}^m}{n_{-1}^m \cdot \frac{1}{N_0} \cdot \frac{1}{t} \cdot \frac{n}{2} \cdot \sum G_{a_{np_i}}^m \cdot P_i}, \text{ год.}$$

де G_{-1} - межа витривалості матеріалу деталей, МПа,

$G_{a_{np_i}}$ - приведена амплітуда напруг,

n - число випадкових амплітуд,

n_{-1} - коефіцієнт запасу втомлювальної міцності,

N_0 - базове число циклів кривої втомлювальності,

t - час запису експерименту, в годинах,

P_i - частоті розподілу,

m - котангенс кута нахилу лівої вітки кривої втомлювальності.

Результати розрахунку показали, що при використанні стендових досліджень можна досягти прискорення під час проведення досліджень в два чи 4,5 рази за рахунок більш високочастотного навантаження.

Таблиця I

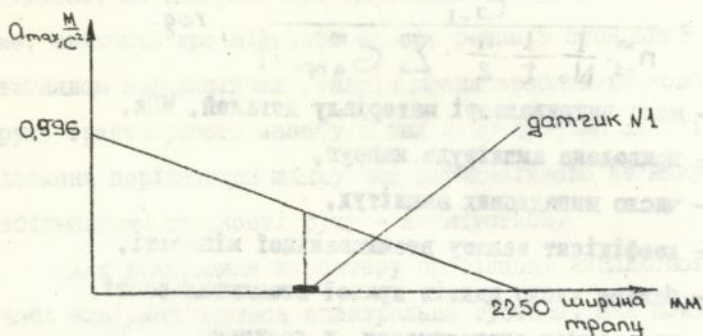
Вид досліджень	T, години	σ пр., МПа	$K_{\text{приск.}}$
Польові дослідження	1338	27,03	
Стендові: $h_1 = h_2 = 20$ мм	678	38,23	1,97
Стендові: $h_1 = 0, h_2 = 40$ мм	301	48,23	4,45

Ресурс для цього ж елементу шпичі при експлуатаційних дослідженнях складав 1400 годин.

Аналітичні дослідження полягали в розрахунку ресурса для того ж лімітуючого елементу при стендових дослідженнях з перешкодою $h = 40$ мм під одним колесом. Ці дослідження склалися з того, що обчислювались прискорення при переїзді перешкоди одним колесом /в десяти точках/, після чого обчислювались сили,

моменти сил та напруги.

Розроблена розрахункова схема для обчислення прискорень.



Мал.6. Розрахункова схема для обчислення прискорень.

Зв'язок між вертикальним переміщенням y і кутом повороту барабана φ записано з трикутників: $O_1O_3O_4$ та $O_2O_3O_4$, мал.7.

$$y = z_1 \cos \varphi + (z_2 + z_3) \cos \alpha$$

де

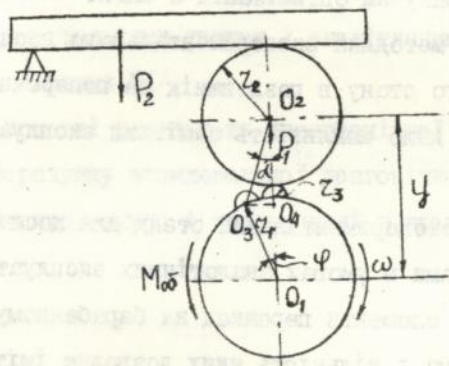
$$\cos \alpha = \sqrt{1 - \left(\frac{z_1}{z_2 + z_3} \sin \varphi\right)^2}$$

Взявши другу похідну по часу від вищенаведеного виразу, отримуємо прискорення як функцію кута

$$\ddot{y} = -z_1 \omega^2 \cos \varphi - \frac{4z_1^2 \cos 2\varphi [(z_2 + z_3)^2 - z_1^2 \sin^2 \varphi] + 2z_1^4 \sin \varphi \cos \varphi \sin 2\varphi}{(z_2 + z_3)^2 - z_1^2 \sin^2 \varphi}$$

Користуючись наближенням, що рама є абсолютно жорсткою конструкцією, визначаємо прискорення будь-якої точки, а за прискоренням визначаємо сили інерції та напруги.

При переїзді перешкоди висотою 40 мм кут φ зазнає зміни від 0° до 11° . Відповідно до одержаного значення прискорення в місці наклейки датчика №1 обчислюється 10 значень напруг, які використовуються для визначення ресурсу аналітичним методом. Прискорення в місці наклейки датчика №1 можна обчислити користуючись схемою, що показана на мал.7.



Мал.7. Схема визначення прискорення.

За одержаними даними обчислюється ресурс за формулою визначення міри пошкодження

$$T = \frac{\sigma_{-1}^m \cdot N_0 \cdot t}{3600 \cdot \sigma_a^m \cdot n}$$

де σ_a - приведена напруга.

Обчислений таким методом ресурс лімітованого елемента несучої системи напівпричепи склав 346 годин

ВИСНОВКИ

1. На основі імовірних підходів, найкраще відповідаючих умовам роботи конструкції, виконано широке коло теоретичних досліджень міцності та довговічності поздовжніх та поперечних елементів рами напівпричепи при дії статичних та динамічних навантажень в експлуатаційних умовах та на стенді. Достовірність всіх теоретичних результатів підтверджена широкими експериментальними дослідженнями.

2. Розроблена розрахункова схема та математична модель несучої системи напівпричепи, яка реалізована з допомогою програми

"Рама" для ПЕОМ, що дозволяє провести розрахунок на міцність, а також варіантні розрахунки оптимізації з ваги.

3. Запропонована методика експериментального дослідження напружено-деформованого стану в поздовжніх та поперечних елементах рами напівпричепа, що дало можливість замінити експлуатаційні дослідження стендовими.

4. Удосконалено експериментальний стенд для дослідження напруг в несучих елементах рами в умовах аналогічних експлуатаційним. Введені конструктивні елементи перешкод на барабанному стенді, розміри, геометрична форма і кількість яких дозволяє імітувати випадкові навантаження в транспортному режимі.

5. Показана можливість дослідження на стенді рівнів напруг, законів розподілу напруг, статистичних характеристик процесів, характеру напруженостей несучої системи напівпричепа. Відповідність стендових досліджень експлуатаційним оцінювалась t -критерієм та F -критерієм /розподіл Фішера/

6. Отримана залежність між висотою перешкоди під колесами напівпричепа і розподілом напруг в елементах рами. Показано, що збільшення висоти перешкод приводить до збільшення напруг в передній частині центральної поздовжньої балки та лонжеронах задньої частини кузова.

7. На основі імовірних підходів розроблена методика розрахунку елементів рами і сніці, що дає розподіл напруг в конструкції аналогічний експериментальному.

8. Розроблена методика розрахунку втомлювальної довговічності елементів несучих систем напівпричепа. Ця методика дозволяє виявити коефіцієнти втомлювальної міцності і довговічності та здійснити статистичний аналіз результатів експерименту.

9. Достовірність результатів теоретичних досліджень підтверд-

жені відповідними експериментами. Співставлені ресурси, обчислені за експериментальними даними і аналітичним шляхом в лімітуючому елементі /датчик №1/.

Ю. Основні результати дисертаційної роботи викладені в "Методиці розрахунку втомлювальної довговічності елементів несучих систем сільгоспмашин і упроваджені в практику інженерних досліджень.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ ДИСЕРТАЦІЇ ОПУБЛІКОВАНО В ТАКИХ
РОБОТАХ:

1. Морозов Л.В., Мороз Н.С., Фурсина А.Д. Нагруженность элементов рамы тележки-трапа для перевозки животных. //Тракторы и сельхозмашины.- МП.- 1987.

2. Фурсина А.Д. Определение нагруженности в ответственных конструкциях прицепных животноводческих машин в полевых и стендовых условиях. //Отчетная научно-техническая конференция ЭИ им. В.Я.Чубаря, Запорожье.- 1988, /4 - II апреля/.

3. Морозов Л.В., Фурсина А.Д., Захожий Ю.В. Установка для усталостных испытаний натуральных элементов конструкции. Деп. в УкрНИНТИ 18 мая 1989, №1279 - УК 89.

4. Фурсина А.Д., Рышт З.В. Статистический анализ эксплуатационной нагруженности элементов несущей системы транспортных машин. //Интенсификация технологических процессов и повышение ресурсов изделий: Сб.науч.тр., 1991.- Киев, с.32-37.

Fursina A.D. The method elaboration of loading determination, tensile strength and resource carried of tractor- drawn machines constructions in field and stand condition.

The thesis for academic competition of candidate of technical science of speciality 05.02.09 - dynamics, machine apparatus and instruments tensile strength, Charkov State Polytechnical University, Charkov, 1996.

The thesis is maintained. That dissertation investigates the strain-deformed condition of tractor-drawn machines carrying construction. The estimation loading, tensile and resource-frame systems on the basis of short-term laboratory tests and analytical calculation method is proposed. The exploitation tests replacement method is based by short-term stand tests. The hindrances height dependence is recieved under the wheels among strain distribute in elements of frame. The calculation diagram and the carrying system of trailer mathematical model and the corresponding programme for personal computer is elaborated.

Аннотация

Фурсина А.Д. Разработка методики определения нагруженности, прочности и ресурса несущих конструкций прицепных машин в полевых и стендовых условиях.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук специальности 05.02.09 - динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры, Харьковский государственный политехнический университет, Харьков, 1996 год.

Защищается диссертация, в которой исследуется напряженно-деформированное состояние несущих конструкций прицепных машин. Пред-

лагається метод оцінки навантаженості, прочності і ресурса рамних систем на основі краткосрочних лабораторних випробувань і аналітичних розрахунків. Обґрунтований метод заміни експлуатаційних випробувань краткосрочними стендовими, отримана залежність між висотою перешкоди під колесами причепа і розподілом напружень в елементах рами. Розроблена розрахункова схема і математична модель несучої системи причепа і відповідна програма для персонального комп'ютера.

Ключові слова: метод скінчених елементів, розрахунок конструкцій, напружено-деформований стан, несучі конструкції, навантаженість, характеристики витривалості, міцність, ресурс.

003 4504

Заказ 1242. Тираж 100. Об'єм 1 друкований лист.
Підпис до друку 5.08.96 г.
Підрозділ оперативної поліграфії ЗШНТЕ1:
330002, м. Запоріжжя, пр. Леніна, 77.

439289

AB 35.660

AB 35.660

THE UNIVERSITY OF CALIFORNIA LIBRARY
100 UNIVERSITY AVENUE
LOS ANGELES, CALIFORNIA 90024
TEL: 213-875-8800