

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ  
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ

Дячук Максим Вікторович

УДК 629.35 + УДК 621.8.034

ВДОСКОНАЛЕННЯ РОЗРАХУНКОВИХ МЕТОДІВ ОЦІНКИ ПАРАМЕТРІВ  
ВІБРОНАВАНТАЖЕННОСТІ НЕСУЧИХ СИСТЕМ АВТОМОБІЛЯ

Спеціальність 05.22.02 - автомобілі та трактори

Автореферат  
дисертації на здобуття  
наукового ступеня кандидата технічних наук

Харків - 2005

Дисертацію є рукопис.

Робота виконана на кафедрі автомобілів Харківського національного автомобільно-дорожнього університету Міністерства освіти і науки України.

**Науковий керівник:** лауреат Державної премії України, доктор технічних наук, професор **Туренко Анатолій Миколайович**, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, ректор університету.

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, професор **Мигаль Василь Дмитрович**, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, професор кафедри системотехніки та діагностики транспортних засобів;

кандидат технічних наук, доцент, **Артюшенко Анатолій Дмитрович**, Харківський національний технічний університет „ХПІ”, доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування.

**Провідна установа:** Державне підприємство „Завод ім. Малишева” Міністерства промислової політики України, м. Харків.

Захист відбудеться 2 "листопада 2005 р. о 12<sup>00</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.059.02 при Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті за адресою:

Україна, 61002, м. Харків, вул. Петровського, 25.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Харківського національного автомобільно-дорожнього університету за адресою: Україна, 61002, м. Харків, вул. Петровського, 25.

Автореферат розісланий

13 "вересня 2005 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради

I.S. Наглюк

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Вступ.** Достовірна оцінка і прогнозування динамічних властивостей автомобіля на стадії проектування у вітчизняній автомобільній промисловості не завжди адекватні, тому що проводяться, в основному, за допомогою застарілих алгоритмів і методів, спрощених моделей, без урахування взаємодії елементів конструкції в цілому. Наслідком цього є істотне збільшення часу доведення конструкції, зокрема, вантажних автомобілів; при цьому іноді використовується чисто евристичний підхід.

Зміст дисертаційної теми передбачає комплексний погляд на перспективи розвитку розрахункових методів моделювання і прогнозування коливальної динаміки автомобіля. При цьому розробляються та удосконалюються методи, алгоритми, динамічні моделі автомобіля як для окремих елементів динамічної системи (дорога, шина, несуча система та ін.), так і для комплексного представлення стохастичного руху автомобіля з реальними фізичними параметрами кузова і ходової частини.

**Актуальність теми.** На даний момент перед інженером-конструктором автомобільної промисловості постають протиріччя: з одного боку - необхідність врахування усе більшої кількості зовнішніх факторів і особливостей конструкції, з іншого боку - істотне ускладнення аналітичних розрахункових моделей, які потребують вихідних даних з конструкторських бюро суміжних систем автомобіля. Фактично, елементи конструкції автомобіля, що створюються окремо, не перевіряються на своєрідну „динамічну сумісність”, і, як результат цього, - незадовільні показники іспитів з наступною доробкою конструкції.

Світовий досвід автомобілебудування показує об'єктивні якісні зміни як у принципах моделювання динаміки АТЗ, так і в методах аналізу. Це, насамперед, аналіз з використанням МКЕ і чисельного інтегрування, орієнтація на повноцінні State-of-the-Art Automotive Multi-body і Real-Time моделі. Останнє реалізовано в таких потужних пакетах, як: ANSYS, MATLAB SIMULINK, ADAMS-AUTO, SIMPACK - створених спеціально у тому числі і для автомобільної промисловості.

Актуальність теми виражається, насамперед, необхідністю зміні співвідношення витрат на проектування (аналіз) та доведення конструкції в напрямку оптимізації виробничого циклу. Для цього необхідно збільшувати вагу розрахунково-прогнозуючої частини шляхом удосконалення використовуваних і впровадження нових методів оцінки динамічних властивостей конструкції вітчизняного автомобіля. Комплексність проблеми вимагає розробки узагальнених принципів моделювання складових елементів стохастичної динаміки АТЗ.

**Зв'язок з науковими програмами, планами, темами.** Робота виконувалася з метою підвищення розрахункової точності коливальної динаміки автомобілів КрАЗ (м. Кременчук), запроектованих в умовах

ринкової економіки, а також перспективного автобуса А-186 розробки ГКБ „Південне” (м. Дніпропетровськ) відповідно до Постанови Кабінету Міністрів України № 39 від 26 січня 1994 року „Про організацію виробництва міських автобусів великої місткості”.

Задача автора - удосконалювання існуючих розрахункових методів оцінки параметрів вібронавантаженості конструкції і робочого місця водія, оцінка потенціалу перспективних методів, синтез розрахункових алгоритмів, створення програмного забезпечення, що сприятиме підвищенню розрахункової точності.

**Мета дисертаційної роботи** полягає в підвищенні точності розрахункових методів стохастичної динаміки транспортних засобів (ТЗ) шляхом удосконалення існуючих методів, розробки нових моделей і алгоритмів на базі чисельних засобів аналізу, що дозволить прогнозувати вібраційну навантаженість на стадії компонування і конструктування ТЗ, і, таким чином, зменшити час доведення конструкції вантажного автомобіля.

#### **Задачі дослідження.**

- Підвищення точності оцінки показників плавності ходу на попередніх етапах проектування несучої системи і системи підресорювання шляхом синтезу математичного апарату аналітичного методу аналізу підресорювання ТЗ на основі спектральної теорії з урахуванням кінцевої жорсткості несучої системи.
- Розробка алгоритму і методики чисельного моделювання випадкових дорожніх збурювань (мікропрофілю) для можливості аналізу стохастичного руху моделей підвісок з „нелінійним” підресорюванням, а також для використання в матричних методах дослідження динаміки автомобіля.
- Підвищення розрахункової точності задачі „мікропрофіль - шина” шляхом удосконалювання динамічної моделі шини, що вимагає розробки математичного апарату динамічної моделі шини на основі її реальної гістерезисної характеристики.
- Визначення перспектив використання кінцевоелементних моделей у коливальній динаміці автомобіля. Дослідження ролі несучої системи вантажного автомобіля з довгою базою в просторових коливаннях конструкції. Розв'язання питання використання плоских і просторових моделей у задачах коливальної стохастичної динаміки автомобіля. Аналіз елементів конструкції автомобіля на динамічну сумісність за їхніми спектрами власних частот коливань.

**Об'єкт дослідження.** Вібраційний процес взаємодії несучих елементів конструкції, робочого місця водія в оцінці плавності ходу вантажного довгобазного автомобіля.

**Предмет дослідження.** Розрахункові методи оцінки показників вібронавантаженості та плавності ходу вантажного автомобіля.

**Методи дослідження.** Оцінка силових та кінематичних

середньоквадратичних показників вібронавантаженості несучої системи для моделі автомобіля УРАЛ-4320 виконувалася методами будівельної механіки та спектральної теорії випадкових функцій; чисельне моделювання випадкових дорожніх збурювань здійснювалося з використанням методів швидкого перетворення Фур'є (ШПФ) за алгоритмом Кулі-Тьюкі; рішення рівнянь динаміки для ланцюгових моделей підвіски з нелінійною гістерезисною характеристикою шини виконувалася чисельним інтегруванням за методом Рунге-Кутта 4-го порядку; створення просторових стрижневої та оболонкової моделей конструкції автомобіля КрАЗ-6510 і водія здійснювалось з використанням класичного МКЕ, реалізованого автором самостійно у середовищі MATLAB; визначення власних резонансних частот і форм коливань кінцевоелементних моделей автомобіля КрАЗ-6510 виконувалося методом ітерацій підпростору; рішення рівнянь динаміки для кінцевоелементних моделей автомобіля КрАЗ-6510 виконувалось методом прямого інтегрування Хаболта.

#### **Наукова новизна отриманих результатів.**

- Доведено вплив кінцевої жорсткості рами вантажного автомобіля з довгою базою на розрахункові показники плавності ходу в діапазоні, що перевищує інженерну точність; доведене підвищення розрахункової точності показників вібронавантаження елементів конструкції вантажного автомобіля з довгою базою при використанні моделей із пружною несучою системою; по спектрах власних частот показаний взаємний вплив динамічних властивостей основних елементів конструкції (рама, кабіна, кузов) на інтенсивність вібрації з частотним віком, що входить у діапазон частот вібрації, пронормованої для людини.
- Доведено, що використання лінійних моделей шин при розрахунках коливальної динаміки автомобіля є некоректним.

#### **Практичне значення отриманих результатів**

- Розроблено методику, математичне і програмне забезпечення аналітичного визначення кінематичних і силових показників вібронавантаження рами автомобіля при дискретному моделюванні з „пружною” рамою. Застосування матеріалів на ХК „КрАЗ” підтверджується актом про використання.
- Розроблено методику, програмне забезпечення чисельного моделювання стохастичних дорожніх збурювань (дорожнього мікропрофілю) на основі ШПФ із необхідним ступенем точності по спектральній оцінці для чисельного вирішення задач коливальної динаміки автомобіля. Застосування матеріалів на ГКБ „Південне” підтверджується актом про використання.
- Запропоновано математичну модель пружно-дисипативних радіальних властивостей шини на основі її гістерезисної характеристики. Застосування матеріалів на ГКБ „Південне” підтверджується актом про використання.
- Розраховано частоти і форми власних коливань кабіни автомобілів КрАЗ з метою з'ясування ділянок з потенційно високим ступенем вібрації, що дає

можливість ужити конструктивних заходів по зниженню вібрації робочого місця водія. Застосування матеріалів на ХК „КрАЗ” підтверджується актом про використання.

- Визначено орієнтовні розрахункові помилки при оцінці плавності ходу вантажних автомобілів з довгою базою при використанні плоских і просторових моделей з „жорсткою” і „пружною” несучою системою. Застосування матеріалів на ХК „КрАЗ” підтверджується актом про використання.

#### **Особистий внесок здобувача**

Авторові належать:

- математична модель, методика і MATHCAD-программа аналітичного визначення показників вібронавантаженості елементів конструкції автомобіля з пружною несучою системою за плоскою дискретною моделлю;
- алгоритм і програмний модуль генерації чисельної реалізації випадкового дорожнього мікропрофілю;
- математична модель радіальної гістерезисної характеристики шини;
- програмні MATLAB-модулі для реалізації базового МКЕ за методом переміщень (свідчення про реєстрацію авторського права № 11703);
- віртуальні оболонкова і стрижнева моделі автомобіля КрАЗ-6510 для дослідження динамічних показників руху та результати їх обчислювання.

**Апробація результатів дисертації.** Ключові моменти дисертаційної роботи доповідалися й одержали позитивну оцінку на міжнародній науково-технічній конференції „Автобудування-2001” (м. Харків, 2001 р.); міжнародній науково-технічній конференції „Автомобільний транспорт у XXI столітті” (м. Харків, 2003 р.), 12-му міжнародному конгресі з динаміки автомобіля (3-4 червня 2003 р., м. Ліон, Франція), та на 65-ій (2001 р.), 66-ій (2002 р.), 67-ій (2003 р.) щорічних науково-технічних та науково-методичних сесіях ХНАДУ.

**Публікації.** Основний матеріал дисертації опублікований у 5 наукових працях у спеціалізованих журналах ВАК України. Програмне забезпечення розрахункової частини методом кінцевих елементів засвідчено авторським правом №11703.

**Обсяг роботи.** Дисертаційна робота складається зі вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Загальний обсяг роботи складає 259 сторінок, у тому числі, 79 рисунків на 58 сторінках, 18 таблиць на 19 сторінках і 8 додатків на 109 сторінках. Список використаних літературних джерел нараховує 79 найменувань на 7 сторінках.

#### **ОСНОВНИЙ ЗМІСТ**

У вступі обґрунтована тема дисертаційної роботи, що спрямована на розвиток розрахункових методів моделювання і прогнозування коливальної

динаміки автомобіля, що забезпечують зниження витрат на доведення конструкції.

Перший розділ оцінює можливі шляхи досягнення мети роботи, а також висвітлює основні положення етапів розвитку питання „автомобіль як коливальна система” відповідно до складових дослідження як: прийняття розрахункової схеми моделювання, моделювання кінематичних збурувань, моделювання шини як пружно-дисипативного елемента, відтворення фізичних характеристик підвіски, моделювання несучої системи та грузової платформи довгобазного автомобіля. Визначено недоліки аспектів моделювання і розрахункових методів, запропоновані шляхи підвищення об'ективності динамічних моделей АТЗ і удосконалення розрахункових алгоритмів і методів.

В другому розділі синтезується аналітична розрахункова методика оцінки підресорювання довгобазного ТЗ (на прикладі УРАЛ-4320) з урахуванням кінцевої жорсткості несучої системи - з метою підвищення точності розрахунків на попередніх етапах проектування систем (несучої і підресорювання). Визначене досягається інтеграцією елементів будівельної механіки, стохастики, динаміки і спектральної теорії підресорювання ТЗ на основі дискретного представлення моделі (рис. 1), що дозволяє в підсумку оцінювати як кінематичні вібраційні характеристики (переміщення, швидкості, прискорення) у перетинах лонжеронів, так і силові (моменти, напруги).

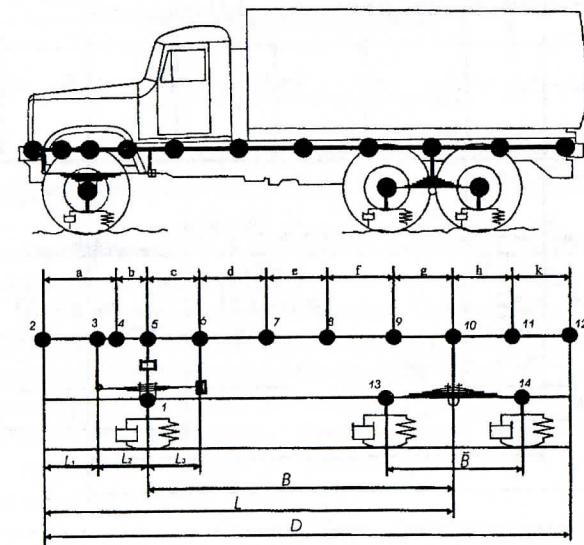


Рис. 1. Дискретизація мас для вантажного автомобіля і складання його динамічної моделі.

Система канонічних рівнянь за методом сил для моделі на рис. 1 у векторному виді:

$$\bar{y}(t) = [\delta_{k,n}] \cdot \vec{P}(t) + \bar{x}(t), \quad (1)$$

де:  $\bar{y}(t)$  - вектор вертикальних переміщень дискретних мас;  $[\delta_{n,k}]$  - матриця деформативності системи;  $\vec{P}(t)$  - вектор кінетичних реакцій у центрах мас;  $\bar{x}(t)$  - вектор переміщень мас, що генеруються зовнішнім кінематичним збурюванням від випадкового профілю на безінерційну систему.

Компоненти системи (1) за допомогою інтегральних перетворень Лапласа

$$Y_n(s) = \int_0^\infty y_n(t) \cdot e^{-st} \cdot dt, \quad P_n(s) = \int_0^\infty P_n(t) \cdot e^{-st} \cdot dt, \quad X_n(s) = \int_0^\infty x_n(t) \cdot e^{-st} \cdot dt$$

приводять (1) до виду:  $\bar{Y}(s) = [\delta_{k,n}] \cdot \vec{P}(s) + \bar{X}(s) \quad (2)$

Розділивши (2) на  $X_1(s)$  перетворення мікропрофілю по колесах переднього моста автомобіля, одержуємо еквівалентну (2) систему в АЧХ-функціях при  $s = i \cdot \omega$ :

$$\bar{H}_Y(i \cdot \omega) = [\delta_{k,n}] \cdot \bar{H}_P(i \cdot \omega) + \frac{\bar{X}(i \cdot \omega)}{X_1(i \cdot \omega)} \quad (3)$$

Кінетичні реакції діють на безмасовий кістяк конструкції (рис. 2); тому можливо через інтегральні перетворення виразити силові частотні функції  $H_p(i \cdot \omega)$  через частотні функції переміщень  $H_Y(i \cdot \omega)$ .

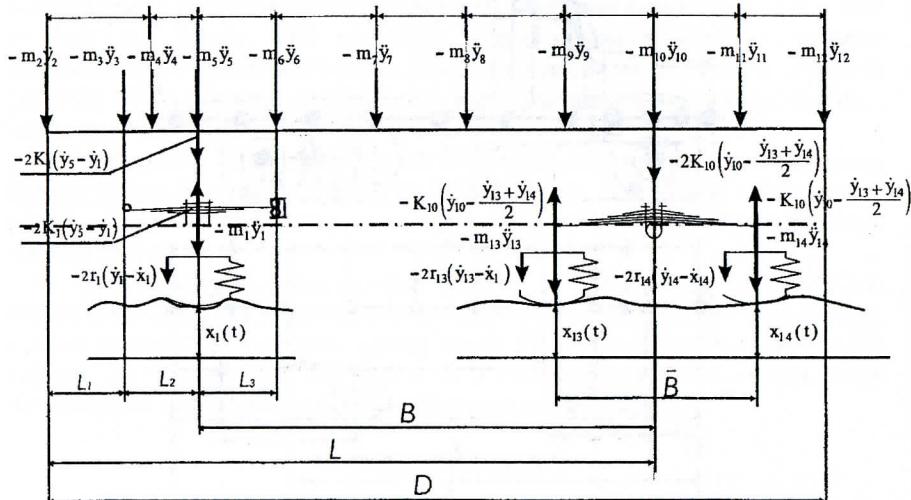


Рис. 2. Дія кінетичних реакцій на „безмасовий кістяк” системи.

Загальний підхід для кожної маси та відбитий у виразах (4):

$$P_n(t) = -m_n \cdot \frac{d^2 y_n(t)}{dt^2}, \quad P_n(s) = -m_n \cdot s^2 \cdot Y_n(s), \\ P_n(i \cdot \omega) = m_n \cdot \omega^2 \cdot Y_n(i \cdot \omega), \quad H_{P_n}(i \cdot \omega) = m_n \cdot \omega^2 \cdot H_{Y_n}(i \cdot \omega). \quad (4)$$

Введемо позначення:  $[\xi_{k,n}(i\omega)]$  - перетворена матриця деформативності з масами  $m$  і частотою  $\omega$ ;  $\bar{\xi}_x(i \cdot \omega) = [\bar{X}(i \cdot \omega) / X_1(i \cdot \omega)]$  - вектор відносних комплексних ординат точок безмасового кістяка від мікропрофілю з урахуванням запізнювання впливу;  $\bar{\Theta}_x(i\omega)$  - вектор, що обумовлює частину відносних переміщень, що повідомляються масам силами непружного опору в шинах з урахуванням запізнювання впливу. Тоді, для отримання невідомих частотних функцій одержуємо:

$$\bar{H}_Y(i \cdot \omega) = -[\xi_{k,n}(i \cdot \omega)] - E^{-1} \cdot \bar{R}(i \cdot \omega), \quad (5)$$

де:  $E$  - одинична діагональна матриця;  $\bar{R}(i \cdot \omega) = \bar{\xi}_x(i \cdot \omega) + \bar{\Theta}_x(i \cdot \omega)$ .

Очевидно, що  $[\xi_{k,n}(i \cdot \omega)] - E = 0$  породжує проблему про власні частоти і власні форми, що вирішується чисельно ітераційним методом.



Рис. 3. Основна форма гнучких коливань лонжеронів на резонансних частотах 47, 49.1, 52.16, 67 рад/с.

Форми більш високих власних частот характеризуються зменшенням величини коефіцієнтів власних форм задньої і середньої частин лонжеронів і істотним їх збільшенням у передній частині. Остання обставина визначає передню точку як найбільш навантажену в рамі і, отже, недоцільну для розташування опори з позиції передачі вібрації на кабіну.

Викладений підхід складання моделі і визначені раніше частотні функції точок мас дозволяють безпосередньо визначати дисперсію випадкових динамічних напруг у точках лонжеронів в залежності від швидкості руху і типу мікропрофілю.

$$D_{\sigma_{dyn}}(z) = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot [W(z)]^2} \cdot \int_{-\omega_c}^{\omega_c} |H_{M_{dyn}}(i \cdot \omega, z)|^2 \cdot S_X(\omega) \cdot d\omega, \quad (6)$$

де:  $H_{M_{\text{dav}}}(\omega, z)$  - частотні функції згинаючих моментів (виражаються через частотні функції переміщень мас);  $W(z)$  - функція зміни моменту опору вигинові перетину лонжеронів;  $S_x(\omega)$  - спектральна щільність дисперсії (СЩД) мікропрофілю при визначеній швидкості ТЗ;  $\omega_c$  - частота згортання (Найквиста). Використовуючи правило „трьох сигм” для нормального розподілу напруг, можна визначити „максимальні” динамічні гнучкі напруги в перетинах лонжеронів, а підсумовуючи їх зі статичними - „максимальні” повні напруги. Щоб оцінити вплив кінцевої гнучкої жорсткості несучої системи для типових умов руху розраховуються вертикальні прискорення точок лонжеронів для дійсної жорсткості лонжеронів і при двадцятиразовому її збільшенні. Результати відносних різниць оцінок СКЗ прискорень по довжині рами відбиті на рис. 4.



Рис. 4. Епюра відносних СКЗ прискорень на пружних лонжеронах при русі автомобіля по „бельгійській бруківці” зі швидкістю 11 м/с.

Основна мета даного розділу складалася в уdosконаленні спектрального методу оцінки вібраційної навантаженості ходової частини та несучої системи вантажних автомобілів на стадії проектування. Запропонований тут удосконалений варіант спектральної теорії підресорювання вантажних довгобазних автомобілів характеризується відносною простотою, зручністю програмування, низькими обчислювальними витратами, а також дозволяє установити ряд нових положень стосовно класичного варіанта.

1. Аналіз власних частот і відповідних їм форм показує:

- наявність чотирьох власних частот коливань лонжеронів рами в діапазоні 7.5 - 11 Гц на однаковій нижчій гнучкій формі (див. рис. 3) при оцінці вібронавантаженості за ДСТ 12.1.012-78 (до 22.4 Гц);

• наявність семи власних частот гнучких коливань лонжеронів рами в діапазоні 7.5 - 100 Гц при оцінці вібронавантаженості за МС ICO 2631 (до 100 Гц).

2. Якісна відмінність АЧХ усіх точок моделі з „пружною” рамою виявляється в наявності резонансної ділянки в області частот основної форми власних коливань лонжеронів рами; останнє свідчить про збільшення ролі несучої системи в передачі, перетворенні і розподілі вібраційної енергії високочастотних коливань довгобазних ТЗ.

3. Відмінність розрахункових СКЗ вертикальних прискорень у точках лонжеронів моделі з „пружною” рамою кількісно характеризує відносну погрішність статистичних показників:

- до 3% у точці осі балансира, що свідчить про досить адекватну оцінку параметрів вібронавантаженості в цій точці по моделі з „жорсткою” рамою;

- до 10% у точці другого кронштейна і 90-200% у точці першого кронштейна передньої ресори, що вносить похибку в оптимізацію підресорювання кабіни і робочого місця водія;

- 30-100% у точках кріплення гасників коливань передньої ресорної підвіски, що негативно позначається на оптимізації їхньої характеристики, яка використовує в якості одного з критеріїв - прискорення;

- 40-60% у точці середньої частини рами і 70-120% у точці задньої частини лонжеронів, що вносить похибку в оцінці діючих на корисний вантаж прискорень.

4. Через істотну різницю вихідних оцінок параметрів (зокрема, прискорень) між „пружною” і „жорсткою” моделями, неможливо оцінювати силове навантаження лонжеронів по діючим у точках „жорсткої” моделі концентрованим силам інерції. Оцінка величини гнучких напруг у перетинах лонжеронів вимагає попереднього введення показників жорсткості у рівняння динаміки для формування резонансних ділянок АЧХ перетинів лонжеронів.

5. Похибки оцінки максимальних значень прискорень, що перевищують три СКЗ (правило „трьох сигм”) і представляють потік рідких подій, можуть відрізнятися по довжині рами до 600%, що особливо актуально для питань міцності, керованості і синтезу пелінного підресорювання.

Третій розділ присвячений питанням підвищення розрахункової точності задачі „дорога - шина” при досліджені коливань автомобіля для дискретних моделей. Питання моделювання випадкових дорожніх збурювань актуальні в зв’язку з потребами: точно задоволити необхідним формі спектральної щільноти дисперсії (СЩД), частотному діапазонові, рівням дискретизації по інтервалу і коінтервалу Найквиста; визначати необхідний обсяг вибірки, що представляє мікропрофіль із заданою похибкою; забезпечувати нормальність дискретного представлення моделі дороги з необхідним рівнем значимості; одержувати реалізації  $x(t)$  в залежності від швидкості руху ТЗ, не змінюючи вихідну СЩД для кожного виду дорожніх

збурювань.

Основною ідеєю є перетворення вузькосмужного „білого шуму”  $\delta(t)$   $\{W(i\omega) = FFT(\delta(t))\}$  фільтром з АЧХ, квадрат модуля якої точно відповідає СЩД заданого мікропрофілю (рис. 5).

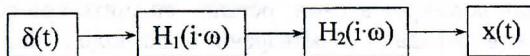


Рис. 5. Схема одержання мікропрофілю  $x(t)$  із шуму.

З огляду на відносно простий вид СЩД основних типів вивчених доріг, шукаються лінійні оператори за схемою на рис. 5:

$$H_1(i\omega) = \frac{\omega_1}{i\omega + \omega_2}, \quad H_2(i\omega) = \frac{(i\omega)^2 + 2\psi_3 \cdot \omega_3 \cdot i\omega + \omega_3^2}{(i\omega)^2 + 2\psi_4 \cdot \omega_4 \cdot i\omega + \omega_4^2}, \quad (7)$$

де фільтр  $H_1(i\omega)$  забезпечує загасаючу характеристику, фільтр  $H_2(i\omega)$  - резонансну. З огляду на те, що  $|W(i\omega)|^2 = 1$ , невідомими є коефіцієнти:  $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4, \psi_3, \psi_4$ . Як показують розрахунки, для аналітично визначених функцій СЩД ці коефіцієнти можна підібрати так, що забезпечується повний збіг кривих. У результаті - генеруються реалізації випадкових дорожніх збурювань у числовому представленні для використання у рівняннях коливань (рис. 6).

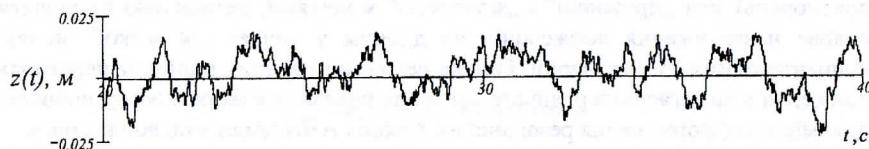


Рис. 6. Фрагмент загенерованої реалізації асфальтового мікропрофілю.

У динаміці системи „дорога - колесо - підвіска - несуча система” шина є первинним елементом автомобіля, що сприймає енергію зовнішніх збурювань. Ця обставина визначає ряд іноді суперечливих вимог до властивостей шини, тому що можливості поглинати енергію лімітуються вимогами до її техніко-економічних показників. Сукупність процесів, що відбуваються в тілі шини, якщо і можливо описати математично, то використовувати такі моделі можна лише для специфічних задач. Тим часом, залишаються відкритими питання, що вимагають уточнення динамічних моделей шин при можливо меншому їхньому ускладненні.

Особливістю запропонованої моделі є представлення висхідної і спадної гілок реального гістerezису шини поліномами Лагранжа, що добре

узгоджується з методикою стендових іспитів по галузевих нормалях типу ГН 025 305-67, які регламентують побудову характеристик пружності шини по точках, що наносяться на графік у координатах деформація - сила через інтервали 10-20% статичного навантаження на шину цілком навантаженого автомобіля.

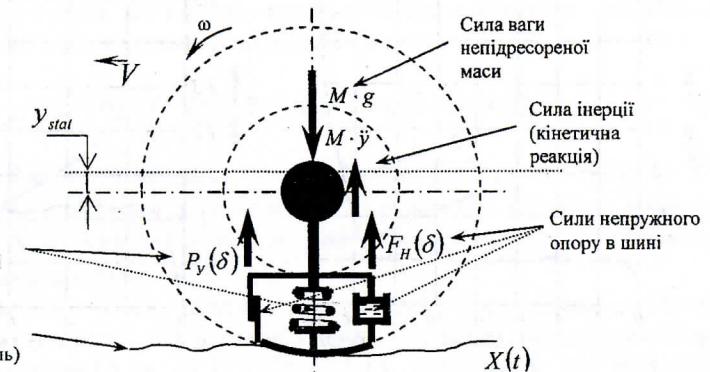


Рис. 7. Розрахункова схема одноконтактної нелінійної динамічної моделі шини.

Тому, пропонується сукупний опір шини визначати як:

$$P_y(\delta) = \begin{cases} 0, & \delta < 0 \\ \frac{1}{2} \sum_{k=0}^n (a_k + b_k) \cdot \delta^k, & 0 \leq \delta \leq \delta_{max} \\ d \cdot \delta + c, & \delta > \delta_{max} \end{cases}, \quad (8)$$

$$P_H(\delta) = \begin{cases} 0, & \delta < 0 \\ \text{sign}\left(\frac{d\delta}{dt}\right) \cdot \frac{1}{2} \sum_{k=0}^n (a_k - b_k) \cdot \delta^k, & 0 \leq \delta \leq \delta_{max} \\ 0, & \delta > \delta_{max} \end{cases},$$

де  $P_y(\delta)$  - сила пружного опору шини,  $P_H(\delta)$  - сила непруженого опору шини;  $\delta = y - x$ ;  $x$  - мікропрофіль,  $y$  - переміщення центра колеса;  $a_k, b_k$  - коефіцієнти поліномів Лагранжа;  $d, c$  - коефіцієнти лінійної пропорційності у зоні великих деформацій.

Розглянемо докладно АЧХ шин 12.00-20 та їхні лінійні еквіваленти (рис. 8). Очевидно, що різниця АЧХ в діапазоні щодо низьких частот (до 12 рад/с) у інтегралі дисперсії прискорень маси  $M$  при цьому буде пропорційна квадратові модуль АЧХ лінійної моделі (бо модуль нелінійної в цьому діапазоні майже дорівнює одиниці) і частоті - у четвертому степені. У той же

час, основна частина енергетичних спектрів дорожніх збурювань ділянок доріг полігона НАМІ (крім кругляка рівного міцнення) приходиться також на діапазон 1-10 рад/с. У результаті, вищевикладене свідчить про некоректний опис пружно-дисипативних властивостей шини лінійними силами.

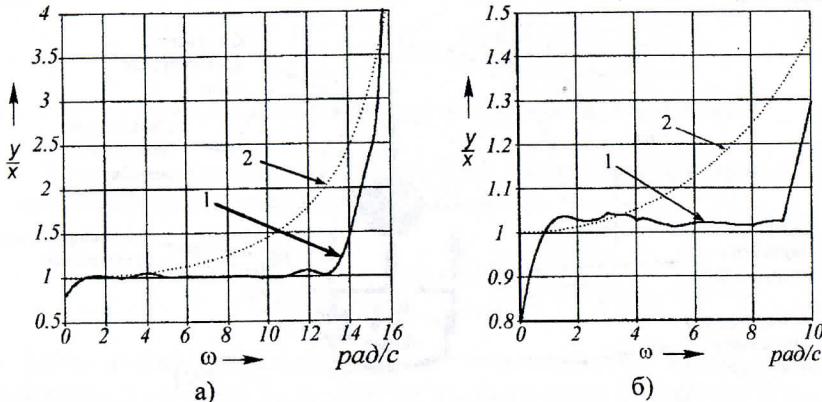


Рис. 8. Якісне розходження АЧХ лінійної (2) і нелінійної (1) моделей шин:  
а - при амплітуді збудження 5 мм; б - при амплітуді збудження 10 мм.

Тому, запропонована математична динамічна модель шини враховує можливі відриви від дороги, „пробої” та роботу шини по гілках повної петлі гістерезису.

У четвертому розділі досліджується роль несучої системи довгобазного автомобіля у формуванні вхідних вібраційних впливів на елементи вторинного підресорювання і водія, передачі енергії коливань на інші елементи конструкції, а також оцінка потенційних можливостей, переваг і недоліків кінцевоелементних підходів моделювання коливань автомобіля. Центральним питанням розділа є дилема використання плоских і просторових моделей у задачах коливальної стохастичної динаміки автомобіля. Рішення цього питання дозволить визначитися з напрямком удосконалювання методів і обчислювальних алгоритмів моделювання.

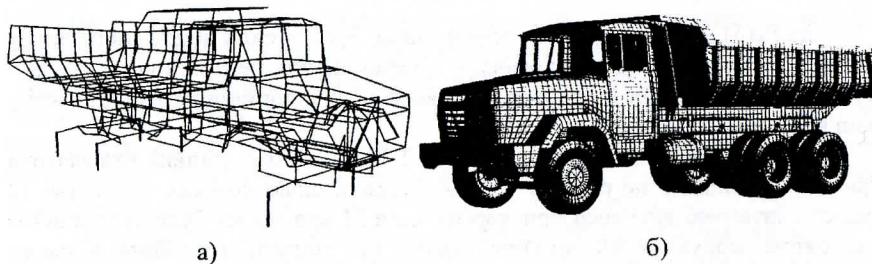


Рис. 9. Стрижнева (а) і оболонкова (б) моделі автомобіля КРАЗ-6510.

Основним об'єктом дослідження є автомобіль КРАЗ-6510 або його сучасна модернізована версія КРАЗ-6510М, для якого складені дві моделі: стрижнева (рис. 9, а) і оболонкова (рис. 9, б).

Кінцевою метою визначення параметрів вібронавантаження є оцінка діючих на робочому місці водія прискорень. З огляду на вплив дорожніх нерівностей на колеса автомобіля, використовується рівняння динаміки в матричній формі з кінематичними збурюваннями:

$$M \cdot \ddot{Y}(t) + C \cdot \dot{Y}(t) + K \cdot Y(t) = C \cdot \dot{X}(t) + K \cdot X(t), \quad (9)$$

де  $M$ ,  $C$ , і  $K$  - відповідно матриці мас, демпфірування і жорсткості;  $Y$ ,  $\dot{Y}$  і  $\ddot{Y}$  - вектори вузлових переміщень, швидкостей і прискорень ансамблю кінцевих елементів;  $X$ ,  $\dot{X}$  - вектори зовнішніх кінематичних вузлових переміщень ансамблю кінцевих елементів.

Для ділянок доріг автополігону НАМІ нормуються значення третьоктавних дисперсій  $\Delta D_X$  процесів  $X(t)$  дорожнього віброзбурення при іспитових зайдах АТЗ за ДСТ 37.001.275-84. Виконуючи для всіх  $\Delta D_X$  сплайнну інтерполяцію, одержимо вид спектрів для контролючих ділянок доріг, а по них - чисельні моделі реалізацій  $X(t)$  мікропрофілем.

У рамках оцінки потенційної вібраційної навантаженості суцільнometalевої кабіни автомобілів КРАЗ виконаний аналіз спектра власних частот кабіни автомобілів КРАЗ, що показує високий ступінь вібраційної сприйнятливості кабіни в силу істотної нерівножорсткості її конструкції. Спектр входить у діапазон частот вібрації, що впливає на людину, за ДСТ 12.1.012-78 (до 22.4 Гц) і МС ICO 2631 (до 80 Гц). Такі елементи, як: задня вертикальна стінка, капот, брезики, крила - виявляють резонансні форми практично у всьому діапазоні зазначених частот.

Визначення спектра власних частот несучої системи автомобіля КРАЗ дозволило співвіднести їх з діапазонами локальних максимумів СЦД дорожніх мікропрофілів і виявити можливі небезпечні резонансні режими; а визначення власних форм - визначитися з мірою участі рами у формуванні просторових коливань, особливо поперечно-кутових. Основні форми крутільних коливань рами виявляються на частотах до 6 Гц. Передування крутільних форм коливань гнучким формам і близькість резонансних крутільних частот власним частотам підвісок - дозволяють припустити істотний вплив просторовості моделі кінцевої жорсткості на об'єктивність і точність розрахункових оціночних показників плавності ходу. При цьому основна вага СЦД мікропрофілів приходиться на діапазон 0.7 - 10 Гц, а для булижника з вибоями - на 6 - 8 Гц.

Порівняльний аналіз оцінки плавності ходу плоских і просторових моделей автомобіля КРАЗ - 6510 виконаний для чотирьох типів моделей: I - „пружні” лонжерони рами, різний профіль під бортами автомобіля; II -

„пружні” лонжерони рами, однаковий профіль під бортами автомобіля; III - „жорсткі” лонжерони рами, різний профіль під бортами автомобіля; IV - „жорсткі” лонжерони рами, однаковий профіль під бортами автомобіля.

Аналіз статистичних показників СКЗ прискорень точок несучої системи показує участь рами довгобазного автомобіля у формуванні просторових коливань конструкції і вплив на їх інтенсивність. Це підтверджується зниженням оцінки СКЗ прискорень при використанні просторової моделі з „жорсткою” несучою системою в рамках імітації всіх експериментів, а також розрахунковими похибками для моделей II-IV, що перевищують рівень інженерної точності.

Плоскі моделі сприймають потенційно завелику енергію зовнішніх кінематичних збурковань за рахунок однофазних нерівностей під бортами автомобіля. При цьому на оцінку СКЗ прискорень впливає специфіка дорожнього мікропрофілю. Низькочастотний цементобетонний мікропрофіль не викликає досить інтенсивних коливань непідресореної частини для подолання сил міжлистового сухого тертя в ресорах, тому недемпфуєма енергія акумулюється „пружною” несучою системою і СКЗ прискорень збільшуються. Відсутність будь-якого пружного зв'язку в плоскій моделі з „жорсткою” рамою сприяє максимальній помилці в оцінці СКЗ прискорень.

Для доріг, мікропрофіль яких призводить до інтенсивних коливань непідресорених мас і повному або частковому розблокуванню ресор, основна частина енергії приходиться на роботу системи підресорювання, тому розрахункові значення СКЗ плоскої „жорсткої” моделі знижуються, утворюючи найбільшу помилку обчислень.

Відхилення розрахункових значень СКЗ прискорень від експериментальних не представляють чіткої закономірності в залежності від типу мікропрофілю, ступеню завантаження АТЗ, швидкості руху, типу моделі; тому найбільш доцільне - використання повноцінних просторових моделей. Останнім актуалізується удосконалювання моделей динаміки АТЗ і їхніх методів, що розв'язують дослідження.

**П'ятий розділ** висвітлює існуючі оціночні показники і норми плавності ходу автомобілів, а також досліджує експериментальні показники плавності ходу автомобіля КрАЗ-6510, отримані на полігоні НАМІ (звіт № 63/87 від 20.11.1987).

Вібронавантаженість сидіння водія автомобіля визначалася у відповідність вимогам ДСТ 12.1.012-78 при попередніх іспитах автомобілів КрАЗ-6510. З огляду на незначні зміни, внесені в конструкцію автомобіля, представляється можливим оцінити плавність ходу автомобіля за результатами попередніх іспитів (табл.1).

Умови іспитів - РД 37.052.026-88. За результатами іспитів вібронавантаженість сидіння водія автомобіля КрАЗ-6510 відповідає ДСТ 12.1.012-78 при гранично припустимих швидкостях руху:

на рівній асфальтованій дорозі: з повним навантаженням - 70 км/год;  
без вантажу - 27 км/год;  
на бруковій дорозі рівного замощення:

з повним навантаженням - 13 км/год;  
без вантажу - 9 км/год.

Умови руху, при яких автомобіль відповідає МС ICO 2631, зазначені в табл. 1. Місце виміру віброприскорень - сидіння водія.

Для визначення прискорень, що відповідають критичним частотам при визначеному діапазоні припустимого часу руху, здійснюється сплайнова інтерполяція прискорень, визначених за ICO 2631. Значення інтерполяційного полінома в точках припустимого часу руху відповідають шуканим прискоренням.

Таблиця 1 -  
Результати іспитів автомобіля КрАЗ-6510 за ICO 2631

Тип дороги	Діапазони припустимого часу руху, год	Напрямок критичних прискорень	Критичні середньогеометричні частоти третьоктав, Гц	Віброприскорення, отримані з експерименту, $m/c^2$
Рівна асфальтобетонна	4.1 - 6.8	Вертикальний (автомобіль з повним завантаженням)	2.5	0.66 - 0.456
	1.9 - 2.9	Вертикальний (порожній автомобіль)	2.5	1.03 - 0.82
Бруківка рівного замощення	1.5, 2	Вертикальний (порожній автомобіль)	2.5, 3.15	1.22, 0.9

Результати іспитів автомобіля КрАЗ-6510 на плавність ходу дозволяють утворити контрольні умови для встановлення адекватності запропонованих моделей і методів моделювання шляхом порівняння реальних експериментальних даних з розрахунковими даними віртуального імітування натурних заїздів АТЗ на контрольні ділянки автополігону НАМІ.

Перша серія імітаційного моделювання експерименту припускає одержання СКЗ прискорень, приведені значення яких повинні бути наблизені до припустимих значень за ДСТ 12.1.012-78.

Друга серія віртуальних експериментів припускає одержання приведених до критичних частот значень СКЗ прискорень з дотриманням умов іспитів АТЗ за ДСТ 37.001.275-84 і оцінкою по МС ICO 2631.

## ВИСНОВКИ

Наступні пункти характеризують переконливість досліджень у напрямку удосконалювання розрахункових методів коливань автомобіля.

1. Розроблено математичний апарат аналітичного розрахункового методу аналізу підресорювання ТЗ на основі спектральної теорії з урахуванням кінцевої жорсткості несучої системи. Доведено підвищення розрахункової точності оцінки вібронавантаження конструкції при урахуванні кінцевої жорсткості несучої системи плоскої моделі довгобазного вантажного автомобіля. Удосконалена аналітична розрахункова методика додатково дозволяє оцінювати випадкові силові фактори в будь-якому перетині несучої системи.

2. Удосконалено методику і розроблено алгоритм генерації випадкового дорожнього мікропрофілю, що дозволяє сполучити чисельне представлення кінематичного збурювання з використанням матричних методів рішення рівнянь динаміки автомобіля. У відповідність точності методу Хаболта моделі випадкових дорожніх збурювань, що генеруються, дозволяють задовільняти необхідній формі СЦД, частотному діапазонові, рівням дискретизації по частоті і часу.

3. Підвищено розрахункову точність ланцюгових моделей типу „мікропрофіль - шина - підвіска” шляхом удосконалювання динамічної моделі шини з використанням експериментальних гістерезисних характеристик. Використання моделей шин з „лінійними” пружно-дисипативними властивостями є некоректним через значну (у порівнянні з „нелінійною” моделлю) чутливість таких моделей до частотного діапазону, що становить основний енергетичний потенціал дорожнього мікропрофілю.

4. Порівняння СКЗ (у рамках імітації натурних іспитів) прискорень точок несучої системи при використанні просторових моделей з „жорсткою” і „пружною” несучою системою довгобазного автомобіля об'єктивно доводить вплив крутально-гнучкої деформативності рами на розрахункову інтенсивність коливань конструкції і водія; при цьому похибка розрахунків практично завжди перевищує межу інженерної точності. Плоскі моделі сприймають потенційно завелику енергію зовнішніх кінематичних збурювань за рахунок однофазних нерівностей під бортами автомобіля, тому дають свідомо велики розрахункові значення СКЗ прискорень. Коригувальним фактором можна вважати специфіку СЦД дорожнього мікропрофілю, що забезпечує інтенсивність коливань непідресорених частин і, отже, ступінь блокування підвіски силами сухого тертя.

5. Співвідношення результатів дослідження до характеру стохастичного руху плоских моделей з „пружною” несучою системою - як чисельним, так і аналітичним методом - дозволяють припустити більш точну оцінку плавності ходу і вібраційної навантаженості елементів конструкції автомобіля в порівнянні з „жорсткими” моделями.

6. Виконані в роботі дослідження дозволили створити кінцеві методики, програмні модулі, моделі, алгоритми для безпосереднього використання в задачах коливальної динаміки автомобілів КрАЗ і перспективного міського автобуса А-186 розробки ГКБ „Південне” (м. Дніпропетровськ).

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Дячук М.В., Волчок Д.Л. Оценка вибранагруженности легкового автомобиля // Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури / Збірник наукових статей. - Дніпропетровськ: ПДАБтА, 2001. - Вып. 6. - С. 16-20. (Досліджував граничні можливості спектральної теорії і її недоліки, внесок 80%).

2. Дячук М.В., Туренко А.Н. Развитие дискретного моделирования динамики грузовых автомобилей с учетом конечной изгибной жесткости рамы / Новини науки Придніпров'я. Науково-практичний журнал. Серія: інженерні дисципліни. - Дніпропетровськ. - 2003. - Вып. 4. - С. 85 - 88. (Розробив методику і математичний апарат розрахунку показників вібронавантаженості на основі спектральної теорії, внесок 70%).

3. Дячук М.В., Клименко В.И. Построение численных моделей случайных дорожных возмущений в задачах плавности хода автомобиля / Новини науки Придніпров'я. Науково-практичний журнал. Серія: інженерні дисципліни. - Дніпропетровськ. - 2003. - Вып. 5. - С. 60 - 64. (Розробив алгоритм чисельної генерації дорожнього мікропрофілю, внесок 70%).

4. Дячук М.В., Лиходей А.С. Оценка потенциальных возможностей механической подвески автомобиля по критериям плавности хода // Автомобильный транспорт / Сборник научных трудов. - Х., 2003. Вып. 13. - С. 178 -180. (Розробив і використовував нелінійну гістерезисну модель шини, внесок 65%).

5. Клименко В.И., Богомолов В.А., Дячук М.В. Перспективы повышения расчетной точности показателей колебательной динамики грузового автомобиля на основе конечноэлементного моделирования / Новини науки Придніпров'я. Науково-практичний журнал. Серія: інженерні дисципліни. - Дніпропетровськ. - 2004. - Вып. 6. - С. 68 - 75. (Проаналізував розрахункові похибки при використанні моделей: просторових, плоских, з жорсткою рамою, з деформативною рамою - за використанням МКЕ для моделювання конструкції автомобіля стрижнями, внесок 70%).

## АНОТАЦІЯ

**Дячук М.В.** Вдосконалення розрахункових методів оцінки параметрів вібронавантаженості несучих систем автомобіля. - Рукопис.

The thesis for competition of the scientific Degree of the Candidate of Technical Sciences in specialty 05.22.02 - Automobiles and Tractors. - Kharkov National Automobile and Highway University, Kharkov, 2005.

The contents of the thesis assume an overall view to the prospect of development of the calculating methods of modeling and the forecasting of an automobile oscillating dynamics. At the same time the methods, algorithm, dynamic models of the automobile are being developed and perfected both for separate elements of the dynamic system (road, tyre, load carrying system, etc.).

To achieve the goal set the following tasks are solved. The analytical strategy of forecasting the random stresses in longeron of finite frame rigidity of the lorry with using of methods of spectral theory of vehicle cushioning and structural mechanics methods is developed. The principles of computational modeling of the stochastic road agitation (of road microprofile) on the basis of FFT with the required degree of accuracy over the Nyquist intervals and cointervals are improved. The calculation accuracy of the recurrent model of the car suspension by means of designing mathematical tyre model on the basis of its hysteresis characteristics is increased. The stem and shell finite element models of the automobile construction KrAZ-6510 with a driver and his workplace is designed and tested. The load-carrying system work is analyzed by means of statistical estimation of the indices of vibrational load of plane and solid models. The potential errors of indices evaluation of motion fluency are identified. There are some conclusions made concerning the prospects of plane and solid models usage.

The influence of the finite frame rigidity of a longbase lorry on to the calculating indices of motion fluency in the range which exceeds the engineering precision is proved. The increasing of the calculating accuracy of vibrational load indices of the constructional elements of a longbase lorry while using a plane analytical models in corresponding calculating methods is also proved; this is an evidence of increasing of the carrying-load system in transmission, conversion and distribution of vibrational energy of oscillation of longbase vehicle. It is proved that using a linear tyre model while calculating the oscillation dynamics of the automobile is incorrect. High sensitivity of a tough model to frequency range which is a main power budget of road microprofile unlike the nonlinear tyre models is shown.

**Key words:** spectral theory, fast Fourier transformation (FFT), finite elements method (FEM), load-carrying system, cabin, vibrational load.

Підписано до друку 12.09.2005 р.

Формат 60×84 1/16. Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman.

Друк RISO. Обл.-вид. арк. 0,9.

Замовлення №741/05-II. Тираж 100 прим.

---

Видавництво ХНАДУ, 61200, м. Харків-МСП, вул. Петровського, 25

---

*Свідоцтво державного комітету інформаційної політики, телебачення та радіомовлення  
України про внесення суб'єкта видавничої справи до державного реєстру видавців,  
виготовників і розповсюджувачів видавничої продукції,  
серія ДК № 897 від 17.04.2002 р.*