

Міністерство освіти України

Харківський державний автомобільно-дорожній
технічний університет

На правах рукопису

Єфименко Олександр Володимирович

**СТВОРЕННЯ КОМПЛЕКСУ ДВОМОДУЛЬНИХ МАШИН І
АНАЛІЗ РЕЖИМІВ НАВАНТАЖЕННЯ
(НА ПРИКЛАДІ УНІВЕРСАЛЬНОЇ МАШИНИ КЛАСУ 6КН)**

05.05.04 - машини для земляних і дорожніх робіт

Автореферат дисертації на здобуття наукового
ступеня кандидата технічних наук

Харків, 1997



Робота виконана в Харківському державному автомобільно-
дорожньому технічному університеті

Науковий керівник - кандидат технічних наук,
доцент Кириченко І. Г.

Офіційні опоненти:

- Заслужений винахідник України, академік Академії будівництва
України, доктор технічних наук, професор Хмара Л.А.;
- доцент, кандидат технічних наук Хачатурян С.Л..

Провідна організація - Інститут машин і систем
Мінмашпрому України

Захист відбудеться 18 червня 1997 р. о 10⁰⁰ год. на засіданні
спеціалізованої наукової Ради Д 02.17.02 при Харківському дер-
жавному автомобільно-дорожньому технічному університеті за
адресою : 310078, Харків-78, вул. Петровського, 25, ХДАДТУ.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці
університету.

Автореферат розіслано 16 травня 1997 року

Відгуки на автореферат у 2 екземплярах, підписані та засвідчені
печаткою, прохання направляти на адресу наукової Ради

Вчений секретар Ради, доктор
технічних наук, професор

Подригало М. А.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність проблеми. Швидке моральне старіння машин та зростаючий рівень вимог до їх функціональних властивостей вимагають принципово нових підходів до методології проєктування засобів механізації. При цьому повинна бути забезпечена можливість скорочення термінів проєктування машин, трансформації конструктивного та функціонального виконання без зниження показників надійності та продуктивності.

Рішення цих складних науково-технічних завдань можливе при переході до модульних принципів побудови засобів механізації дорожньо-будівельного та комунального машинобудування. Позитивний досвід суміжних машинобудівних галузей вказує на перспективність такої концепції стосовно сфери виробництва будівельних та дорожніх машин. Широкий діапазон зміни функціональних властивостей, типорозмірних параметрів робочого обладнання та тягово-швидкісних режимів машин створює найбільш сприятливі умови для використання концепції модульної побудови саме у цій машинобудівній галузі. Перспективність та актуальність даного напрямку підтверджується практикою ведучих закордонних фірм, таких як Poclain, Mercedes-Benz, Caterpillar та деяких інших, що використовують у тій чи іншій мірі модульні принципи побудови машин.

Об'єкт та загальна методологія дослідження. Концепція модульної побудови технічних об'єктів передбачає наявність різних рівнів роздріблювання складних систем. Одним з різновидів модульних технологічних машин є двомодульне конструктивне виконання засобів механізації, при якому машина подається у вигляді двох функціональних модулів - технологічного (ТМ) та енергетичного (ЕМ). На рівні техніко-економічного аналізу виконана оптимізація системи двомодульних машин, теоретично

та експериментально досліджені режими навантаження, що формуються обладнанням технологічного модуля та трансмісією енергетичного модуля.

Мета й основні завдання наукового дослідження. Мета роботи полягає в розробці наукової бази конструювання двомодульних засобів механізації на основі визначення раціонального складу комплексу, а також в дослідженні режимів навантаження машини та автоматизації конструктивного виконання технологічного і енергетичного модулів.

Досягнення зазначеної мети вимагає рішення певних задач, основними з яких є:

- розробка і аналіз математичної моделі для визначення раціонального складу комплексу двомодульних машин;
- порівняльний аналіз режимів навантаження трансмісії енергомодуля та робочого обладнання технологічного модуля класу 6 кН;
- розробка методики проектування двомодульних машин із застосуванням пакету прикладних програмних продуктів.

Наукова новизна полягає в формалізації інформаційної структури двомодульної технологічної машини, що забезпечує можливість рішення конструкторських та техніко-економічних задач із застосуванням комп'ютерної техніки. Для визначення навантаженості ЕМ розроблена нелінійна модель з урахуванням масових параметрів ТМ та динамічних процесів як у робочому обладнанні ТМ, так і в трансмісії ЕМ.

Достовірність результатів забезпечена необхідною кількістю експериментів, виконаних безпосередньо на дослідному зразку машини, а також задовільною збіжністю результатів теоретичних та експериментальних досліджень.

Практична цінність. Розроблена принципово нова конструкція машини, що складається з двох функціональних модулів. Сформовані у процесі виконання роботи бази даних та програмні продукти дозволяють виконати розрахунки і проектування двомодульних машин з шарнірним та жорстким закріпленням навісного обладнання.

На захист виноситися:

- новий засіб побудови машин будівельного, дорожнього та комунального призначення;
- методика вибору раціонального складу комплексу двомодульних машин;
- математичні моделі та результати експериментальних досліджень двомодульної машини;
- програмні комп'ютерні засоби, призначені для вирішення конструкторських, техніко-економічних та оптимізаційних задач з модульного проектування.

Реалізація роботи. Створені три зразки машини з універсальним робочим обладнанням. Одна з цих машин експлуатується Дзержинським ЖЕО м. Харкова. Харківському заводу тракторних самохідних шасі переданий дослідний зразок та технічна документація для виконання подальших робіт для удосконалення конструкції. АО "Автрамат інженіринг" передана технічна документація та методика розрахунку динамічних навантажень двомодульних машин. Окремі ідеї та положення роботи використовуються в навчальному процесі кафедри підйомно-транспортних, будівельних та дорожніх машин та обладнання ХДАДТУ при виконанні НДРС, у курсовому та дипломному проектуванні, а також при читанні курсу лекцій "Модульне проектування машин" (спеціальність 7. 090.214).

Публікації результатів досліджень. Зміст роботи опубліковано в 9 друкованих роботах.

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається із вступу, п'яти розділів, переліку літератури із 87 найменувань та додатків. Загальний обсяг роботи 150 сторінок, у тому числі 120 сторінок машинописного тексту, 12 таблиць, 45 рисунків та 5 додатків на 35 сторінках.

ЗМІСТ РОБОТИ

1 Огляд і аналіз досліджень

Найбільш поширеним засобом, який дозволяє забезпечити здійснення різноманітних технологічних операцій у дорожньому будівництві, є агрегування. Досвід виробничої експлуатації технологічних машин показує, що не завжди вдається добитися раціонального використання енергетичного потенціалу машин у конкретних умовах технологічних процесів. У більшості випадків необхідна доробка гідроприводу, трансмісії та ходового обладнання базової машини. Внаслідок цього технічні характеристики нової машини не в повній мірі відповідають потрібним.

Розв'язанням цієї проблеми є проєктування дорожньо-будівельних та комунальних машин з використанням модульного принципу. У наш час цей принцип побудови техніки отримав значне застосування у таких галузях промисловості як суднобудівництво, станкобудівництво, житлове будівництво, робототехніка, інформатика. В автомобільній галузі, сільському господарстві та при проєктуванні кранів ведуться роботи з використанням модульного підходу. Відомі роботи таких вчених як Л.В.Барташева, А.Л.Васильєва, Ю.А.Вільмана, А. В. Дабагіяна, А. И.Дворянкина, А.Б.Демського, А.В.Іллічова, Б.Ф. Кузнецова, В. Ф. Курочкіна, Е.Н.Пилакіна, В.В.Яцкєвича.

У дорожньому будівництві, що відзначається значною кількістю технологічних операцій, модульний підхід широко не використовується. На початковому рівні пропонується поділити машину на два модулі. Для дорожньо-будівельної машини у вигляді першого модуля доцільно застосувати агрегат, що є джерелом енергії та пересування в процесі роботи, а у вигляді другого модуля - агрегат для виконання технологічної операції. Таким чином, під енергетичним модулем треба розуміти тип модуля з встановленим силовим та ходовим обладнанням, який призначений для виконання транспортної та енергетичної функції. Технологічний модуль - тип модуля з встановленим робочим та ходовим обладнанням, призначений для виконання робочої операції.

Огляд завантаження дорожньо-будівельних машин показує, що 15-20 % всього парку постійно простоюють у зв'язку з сезонністю робіт. При оснащенні машини різноманітним навісним обладнанням силовий агрегат використовується, але непристосованість машини щодо зміни режимів навантаження знижує надійність. Попередній аналіз показав, що навіть поділ машини на дві частини і проєктування енергетичного модуля з урахуванням спектру можливих навантажень дозволяє виготовити машину з більш високими показниками надійності, а підприємствам, що використовують модульну систему, не витрачати додаткові кошти на силові агрегати, що періодично простоюють. Поеднання енергетичного та технологічного модулів доцільно здійснити за допомогою нескладного вузла для стикування.

При дослідженні системи двомодульних машин не вирішене питання про раціональний склад комплексу та конструктивні параметри ЕМ. У зв'язку з тим, що силовий вплив на енергетичний модуль залежить від типу стикуваного у даний момент ТМ та

технологічної операції, ЕМ зазнає складного режиму навантаження.

Дослідженням навантаження землерійно-транспортних машин присвячені роботи Т.В.Алексєєвой, В.Ф.Омєльченка, К.О. Артема'єва, В.Л.Баладинського, В.І.Баловцева, Ю.А.Вєтрова, М.І. Гальперіна, В.М.Гольдштейна, М.Г.Домбровського, Ю.Л. Карвелішвілі, В.П.Корнеєва, Є.Н. Кузіна, В.С.Ловейкіна, Є.Ю. Малиновського, Л.В.Назарова, І.А.Нєдорєзова, П.І.Нікуліна, В.В.Нічке, В.М.Тарасова, М.А.Ульянова, Д.І.Фєдорова, М. Ф. Федотова, Л.А.Хмари, А.М.Холодова та інших.

У зв'язку з тим, що методика проектування ЕМ для подібних випадків не розроблена, доцільно виконувати проектування на основі найбільш навантаженого ТМ. Зокрема, цілком невідомо, як буде навантажена трансмісія енергетичного модуля, коли до нього у вигляді технологічного модуля будуть підключатися елементи з різною масою та різним місцезнаходженням центру ваги.

Питання навантаження трансмісії розглянуті в працях І.В.Барського, С.Г.Борисова, С.М.Борисова, С.Д.Львова, Е.Ю. Малиновського, В.В.Гуськова, Л.В.Назарова, Н.А.Островєрхова, Т.І.Скундіна, Д.А.Чудакова та інших. Дослідниками було встановлено, що максимальні навантаження на металоконструкцію та трансмісію машини виникають у час перехідних процесів: під час заглиблення робочих органів машини у штабель матеріалу з розгону, подолання перешкод, гальмування робочого обладнання при його опусканні, розгін при виконанні транспортних операцій, при гальмуванні машини.

Для оцінки навантаженості двомодульної машини у різноманітних робочих ситуаціях були проведені експериментальні дослідження. Порівняльний аналіз експериментів показує,

що трансмісія ЕМ має найбільш небезпечні зусилля при різкому розгоні, трохи нижче навантаження при розгоні з упором робочого органу в штабель матеріалу (рисунк 1). На рисунку: 1-операція навантаження, 2 -транспортування матеріалу, 3-копання, 4-різке гальмування,5-гальмування робочого обладнання, 6-подолання перешкод, 7-зїзд із ступені, 8-буксування, 9-різкий розгін, 10-різкий розгін при копанні.

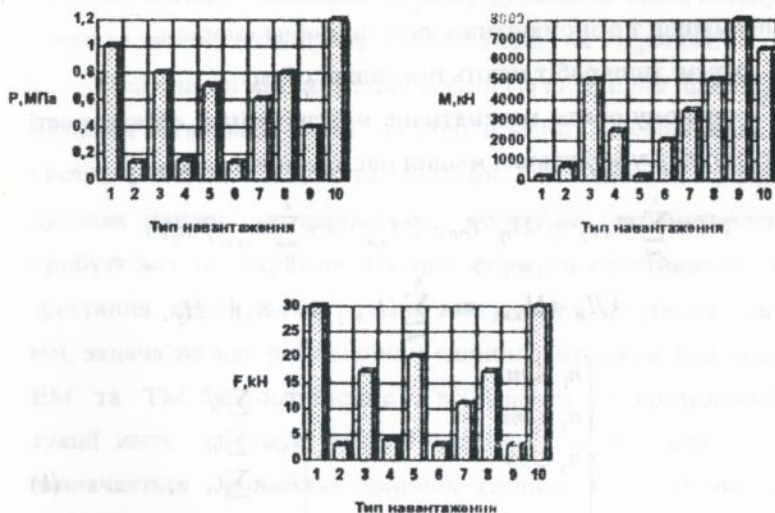


Рисунок 1 Навантаженість гідроприводу, трансмісії та металоконструкції двомодульної машини

2. Визначення раціонального складу системи

двомодульних машин

Можливість одночасного використання енергетичних модулів з різноманітним набором технологічних модулів ставить перед організацією, що експлуатує систему, проблему вибору раціонального складу цих машин. Під раціональним складом двомодульної технологічної системи треба розуміти такий, що дає

найбільшу ефективність. Аналіз сучасних підходів до оцінки ефективності машин показує, що у кінцевому підсумку всі оптимізаційні побудови повинні бути зведені до визначення основного показника ефективності - чистого прибутку.

В основу математичної моделі покладені принципи, які визначають діапазон умов виконання робіт, при яких доцільне використання двомодульних машин:

- організація виконує сезонні роботи, що вимагають застосування машин з різноманітним робочим обладнанням;
- окремі типи робіт мають невеликий обсяг.

У повному обсязі математична модель оцінки ефективності роботи комплексу модульних машин має такий вигляд:

$$\begin{aligned} \Pi = & \sum_{j=1}^k C_{прj} \cdot n_j \cdot \Pi_{пр} \cdot T_{срj} - [(Z_{э.м.} \cdot m + \sum_{j=1}^k Z_{э.т.м.j} \cdot n_j) + \\ & + D_H \cdot (C_{э.м.} \cdot m + \sum_{j=1}^k C_{т.м.j} \cdot n_j + K_c)] - H_{г.}, \end{aligned}$$

$$\begin{cases} n_1 \leq m \\ n_2 \leq m \\ n_3 \leq m \\ \dots \\ n_j \leq m \end{cases} \quad \begin{cases} T_{1г} > \sum I_n \\ T_{2г} > \sum I_n \\ T_{3г} > \sum I_n \\ \dots \\ T_{mг} > \sum I_m \end{cases}, \quad (1)$$

де $C_{пр}$ - ціна, що визначилася на ринку одиниці продукції, виготовленої чи переробленої машиною; $H_{г}$ - загальна річна сума податків та виплат з балансового прибутку; n_j - кількість технологічних модулів; $\Pi_{пр}$ - продуктивність машини; $T_{срj}$ - середній обсяг робочого часу; $Z_{э.м.}$ - річні витрати на експлуатацію одного енергетичного модуля; m - кількість енергетичних модулів; $Z_{э.т.м.j}$ - витрати на експлуатацію одного технологічного модуля для виконання j -го виду робіт; D_H - норма дисконту; $C_{э.м.}$ -

вартість одного енергетичного модуля; $C_{т. м. j}$ - вартість одного технологічного модуля, що виконує j -ий вид робіт; K_c - супутні капітальні витрати.

Модель вклучає у явному вигляді кількість енергетичних модулів m , кількість кожного виду технологічних модулів p_j і може використовуватися для підбору раціонального числа техніки для організації. Оптимізувати таку систему в аналітичному вигляді неможливо, тому необхідно використовувати чисельні засоби оптимізації, що базуються на ітераціях.

При аналізі математичної моделі (1) виявилось, що існує два варіанти організації робіт на підприємстві: ситуація, коли річні обсяги робіт необмежені та обмежені. Оптимальний склад модульних машин визначається передусім темпами зростання прибуткової та затратної частини формули ефективності. Якщо зростання прибуткової частини випереджає зростання затратної, задача не має розв'язання і єдиним висновком про кількість ЕМ та ТМ буде необмежене їх збільшення. У протилежній ситуації існує оптимум функції ефективності, положення якого визначається кількістю одиниць техніки. Коли річний обсяг робіт обмежений, завжди існує оптимум, який відповідає максимальному прибутку. Цей оптимум і буде визначати раціональну кількість технологічних та енергетичних модулів.

В окремих ситуаціях, коли підприємство має один енергетичний модуль, продуктивність ТМ та вартість робіт, що виконуються кожним із модулів, однакові, податок на прибуток не є прогресивним, а роботи виконуються послідовно. капітальні витрати, приведені до одного року експлуатації, і сумарна вартість річних результатів діяльності є лінійною функцією кількості ТМ і задача вирішується явно.

3. Аналіз навантаженості енергетичного модуля з різноманітними типами ТМ

При проектуванні двомодульної системи треба враховувати взаємний вплив енергетичного та технологічного модулів і розглядати навантаженість кожного вузла машини окремо. Вузлом ЕМ, безпосередньо зв'язаним з ТМ, є трансмісійний силовий блок. Трансмісія найбільш трудомістка і коштувана частина енергомодуля. Експериментальні дослідження навантаженості машини показали, що для енергомодуля класу 6 кН найбільш небезпечним є режим розгону при виконанні транспортної операції. Таким чином, з точки зору визначення навантаженості ЕМ у модульній системі доцільним є розгляд математичної моделі різкого розгону з різноманітними типами ТМ, що моделюється зміною положення і величини центру ваги ТМ, а також введенням у модель шарнірно-підвісного робочого обладнання.

У системі двомодульних машин треба визначити дві групи: з істотно нерухомим та рухомим центром ваги ТМ. Розглянемо навантаженість машини при її оснащенні ТМ першого типу. Враховуючи структурний аналіз приведених мас і жорсткостей, а також результати попередніх досліджень, можна прийняти еквівалентну динамічну систему у вигляді, запропонованому на рисунку 2.

На рисунку прийняті такі позначки: $m_{дв}$ - маса двигуна, маховика і ведучої півмуфти; $m_{тр}$ - маса трансмісії; m_k - маса ведучих коліс; m_n - маса машини; X_1, X_2, X_3, X_4, X_5 - одиничні узагальнені координати; $P_{дв}$ - сила руху; $W_г$ - сила опору пересуванню; C - жорсткість, зведена до плями контакту колеса з дорожньою поверхністю; $F_{тр}$ - сила тертя між півмуфтами; T - тягова сила на ведучих пневматиках; R - реакція на ведучих пневматиках.

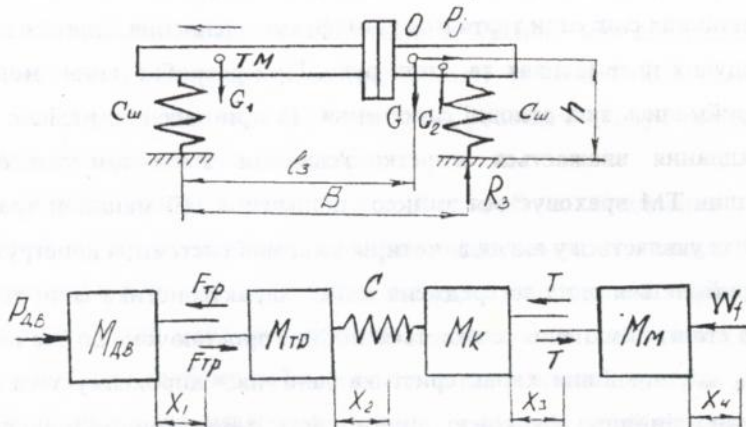


Рисунок 2 Еквівалентна схема двомодульної машини з істотно нерухомим ЦВ ТМ

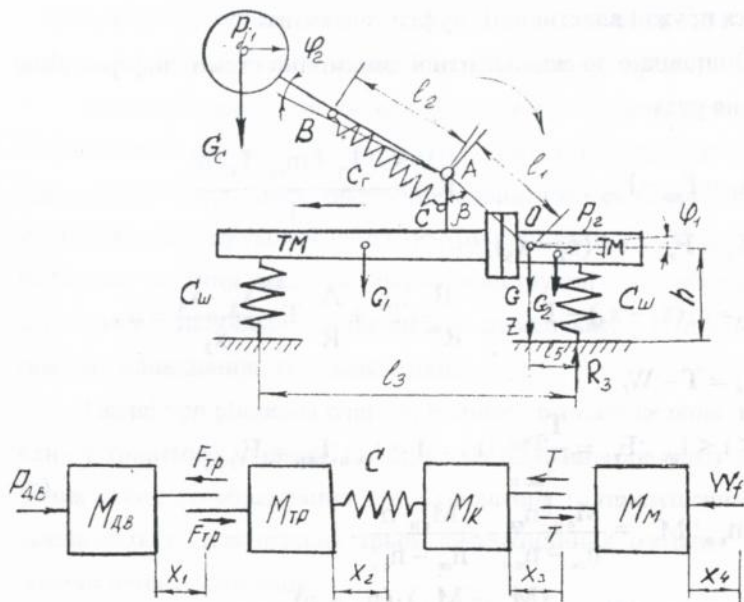


Рисунок 3 Динамічна схема двомодульної машини при істотному зміщенні ЦВ ТМ

Запропонована математична модель враховує нелінійність зовнішніх сил: сили тертя між півмуфтами зчеплення, сили тяги на ведучих пневматиках та сили руху. При розробці даної моделі приймалися такі основні спрощення та припущення: навісне обладнання вважається жорстко з'єднаним з остовом трактора, вплив ТМ враховується зміною положення ЦВ машини; трансмісія уявляється у вигляді чотирьохмасової системи; в конструкції приймається одна зосереджена маса; характеристика сили тертя на етапі увімкнення вважається лінійно зростаючою до значення $F_{тр \max}$; зовнішня характеристика двигуна апроксимується кусочно-лінійною функцією, динамічність характеристики двигуна не враховується; коливання розглядаються в продольній вертикальній площині; з'єднання в трансмісії вважаються абсолютно жорсткими; радіальна жорсткість шин не враховується; не враховуються пружні властивості муфти зчеплення.

Відповідно до сквівалентної динамічної схеми диференціальне рівняння руху

$$\left\{ \begin{array}{l} m_{дв} \ddot{x}_1 = P_{дв} - F_{тр}, \quad R = \frac{G \cdot L_1 + m_m \cdot \ddot{x}_4 \cdot h_{2j}}{L} \\ m_{тр} \ddot{x}_2 = F_{тр} - c \cdot (x_2 - x_3), \\ m_k \ddot{x}_3 = c \cdot (x_2 - x_3) - T, \quad \frac{B}{R^m} \cdot T^m + \frac{A}{R} \cdot T - \frac{\dot{x}_3 - \dot{x}_4}{\dot{x}_2} = 0, \\ m_n \ddot{x}_4 = T - W_f, \\ 0 < t < t_{вкл}: F_{тр} = \frac{T_{тр \max}}{t_{вкл}} \cdot t, \quad t > t_{вкл}: F_{тр} = F_{тр \max}, \\ n > n_{ен}: M_{дв} = \frac{M_{ен} \cdot n_{ек}}{n_{ек} - n_{ен}} - \frac{M_{ен} \cdot n}{n_{ек} - n_{ен}}, \\ \text{При } n < n_{ен}: M_{дв} = \frac{(M_{ем} - M_{ен}) \cdot (n_{ен} - n)}{n_{ен} - n_{ем}} + M_{ен}. \end{array} \right. \quad (4)$$

При взаємодії ЕМ з ТМ, який має шарнірно закріплене робоче обладнання машина навантажена в більшій мірі внаслідок динамічного додатку дякуючи інерційності робочого обладнання, при цьому центр маси ТМ протягом робочого циклу істотно змінює своє положення в просторі.

Таким чином, є сенс уявити дане робоче обладнання у вигляді шарнірно-підвісної маси, що знаходиться на консолі. Враховуючи відносну жорсткість робочого обладнання та рамних конструкцій машини порівняно з жорсткістю гідроприводу, гідроциліндри підйому робочого обладнання доцільно уявити у вигляді пружного невагомого зв'язку. Динамічна схема машини приведена на рисунку 3.

У вигляді узагальнених координат моделі прийняті наступні: Z - вертикальне зміщення центру маси остова машини O , φ_1 - кут повороту остова машини щодо центру мас O , φ_2 - кут повороту маси робочого обладнання щодо його центру кріплення.

Основні спрощення та припущення при розробці математичної моделі слідуючі: в конструкції машини виділяються дві зосереджені маси - маса шарнірно-підвішеного робочого обладнання та маса нерухомої щодо центру кріплення робочого обладнання частини машини; рамні конструкції є абсолютно жорсткими, найбільш податливими елементами є гідропривід підйому обладнання та пневматики.

Перші три рівняння системи повинні визначати опис коливань у трансмісії машини. Останні три рівняння описують коливання робочого обладнання ТМ. Спрощення та припущення, що приймаються для перших трьох диференціальних рівнянь, аналогічні приведеним вище.

Із врахуванням позначень коефіцієнтів системи (таблиця 1) об'єднана модель машини з істотно рухомих положенням ЦВ:

$$\left. \begin{aligned}
 m_{\text{мх}} \ddot{x}_1 &= P_{\text{мх}} - F_{\text{тп}}, & R &= \frac{G \cdot l_3 \pm G_{\text{р.о.}} \cdot l_7 + P_{j_1} \cdot (h + h_1) + P_{j_2} \cdot h}{L}, \\
 m_{\text{тп}} \ddot{x}_2 &= F_{\text{тп}} - c \cdot (x_2 - x_3), \\
 m_{\text{к}} \ddot{x}_3 &= c \cdot (x_2 - x_3) - T, & \frac{B}{R^m} \cdot T^m + \frac{\Lambda}{R} \cdot T - \frac{\dot{x}_3 - \dot{x}_4}{\dot{x}_2} &= 0, \\
 m_{\text{н}} \ddot{x}_4 &= T - W_f, \\
 a_1 \cdot \ddot{Z} + b_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + d_1 \cdot \ddot{\varphi}_2 + e_1 \cdot Z + d_1 \cdot \varphi_1 &= 0, \\
 a_2 \cdot \ddot{Z} + b_2 \cdot \ddot{\varphi}_1 - d_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + e_2 \cdot Z + d_2 \cdot \varphi_1 &= -P_{j_2} \cdot h - P_{j_1} \cdot h_1, \\
 a_3 \cdot \ddot{Z} - b_3 \cdot \ddot{\varphi}_1 + d_3 \cdot \ddot{\varphi}_2 + f_3 \cdot \varphi_2 &= -P_{j_1} \cdot h, \\
 0 < t < t_{\text{мх н}} \cdot F_{\text{тп}} = \frac{T_{\text{тп макс}}}{t_{\text{мх н}}} \cdot t, & t > t_{\text{мх н}} \cdot F_{\text{тп}} &= F_{\text{тп макс}}, \\
 n > n_{\text{сн}} \cdot M_{\text{мх}} &= \frac{M_{\text{сн}} \cdot n_{\text{сн}}}{n_{\text{сн}} - n_{\text{сн}}} - \frac{M_{\text{сн}} \cdot n}{n_{\text{сн}} - n_{\text{сн}}}, \\
 \text{при } n < n_{\text{сн}} \cdot M_{\text{мх}} &= \frac{(M_{\text{сн}} - M_{\text{сн}}) \cdot (n_{\text{сн}} - n)}{n_{\text{сн}} - n_{\text{сн}}} + M_{\text{сн}}.
 \end{aligned} \right\} (5)$$

Таблиця 1 Значення коефіцієнтів системи диференціальних рівнянь

Позначення	Значення	Позначення	Значення
a_1	$(m + m_{\text{р.о.}})$	c_1	$2 \cdot C_{\text{III}}$
a_2	$m_{\text{р.о.}} \cdot l_1 \cdot \sin \beta$	e_2	$C_{\text{III}} \cdot (l_3 - l_4)$
a_3	$m_{\text{р.о.}} \cdot l_2 \cdot \sin \alpha$	d_1	$C_{\text{III}} \cdot (l_3 - l_4)$
b_1	$m_{\text{р.о.}} \cdot l_1 \cdot \sin \beta$	d_2	$C_{\text{ш}} \cdot (l_3^2 + l_4^2)$
b_2	$(I + m_{\text{р.о.}} \cdot l_1^2)$	f_3	$C_{\text{Г}} \cdot l_6^2 \cdot \sin^2 \gamma$
b_3	$-m_{\text{р.о.}} \cdot l_1 \cdot l_2 \cdot \cos(\alpha + \beta)$		

Системи рівнянь (4), (5) дозволяють оцінити процес з урахуванням ковзання і перерозподілу маси машини по осям. Системи не уявляється вирішити в очевидному вигляді, тому доцільним для вирішення поставлених задач є використання ПЕОМ.

Аналіз математичних моделей показав, що у трансмісії ЕМ, у приводі керування та металоконструкції робочого обладнання виникають коливальні явища. Коливання в трансмісії енергомодуля передаються на остов машини і робоче обладнання. У свою

чергу, розхитування вільної маси робочого обладнання викликає зміну характеру процесу у джерелі коливання - трансмісії машини. Характер навантаження в трансмісії суттєво залежить від положення центру ваги і значення маси ТМ. Наприклад, при переміщенні центру ваги ТМ у напрямку ЕМ на 0,9 м крутний момент на півосях зріс від 4,8 до 5,5 кНм, навантаженість приводу і металоконструкції зросла в середньому на 15-18 %. Збільшення маси ТМ приводить до нелінійного зростання зусилля в трансмісії та збільшення тривалості коливань. Збільшення маси ТМ на 20 % привело до нелінійного зростання крутного моменту на 4-6 %. Необхідно визначити факт взаємного впливу коливальних процесів у трансмісії та робочому обладнанні ТМ.

Зростання зусилля при зміщенні центру ваги ТМ, як і при збільшенні самої маси ТМ пояснюється тим, що в початковий період розгону машина переміщує частину своєї ваги на задній міст внаслідок сили інерції, спрямованої протилежно руху машини. Зміна положення центру ваги машини та значення маси ТМ приводить до перерозподілу нормальних реакцій та трансформації навантаження: при зміщенні центру ваги від ведучої осі і збільшенні маси ТМ зростає момент опору торкання та зусилля, що розвивається двигуном. Ситуація змінюється, коли машина, отримавши необхідний імпульс, знаходиться в режимі руху. Консольно підвішена маса, розгойдуючи остов машини, сприяє додатковому перерозподілу реакцій, зміні характеру процесу і при збігові частот коливання трансмісії та робочого обладнання може сприяти істотному зростанню динамічної навантаженості машини на 20-25 % залежно від масових параметрів.

Підвищення темпу увімкнення муфти до 0,08-0,1 сек. приводить до зміни характеру процесу та загальної навантаженості. Так при темпі 0,15 сек. трансмісія машини випробовує миттєве

навантаження протягом 0,05-0,08 сек., значення якого може досягати 8-8,2 кНм, спостерігається зростання інтенсивності коливання робочого обладнання і приводу. Характер кривої показує, що при достатньо високому темпі увімкнення муфта не встигає спрацювати як запобіжний елемент трансмісії.

Аналіз одержаних даних дозволяє зробити висновок про істотний вплив передаточного числа трансмісії на інтенсивність і тривалість коливальних процесів. Так, якщо на зниженій передачі ($i=254$) крутний момент дорівнює 2,5-3 кНм, а зусилля в приводі керування практично не змінювалися, на четвертій передачі реєструвалися значення відповідно 7,5-8 кНм та 0,35-0,4 МПа. Графіки залежності вказаних параметрів дані на рисунках 4-9.

4 Експериментальні дослідження

двомодульної технологічної машини

Метою експериментального дослідження є одержання інформації про закономірності формування навантаженості двомодульної машини при зміні параметрів ТМ, а також для зіставлення експериментальних та теоретичних даних для оцінки адекватності запропонованої математичної моделі реальним процесам.

Відповідно до мети експериментального дослідження у вигляді задач були: розробка методики та програми експериментальних досліджень, підготовка об'єкта дослідження для проведення дослідів та польових експериментів в реальних умовах експлуатації, проведення аналізу експериментальних даних та їх порівняння з результатами теоретичних досліджень.

У вигляді об'єкта дослідження була обрана двомодульна машина з технологічним модулем "Універсальний навантажувач", що має обсяг ковша 0,165 м³ та вантажопідйомність 3,6

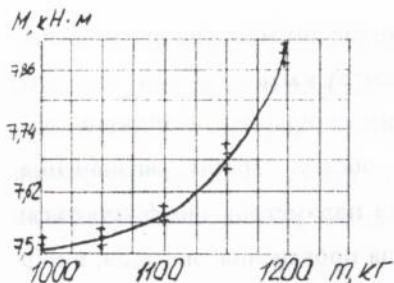


Рисунок 4 Залежність крутного моменту в трансмісії від маси ТМ

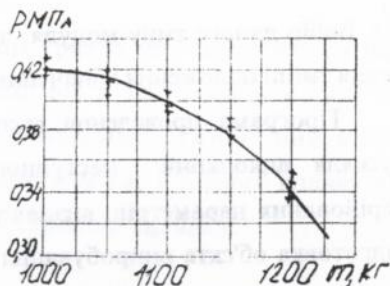


Рисунок 5 Залежність зусиль в гідроприводі від маси ТМ

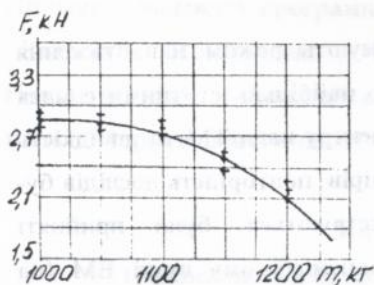


Рисунок 6 Залежність зусиль в металокожухі робочого обладнання (нижня тяга) від маси ТМ

М, кН·м

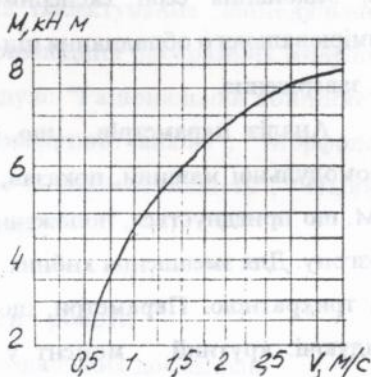


Рисунок 7 Залежність крутного моменту в трансмісії від лінійної швидкості

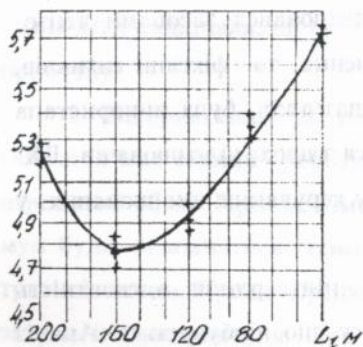


Рисунок 8 Залежність крутного моменту в трансмісії від положення ЦВ ТМ

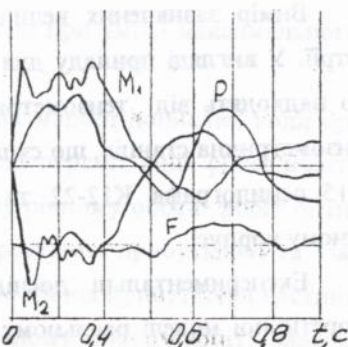


Рисунок 9 Типова осцилограма ($M_{1,2}$ - момент на півосях, P - тиск у гідроприводі, F - зусилля в тязі)

кН. Вибір даного типу модуля зумовлений можливістю моделювання зміни положення і значення центру ваги.

Програма проведення експериментальних досліджень допускала виконання наступного обсягу робіт: визначення варійованих параметрів; визначення параметрів, що фіксуються; підготовка об'єкта випробування для проведення дослідів; вибір вимірювального обладнання у відповідності з параметрами, що фіксуються; проведення градуювання вимірювального обладнання; виконання серії експериментів; проведення градуювання вимірювального обладнання під час проведення дослідів та після їх завершення.

Аналіз параметрів, що формують режим навантаження двомодульної машини, показав, що найбільш істотними є маса ТМ, що приєднується, положення центру ваги ТМ та швидкість розгону. Для зменшення хибних вимірів повторність дослідів була трикратною. Параметри, що ресструються, були прийняті наступні: крутний момент у трансмісійному вузлі ЕМ (на півосях); зусилля в металоконструкції робочого обладнання ТМ (у порівняльному приладі); тиск у гідродрифтах керування робочим обладнанням; дійсна швидкість руху машини.

Вимір зазначених величин здійснювався засобами тензометрії. У вигляді приладу для підсилення та фіксації сигналів, що надходять від тензометричних датчиків, була використана тензометрична станція, що складається з двох підсилювачів ЛХ-5515, осцилографа К12-22 та пульта керування, змонтованих у одному корпусі.

Експериментальні дослідження підтвердили адекватність теоретичної моделі реальному процесу, що відбувається. Аналіз даних показав, що відмінність розрахункових та експериментальних даних не перевищує 4-8 %, у найгірших випадках -

10,5%. Відсутність у розрахункових кривих високочастотних параметрів процесу пояснюється тим, що в теоретичній моделі не враховані усі маси, що в дійсності мають місце. Разом з цим, високочастотна частка (не більше 5 %) не виявляє істотного впливу на величину максимальних зусиль та характер процесу.

5 Методика проектування комплексу двомодульних машин

На підставі результатів теоретичних і експериментальних досліджень розроблена методика проектування двомодульних машин із застосуванням пакету прикладних програмних модулів. До пакету належать програмні модулі: "Раціональний комплекс", "Каталог", "Компоновка", "Кінематичний аналіз", "Морфологічний аналіз", "Силовий аналіз", "Навантаженість", "Надійність", "Порівняльний аналіз" та інші.

Висновки з роботи

Перспективні напрямки подальших досліджень

1. Запропонована математична модель для оцінки ефективності роботи комплексу модульних машин, що містить цільову функцію прибутку та ряд обмежених умов. Модель дозволяє визначити раціональний склад системи при умові максимального прибутку.

2. Використання двомодульних машин доцільно, коли організація має сезонні роботи та коли окремі види робіт мають невеликий обсяг. При необмеженому річному обсязі робіт оптимум буде визначатися темпами зростання прибуткової та затратної частин. При випередженні зростання прибуткової частини задача не має рішення. При обмеженому обсязі робіт завжди існує оптимум, раціональне число, що визначає кількість технологічних та енергетичних модулів. Для вирішення задачі не-

обхідно використовувати чисельні засоби пошуку оптимуму функції.

3. Коли комплекс має один ЕМ, продуктивність ТМ однакова, роботи виконуються послідовно, податок на прибуток не прогресивний, то прибуток лінійно залежить від кількості ТМ та визначається річним фондом роботи ЕМ. При прогресивному податку затратна частина носить нелінійний характер при лінійному характері вартості річних результатів діяльності підприємства. Для рішення завдання є можливість використати засоби математичного аналізу.

4. Експериментальні дослідження показують, що найбільш високі режими навантаження приводу, металоконструкції та трансмісії ЕМ зареєстровані при виконанні різноманітних елементів робочого циклу машини. Так, найбільші зусилля в приводі робочого обладнання та металоконструкції виникають при інтенсивному заглибленні робочого органу в ґрунт та складають відповідно 1,2 МПа та 30 кН, максимальні зусилля в трансмісії реєструвалися при різкому разгоні в транспортному режимі (8000 Нм).

5. Розроблена математична модель двомодульної машини описує динамічні процеси, що відбуваються в трансмісії ЕМ, приводі робочого обладнання, металоконструкції при роботі спільно з землерийно-транспортним та навантажувальним ТМ. Відмінність розрахункових та експериментальних даних не перевищує 4-8 %, у найгірших випадках - 12 %.

6. Характер навантаження в трансмісії суттєво залежить від положення центру ваги і значення маси ТМ. Збільшення маси ТМ приводить до нелінійного зростання динамічного навантаження в трансмісії машини. Для модульних машин класу 6 кН, що випускаються серійно, варіація маси, що приспонується в ме-

жах 10-100 % від маси ЕМ, приводить до збільшення максимальних моментів, що скручують колісні півосі в 1,2-1,4 рази.

7. Зміщення на 0,9 м центру ваги машини назад приводить до збільшення крутного моменту на півосях від 4,8 до 5,5 кНм, навантаженість приводу і металоконструкції зростає в середньому на 15-18 %. Зміщення центру ваги по вертикалі на 0,5 м у аналогічних умовах викликає перевантаження колісних півосей на 20 %.

8. Коливання в трансмісії енергомодуля передається на остова машини і робоче обладнання. Розхитування вільної маси робочого обладнання викликає зміну характеру коливання в джерелі коливання - трансмісії машини. У ТМ з консольними робочими органами, такими як навантажувач, процеси невстановленого руху машини супроводжуються тривалими (до 5 сек.) коливаннями тиску в гідроприводі та крутного моменту в трансмісії з максимальними амплітудами, що на 20-25 % вище, ніж у модуль з жорстко закріпленим робочим обладнанням.

9. Збільшення темпу увімкнення муфти зчеплення на енергомодулі класу 6 кН від 0,5 до 0,01 сек. приводить до підвищення навантаження в трансмісії та робочому обладнанні навантажувача в 1,4 рази.

До перспективних напрямків подальших досліджень належить віднести розробку методики проєктування складних модульних систем будівельних машин.

Основні положення дисертації відбиті в наступних роботах:

І Основні публікації

1. Кириченко И.Г., Ефименко А.В. Модульное проектирование строительных, дорожных и коммунальных машин. - Вестник ХГАДТУ, 1995, N2.

2. Kirichenko I. G., Efimenko A. V. The programme gurance of modlic design for the construction machine. - Збірка праць Сіанського автомобільно-дорожнього інституту, КНР (на китайській мові), 1994, N1, с. 6

3. Кириченко І.Г., Шевченко В.О., Єфименко О.В, Лізунков О.В. Навантаженість трансмісії двохмодульної машини в момент різкого зрушення з місця. - Київ: УМК ВО, 1996 (Збірник наукових праць "Проблеми розробки виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки").

4. Кириченко І.Г., Лізунков О.В., Єфименко О.В. Комп'ютерне супроводження модульного проектування машини. Кіровоград: КІСМ, 1996, с.145-149 (Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник МО України "Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин", випуск 24-26).

II. Додаткові публікації

5. Кириченко І.Г., Шевченко В. А., Лысенко А. Н., Ефименко А.В. Компьютерный помощник конструктора. - УкрНТИ, інформлисток Іл N73-94. - Харьков: 1994.

6. Кириченко И. Г., Лысенко А. Н., Шевченко В. А., Ковалевский С. Г., Ефименко А. В. Универсальный погрузчик для коммунального хозяйства. - УкрНТИ, інформлисток Іл N59-94. - Харьков, 1994.

7. Ничке В. В., Кириченко И. Г., Ермакова Е. А., Ефименко А. В. Типоразмерные ряды землеройно-транспортных машин при их модульном построении. (Тезисы доклада Второй всероссийской конференции с международным участием). - Воронеж, 1994.

8. Кириченко И. Г., Ефименко А. В., Щербак О.В. Программные модули конструктора строительных машин. - Киев:

сборник " Автоматизация проектирования и производства изделий в машиностроении ", 1995.

9. Кириченко И.Г., Шевченко В.А., Ефименко А.В., Лизунков А.В. "Универсальные двухмодульные машины". Информационный листок Кировоградского ЦНТЗИ Министерства Украины по делам науки и техники №1-97

Ефименко А.В. Разработка комплекса двухмодульных машин и анализ режимов нагружения (на примере универсальной машины класса 6 кН).

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.04 - машины для земляных и дорожных работ. Харьковский государственный автомобильно-дорожный технический университет, Харьков, 1997 г.

Защищается работа, которая включает теоретические исследования комплекса двухмодульных машин класса 6 кН, а также результаты экспериментальных исследований нагруженности.

Разработана математическая модель двухмодульной машины в условиях максимальной нагруженности, соответствующая процессу резкого разгона. Определено, что при проектировании энергетического модуля необходимо учитывать положение и величину центра тяжести присоединяемого технологического модуля, так как эти параметры являются наиболее важными с точки зрения нагруженности энергетического модуля.

На основе теоретических и экспериментальных исследований на ЭВМ разработан пакет программ для проектирования комплекса машин класса 6 кН.

Ключевые слова: энергетический и технологический модуль, система двухмодульных машин, нагруженность, трансмиссия.

Efimenko A.V. The creation of two-module system and analysis of loading (for universal machine 6 kN class)

Dissertation for an academic degree of Candidate of Science (Technology) on the speciality 05.05.04 - machines for an earthen and road tasks. Kharkov State Automobile-road Technical University, Kharkov, 1997.

The manuscript of dissertation under defence contains theoretical study of twomodules machines systems and results of experimental investigations of loading twomodule machines. The mathematics twomodule simulation in most loading situation are worked out.

It was determined that the design of technological module need the center of gravity date. It was found out that it important for energetic module loading. The edoption of results of investigation fulfilled permits to decrease the loading of twomodule machines: transmission and machinary hydraulics.

The key words: module, twomodule, loading, transmission.

Декларація особистого вкладу дисертанта в публікаціях,
виконаних у співавторстві, %

Поз. Сп	Особистий внесок по змісту	Внесок, %	Поз. Сп	Особистий внесок по змісту	Внесок, %
1.	Визначення критеріїв ефективності системи	40	6.	Удосконалення кінематики машини	30
2.	Оптимізація виконання модульної машини	45	7.	Визначення параметрів комплексу ДМ	20
3.	Розгляд навантаженості ДМ	30	8.	Виконання морфологічного аналізу	30
4.	Розробка бази даних комплексу ДМ	20	9.	Аналіз вузла стикування	25
5.	Аналіз комплексу	25			

План 1994, поз. 55

Подп. к печ. 12,05. 97 Формат 60x84 Бумага газетная.

Печать офсетная. Усл. печ. л. 1,3 Уч.-изд. л. 1,2

Тир. 100 экз. Зак. 67.

ХГАДТУ, 310078, Харьков, ул. Петровского, 25

РИО Харьковского государственного автомобильно-
дорожного технического университета.

436443

AB 37.818