

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ

Ужва Анатолій Вікторович

УДК 629.371.21:629.3.023

РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ МЕТОД ВИБОРУ
ПАРАМЕТРІВ НЕСУЧОЇ СИСТЕМИ ГОНОЧНИХ АВТОМОБІЛІВ

Спеціальність 05.22.02 – автомобілі та трактори

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків – 2007

Дисертацію є рукопис.

Робота виконана в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: кандидат технічних наук, доцент
Ходирев Сергій Якович,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет, професор кафедри автомобілів.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Торлін Вадим Миколайович,
Севастопольський національний технічний університет, завідувач кафедри автомобільного транспорту;

кандидат технічних наук, доцент
Сергієнко Микола Єгорович,
Національний технічний університет «ХПІ»
доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування.

Провідна установа: Державне підприємство
"Завод імені В.О Малишева", центральна лабораторія, Міністерство промислової політики України, (м. Харків).

Захист відбудеться «30 » травня 2007 р. о «12 » 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

« 25 » квітня 2007 р.

Вченій секретар
спеціалізованої вченої ради

I.C. Наглюк

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Вступ. Технічний прогрес в автомобілебудуванні, як свідчить історія розвитку цієї галузі, неабиякою мірою зобов'язаний автомобільному спорту. Створення спеціальних машин для участі в змаганнях, перш за все в гонках, постійно вимагає пошуку оригінальних конструктивних рішень, нових матеріалів і наукових концепцій. Тому конструкції гоночних і спортивних автомобілів, як правило, відрізняються застосуванням в них найновітніших технічних рішень, які можуть з'явитися в промисловому автомобілебудуванні і через декілька десятків років.

Актуальність теми полягає у створенні національного конкурентоздатного гоночного автомобіля, що вимагає проведення теоретичних та експериментальних досліджень, направлених на вдосконалення вузлів і агрегатів, які забезпечують високі спортивні якості цих автомобілів.

Однією з найскладніших частин гоночного автомобіля є його несуча система (НС), властивості якої впливають на найважливіші експлуатаційні властивості машини – її динамічність і безпеку. Конструкція несучої системи, її напружено-деформований стан (НДС) визначаються загальною компонувкою автомобіля, розташуванням двигуна, трансмісії і елементів підвіски. У взаємодії з силовою установкою, трансмісією і підвіскою, а також з урахуванням режимів руху автомобіля і динамічних дій з боку дороги (через підвіску) повинен здійснюватися вибір параметрів несучої системи.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота є складовою частиною досліджень Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ) з проблеми "Безпека дорожнього руху" у відповідності з Постановою Національної ради з питань безпеки життєдіяльності населення №3 від 25 грудня 1997р. "Про відповідність вимог охорони праці, машин, транспортних засобів, устаткування яких виготовляється в Україні" і відноситься до комплексної теми досліджень кафедри автомобілів ХНАДУ "Системне проектування і конструкування транспортних засобів, які забезпечують необхідну активну безпеку дорожнього руху" та є частиною робіт за договорами №0199U003830, №0102U001768, №0104U002052, що проводились і проводяться лабораторією швидкісних автомобілів (ЛША) та кафедрою автомобілів ХНАДУ на замовлення Міністерства освіти і науки України.

Мета і задачі дослідження. Метою дослідження є розробка методу вибору параметрів НС гоночного автомобіля на основі розрахунково-експериментальних досліджень її напружено-деформованого стану .

Для досягнення зазначененої мети необхідно вирішити такі задачі:

- Розробити математичну модель спортивної траси на прикладі шосейно-кільцевої траси автодрому "Чайка" (м. Київ) для моделювання режимів навантажень гоночних автомобілів в процесі змагань.

- Провести теоретичний аналіз навантажень, діючих на гоночний автомобіль під час змагань.
- Розробити методику розрахункового аналізу НДС об'ємно-стержневої конструкції НС гоночного автомобіля у досліджуваному діапазоні навантажень.
- Провести стендові і дорожні випробування навантаження НС з метою визначення вихідних параметрів для її розрахунку та перевірки адекватності методики аналізу НДС.
- Розробити рекомендації з вибору структури і параметрів конструкції об'ємно-стержневих НС гоночних автомобілів і каркасів безпеки спортивних автомобілів.

Об'єкт дослідження – напружене-деформований стан несучої системи гоночного автомобіля.

Предмет дослідження – НС гоночного автомобіля як стержнева просторова конструкція.

Методи дослідження. Для вивчення стану питання, що розглядається, і визначення задач дослідження використовувались методи збору, вибору та аналізу відповідної інформації. Методи дослідження – розрахунково-теоретичні дослідження типових навантажень НС і її деформацій на базі методу кінцевих елементів (МКЕ), методів математичного, фізичного моделювання, дорожніх і стендових випробувань.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у тому, що вперше:

- розроблено кінцево-елементну модель просторової рами гоночного автомобіля, яка враховує силову установку автомобіля як елемент НС, що дозволяє дати оцінку впливу її жорсткості на НДС НС;
- кінцево-елементну модель НС для гоночного автомобіля розроблено у поєднанні з конструкцією підвісок, що дозволяє більш точно описати схему прикладання навантажень з боку підвісок на НС;
- установлено зв'язки між динамічними навантаженнями, що виникають у реальних умовах шосейно-кільцевих перегонів, і НДС просторово-стержневої конструкції НС для цього класу автомобілів.

Практичне значення одержаних результатів. Запропонований розрахунково-експериментальний метод (РЕМ) вибору параметрів НС і оцінки її НДС дозволяє на стадії проектування гоночних машин забезпечувати необхідні їх характеристики та розробляти конструкції гоночних машин різних класів і різних компоновок з використанням силової установки як елементу їх несучих систем.

Результати роботи реалізовані при створенні останніх моделей спортивних машин, які виготовлені в ЛІША Харківського національного автомобільно – дорожнього університету. Ці моделі брали участь у

спортивних змаганнях на першість України з шосейно-кільцевих гонок. Зауважень до створених конструкцій НС не було. Також результати роботи можуть бути використані іншими спортивними клубами у вигляді:

- застосування запропонованих методик розрахунку і моделювання несучих систем та каркасів безпеки гоночних і спортивних автомобілів;
- використання отриманих в роботі експериментальних даних з дослідження режимів навантажень гоночних автомобілів;
- врахування пропозицій щодо вибору конструктивних схем несучих систем спортивно-гоночних автомобілів і рекомендацій з удосконалення їх конструкцій у цілому.

Використання вказаних результатів дозволяє підвищити якість проектування і ефективність спортивно-гоночних автомобілів та скоротити витрати на проведення дослідно-конструкторських робіт і натурних випробувань, цей факт підтверджується актами впровадження.

Особистий внесок здобувача. Всі результати, які виносяться на захист, отримані автором самостійно і в основному викладені в роботах, опублікованих у фахових виданнях [1- 4], а саме:

- розрахункова модель НС, яка розроблена на основі методу кінцевих елементів з урахуванням характеристик підвіски і з використанням силової установки автомобіля як елементу несучої системи;
- результати експериментальних досліджень динамічного навантаження автомобіля формули 1600 класу Е8.
- математична модель гоночної траси.

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертації і робота в цілому доповідалися і одержали позитивну оцінку на:

- 2-му міжнародному симпозіумі українських інженерів - механіків, м. Львів, 1995р.
- 60-65-їй науково-технічних і науково-методичних сесіях ХНАДУ;
- міжнародній науково-технічній конференції «Автобудування-2001» (м. Харків, 2001 р.);
- міжнародній науковій конференції «Перспективні напрями розвитку конструкції автомобіля», м. Харків, жовтень 2001 року.

Публікації. Результати дисертаційних досліджень опубліковано в 5 наукових працях, у тому числі 4 роботи – в спеціальних виданнях, затверджених переліком ВАК України як фахові.

Структура і обсяг дисертації. Дисертація складається з вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків.

Загальний обсяг роботи 201 сторінка, у тому числі 66 рисунків на 31 сторінках, 13 таблиць на 12 сторінках та шість додатків на 41 сторінці. Список використаних літературних джерел містить 127 найменувань на 11 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ

У вступі обґрунтовано актуальність роботи, сформульовано мету і задачі дослідження, визначено основні положення наукової новизни і практичної цінності.

У першому розділі розглянуто стан наукової задачі і напрямки її практичного вирішення.

У зв'язку зі специфікою спортивних змагань і особливістю конкурентної боротьби дослідження НС гоночних автомобілів у відкритому дріті не наводяться. Тим більше не наводяться рекомендації щодо вдосконалення конструкції цих систем. Методи проектування зберігаються закритими для кожної з конкуруючих фірм і також є предметом змагань.

Наведений огляд раніше виконаних досліджень (рис.1) торкається лише загальних питань розрахунково-експериментального аналізу НС автомобілів. Методи розрахунку НДС НС безпосередньо пов'язані з їх конструкцією і конструкцією всього автомобіля. Конструкції НС гоночних автомобілів мають свої особливості залежно від їх класу і виду змагань, для яких вони призначаються.

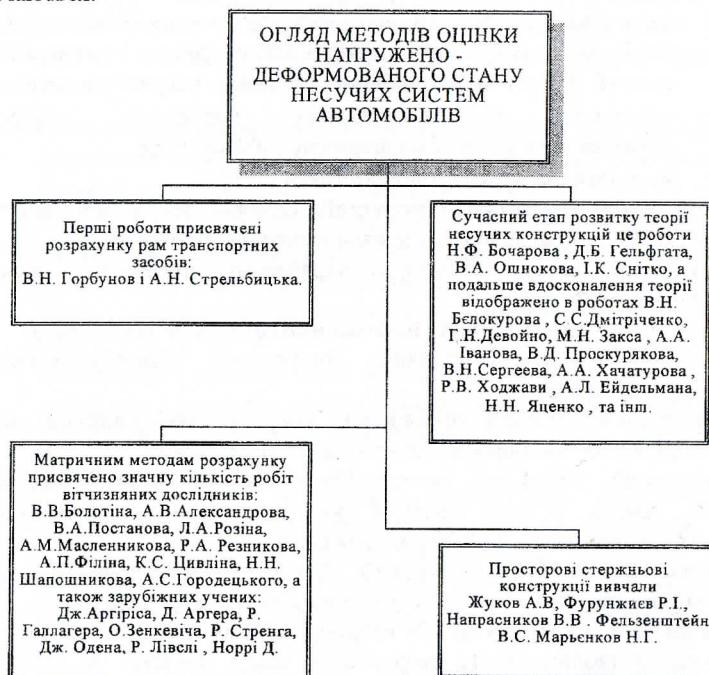


Рис.1. Роботи, присвячені вивченню НДС НС автомобілів

Виконані роботи відображають дослідження несучих систем тільки автомобілів транспортного призначення. Нині відсутні узагальнені науково обґрунтовані критерії оцінки навантажень, що діють на гоночний автомобіль. Недостатньо дослідженням є процес формування кінцево-елементної моделі, яка могла б бути універсальною для усіх програмних комплексів для визначення НДС НС.

Виходячи з результатів аналізу стану питання, в дисертaciї обґрунтовано мету і сформульовано задачі досліджень.

У другому розділі наведено теоретичні дослідження щодо визначення навантажень, які діють на гоночний автомобіль в процесі змагань на заданій трасі.

Механіка просторової рами повинна допускати розрахунок зовнішніх сил, діючих на НС від підвіски. Метою досліджень у цьому розділі є систематизація і визначення зовнішніх сил, необхідних для розрахунків несучої системи гоночного автомобіля. Визначальними у навантаженні НС гоночного автомобіля є режим руху і конфігурація траси. Режим руху автомобіля, а відповідно і навантаження, діючі на нього, визначаються більшою мірою конфігурацією траси і у менший мір людським чинником. З метою підтвердження цього наводиться аналіз навантажень, діючих на гоночний автомобіль, що були виявлені під час змагань на основних світових гоночних трасах.

Чемпіонати України з шосейно-кільцевих гонок проводяться на спеціально підготовлених трасах, таких як автодром «Чайка» (м. Київ), або на спеціально підготовлених дорогах загального користування. Як показав аналіз літературних джерел, питання визначення навантажень, що діють на гоночний автомобіль під час змагань на таких трасах, ніколи не було предметом вивчення науковців.

З метою теоретичного аналізу цих навантажень у цьому розділі складено модель руху гоночного автомобіля.

Для гоночних автомобілів, призначених, зокрема, для шосейно-кільцевих гонок, характерним є рух по спеціально підготовлений трасі, тому симетричні вертикальні навантаження, що впливають на НС, залежать більшою мірою від мікропрофілю траси і характеристики підвіски.

Виходячи з цього, розглянуто вплив характеристик підвісок на коливання автомобіля під час руху зі швидкостями від 100 до 250 км/год по дорогах з вдосконаленим дорожнім покриттям. На наведених нижче діаграмах (рис.2-3) показано статичні характеристики величин, що характеризують коливання підресорених мас автомобіля. Ці діаграми допомагають оцінити величину навантажень на НС, а також резерв підвищення плавності ходу, стабільність контакту коліс з дорогою хорошої якості.

Розглянувши одержані результати, представлені на графіках (див. рис 2-3), робимо висновок, що прискорення, які сприймаються кузовом, ростуть із збільшенням швидкості непостійно. Після досягнення швидкості певного порогу відбувається різке зниження величин цих прискорень. При цьому

зниження відбувається не до нуля, а до певного асимптотичного значення.

Аналіз наведений за даними побудованого в ЛІША ХНАДУ макетного зразка автомобіля для шосейно-кільцевих гонок. Варійовані і схожі характеристики вказані на наведених діаграмах.

На величину прискорень підресорених мас у свою чергу спрямлює істотний вплив жорсткість підвіски.

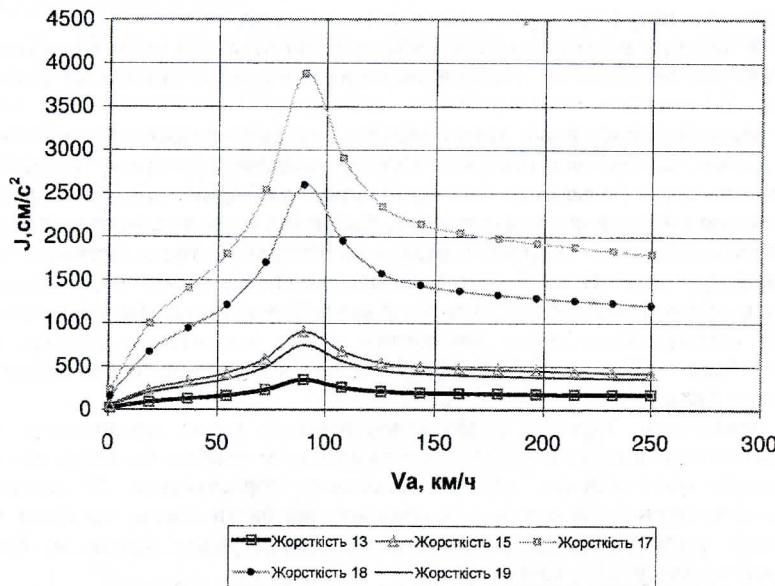


Рис. 2. Залежність прискорень від жорсткості передньої підвіски

Найменші значення прискорень кузова забезпечуються при жорсткості передньої підвіски менше 14 Н/мм і більше 19 Н/мм.

Для задньої підвіски прискорення кузова також ростуть непропорційно збільшенню жорсткості підвіски. Мінімальні значення прискорень (до 500 см/с²) відповідають жорсткості задньої підвіски нижче 20 Н/мм. При жорсткості більше 22 Н/мм прискорення різко зростають. Мінімальне значення середньоквадратичних прискорень кузова досягається при значенні жорсткості передньої підвіски 13 Н/мм в діапазоні коефіцієнтів опору підвіски від 0,3 до 1,02 Нс/мм. Для жорсткості передньої підвіски 13 Н/мм мінімум прискорень кузова відповідають таким значенням коефіцієнтів опору підвіски:

- при швидкості 100 км/год – $K_2 = 1,02 \text{ Нс/мм}$;
- 150 км/год – $K_2 = 0,59 \text{ Нс/мм}$;
- 200 км/год – $K_2 = 0,44 \text{ Нс/мм}$;
- 250 км/год – K_2 менше 0,3 Нс/мм.

Умова контакту шин з дорогою на високих швидкостях руху досягається підбором таких характеристик підвіски, які забезпечують мінімум середньоквадратичного переміщення коліс щодо дороги – $\sigma_{(q-x)}$.

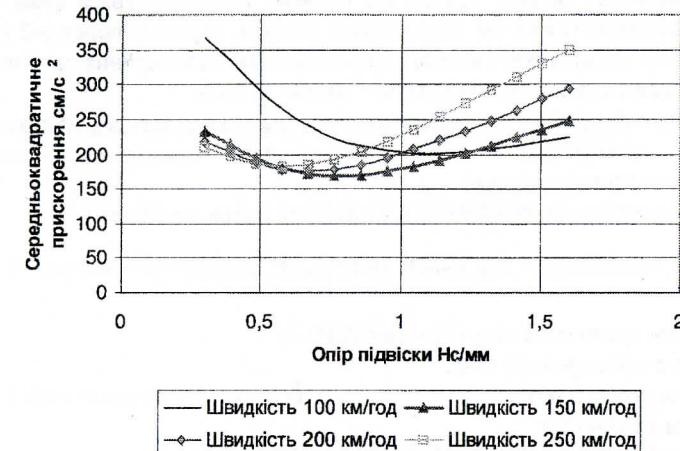


Рис. 3. Залежність прискорень НС від жорсткості задньої підвіски

Основними режимами навантажень руху гоночного автомобіля є розгін до максимально можливої швидкості на прямій ділянці з подальшим гальмуванням до швидкості, що визначає стійкість автомобіля на повороті. Максимальна швидкість на конкретній ділянці залежить, з одного боку – від динамічної характеристики автомобіля, а з другого – від довжини ділянки і стійкості під час руху по прямій ділянці траси. Аналіз конфігурацій існуючих трас показав, що максимальна довжина прямої ділянки траси складає 500-1000м і максимальне прискорення на ній 2,1g, що відповідає максимальній швидкості V_{max} , далі позначимо її як безпечною швидкість для цієї ділянки траси V_b перед гальмуванням. Кінцева швидкість при гальмуванні, визначається безпекою входження в поворот і стійким рухом при проходженні повороту. Границним режимом навантаження при гальмуванні є пригальмування з швидкості V_b до безпечної швидкості входження в поворот V_{b+1} .

Нашою задачею є вибір керування, що забезпечує проходження траси за мінімальний час. Ця задача відноситься до розділу математики так званого "Оптимального керування" і називається задачею швидкодії.

Специфіка задачі полягає в тому, що рішення рівняння розгону можна одержати в аналітичному вигляді, оскільки воно є диференціальним рівнянням із змінними, що розділяються. Рівняння гальмування є нелінійним рівнянням. Для його розв'язання застосовано чисельний метод.

У результаті рішення одержано оптимальний швидкісний режим $V(S)$, що забезпечує проходження траси за якнайменший час. Далі знайдено залежність $j(S)$.

На підставі цієї математичної моделі можна прогнозувати режим навантаження при проходженні траси, що дозволяє провести вибір параметрів НС на стадії проектування.

Математична модель цієї задачі полягає у такому: траса вважається лінією на площині (тобто не враховується підйом, спуск, поперечний ухил і т.ін.) розбитої на ділянки постійної кривизни. Всі обчислення зроблені на прикладі траси спортивного комплексу "Чайка" м. Київ.

По кожній ділянці визначається безпечна швидкість V_b . Автомобіль вважається матеріальною точкою, рух якої описується відомими диференціальними рівняннями.

У разі розгону використовується рівняння силового балансу

$$m_a \cdot \delta \cdot dV/dt = P_T - P_\psi - P_w, \quad (1)$$

де P_T – тягове зусилля на ведучих колесах Н,

P_ψ – сумарний дорожній опір,

P_w – сила опору повітря,

m_a – маса автомобіля

δ – коефіцієнт, що враховує обертові маси,

При рішенні (1) отримали аналітичні залежності

$$V(t) = \frac{\Delta_1^k \cdot e^{\Delta_2^k t} - \Delta_3^k}{\Delta_4^k + \Delta_5^k \cdot e^{\Delta_2^k t}}; t \in [T_{k-1}, T_k], \quad (2)$$

де $\Delta_p^k (p=1,2,\dots)$ – різні константи, які залежать від вихідних параметрів автомобіля,

$V(t)$ – швидкість автомобіля у момент часу t .

Шлях, що проходить автомобіль на кожній ділянці $S(t)$ під час розгону за час t , визначається за залежністю (3).

$$S(t) = S(T_{k-1}) + \Delta_6^k \cdot \ln \left| \frac{1 + \Delta_7^k \cdot e^{\Delta_2^k t}}{1 + \Delta_7^k \cdot e^{\Delta_2^k T_{k-1}}} \right| + \Delta_8^k \cdot t + \Delta_9^k. \quad (3)$$

Далі знаходимо (чисельно) залежність швидкості від шляху в процесі розгону. Визначається функція $V_R(V_H, S)$, що дає значення швидкості в кінці ділянки траси довжиною S при початковій швидкості V_H .

Режим гальмування описується нелінійним диференціальним рівнянням (4).

$$\delta \cdot m_a \cdot dV/dt = -P_\psi - P_w - P(t). \quad (4)$$

Диференціальне рівняння (4) з початковими умовами $V(0) = V_H$ на

проміжку $t \in [0, t_{yem}]$. Воно є нелінійним і для його рішення застосуємо чисельний метод поступових наближень. Кожне таке наближення знаходилося за формулою

$$Y_{n+1} = V_n + B_0 t + \frac{B_1 t^2}{2} + B_2 \int_0^t Y_n^2(\xi) d\xi. \quad (5)$$

Послідовно знаходимо шлях гальмування при $t \in [0, t_{yem}]$

$$Y_1 = V_H + (B_0 + B_2 V_H^2) t + \frac{B_1}{2} t^2. \quad (6)$$

У третьому наближенні похибка складає $\Delta = 0,1$, приймаємо, що

$$V(t) = Y_3(t) = \sum_{k=0}^{11} q_k t^k. \quad (7)$$

Шлях гальмування визначається як

$$S(t) = \int_0^t V(\xi) d\xi. \quad (8)$$

Використовуючи вираз (7), знаходимо

$$S(t) = \sum_{k=0}^{11} \frac{q_k}{k+1} * t^{k+1}. \quad (9)$$

Далі розглянемо диференційне рівняння (4) на ділянці $t \in [t_{yem}, t_k]$. Його можна записати

$$V' = -(R_0 + A_2 V^2). \quad (10)$$

При розв'язанні отримаємо

$$V(t) = \sqrt{\frac{R_0}{A_2}} \operatorname{tg} \left[-\sqrt{A_2 R_0} (t - t_{yem}) + \operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{A_2}{R_0}} V_{yem} \right) \right]. \quad (11)$$

$$S(t) = S_{yem} + \frac{1}{A_2} \ln \left| \frac{\cos(-\sqrt{A_2 R_0} t + D_0)}{\cos(-\sqrt{A_2 R_0} t_{yem} + D_0)} \right|. \quad (12)$$

$$t = \frac{D_0 - \arccos(\pm \cos(D_1 t_{yem} + D_0) * e^{A_2(S - S_{yem})})}{D_1}. \quad (13)$$

При рішенні цієї математичної моделі отримали параметри розгону та гальмування (рис.4).

Алгоритм оптимізації часу проходження траси можна представити таким чином. Спочатку розглянемо оптимізаційну задачу на одній ділянці, тобто нам необхідно визначити керування (швидкісний режим), при якому автомобіль повинен пройти ділянку траси завдовжки S_0 з початковою швидкістю V_h , прийшовши в кінцеву точку зі швидкістю меншою або рівною V_k . При цьому швидкість впродовж всього шляху повинна бути менше ніж безпечна швидкість V_b .

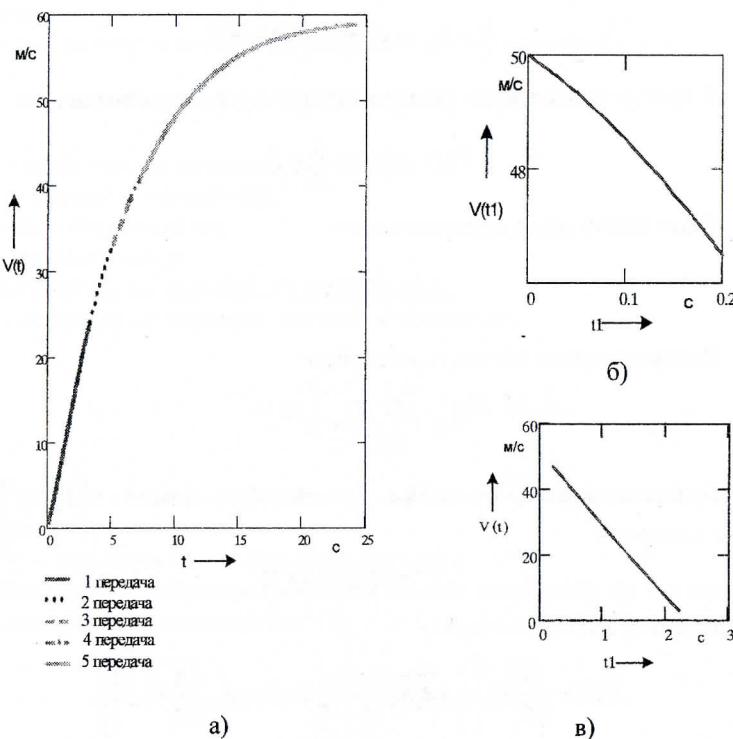
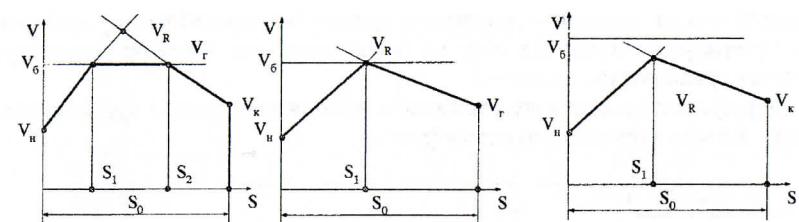


Рис.4. Результати рішення математичної моделі:
 а – залежність швидкості від часу при розгоні; б – при гальмуванні до 0,2 с;
 в – при гальмуванні до повної зупинки

Розглянемо такі вірогідні випадки:

- а) початкова швидкість менше кінцевої, $V_h < V_k$ (рис. 5);
- б) початкова швидкість більше кінцевої, $V_h > V_k$ (рис. 6);

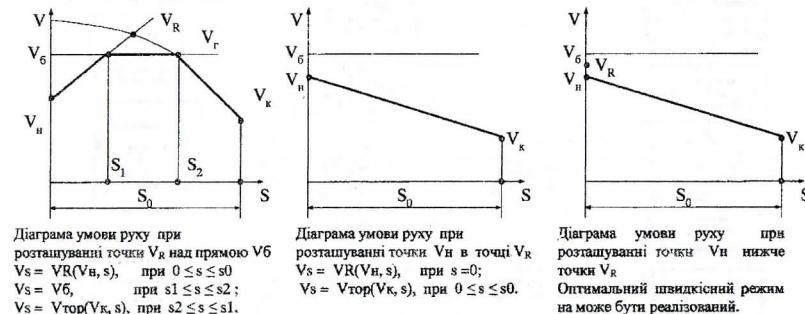


Графік умови руху при розташуванні точки V_R над прямою V_b
 $V_s = VR(V_h, s)$, при $0 \leq s \leq s_0$;
 $V_s = V_b$, при $s_1 \leq s \leq s_2$;
 $V_s = Vr(V_k, s)$, при $s_2 \leq s \leq s_1$.

Графік умови руху при розташуванні точки V_R на прямій V_b
 $V_s = VR(V_h, s)$, при $0 \leq s \leq s_1$;
 $V_s = Vr(V_k, s)$, при $s_1 \leq s \leq s_2$.

Графік умови руху при розташуванні точки V_R під прямою V_b
 $V_s = VR(V_h, s)$, при $0 \leq s \leq s_1$
 $V_s = Vr(V_k, s)$, при $s_1 \leq s \leq s_2$.

Рис.5. Алгоритм оптимізації часу проходження траси при $V_h < V_k$



Діаграма умови руху при розташуванні точки V_R над прямою V_b
 $V_s = VR(V_h, s)$, при $0 \leq s \leq s_0$;
 $V_s = V_b$, при $s_1 \leq s \leq s_2$;
 $V_s = V_{top}(V_k, s)$, при $s_2 \leq s \leq s_1$.

Діаграма умови руху при розташуванні точки V_h в точці V_R
 $V_s = VR(V_h, s)$, при $s=0$;
 $V_s = V_{top}(V_k, s)$, при $0 \leq s \leq s_0$.

Діаграма умови руху при розташуванні точки V_h нижче точки V_R
 Оптимальний швидкісний режим на може бути реалізований.

Рис.6. Алгоритм оптимізації часу проходження траси при $V_h > V_k$

Використовуючи результати моделювання, було складено програму розрахунку режимів руху автомобіля по трасі заданої конфігурації. Для цього використовується мова програмування Pascal в середовищі DELPHI.

Програма розрахунку складається з основного модуля і трьох додаткових (рис. 7). Основний модуль програми підключає додаткові модулі, ініціалізує дані і запускає цикл інтерфейсу користувача. В додаткових модулях реалізуються такі задачі:

- перший модуль створює графічний інтерфейс, управлює введенням початкових даних технічної характеристики автомобіля і геометрії траси, збереженням і завантаженням даних на диск, а також візуалізує результати розрахунку в графічній формі;

- другий модуль використовується як інструмент для контролю правильності введення і зберігання даних, обслуговування масиву поточних значень швидкості, прискорення, шляху і часу, а також масиву даних по кожній ділянці траси;

- третій модуль проводить розрахунок миттєвої швидкості на i -му інтервалі часу, перерахунок шляху від часу на цьому інтервалі, а також розраховує «миттєве» прискорення.

У результаті розрахунку отримано значення швидкості і прискорення, залежно від часу і пройденого шляху (рис. 8).

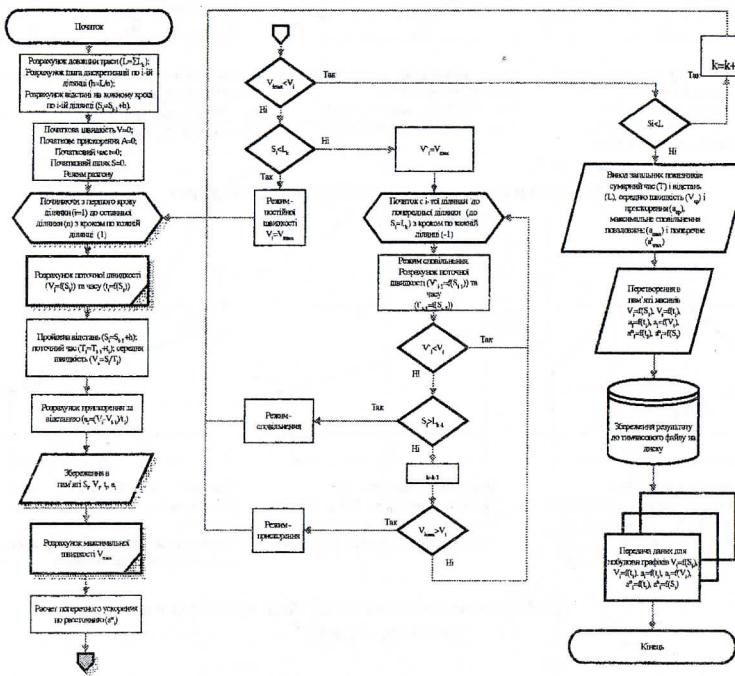


Рис. 7. Блок-схема алгоритму процедури визначення параметрів руху автомобіля

На основі отриманих даних було визначено теоретичні коефіцієнти динамічності для головних режимів руху гоночного автомобіля. Які склали:

для подовжніх – 1,7.
Надалі ці коефіцієнти були ураховані при розробці кінцево-елементної моделі несучої системи гоночного автомобіля.

Модели класса `IT` системы `Госуслуги` автомобилей.

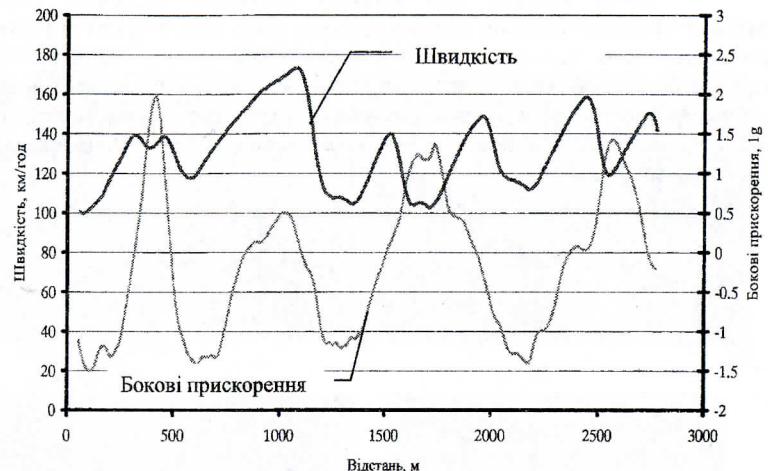


Рис. 8. Результати розрахунку розробленого програмного комплексу

У третьому розділі наведено теоретичні та експериментальні дослідження напруженого-деформованого стану НС гоночного автомобіля, які і склали основу РЕМ.

Для вирішення задач, поставлених у цій роботі, застосовувалися програмні комплекси SAP - 80, ЛПРА, COSMOS, ANSYS як найбільш доступні як за ціною, так і за освоєнням.

При створенні КЕМ враховувалася можливість універсального застосування даної моделі будь-яким вибраним програмним комплексом.

Просторова НС складається з 145 жорстких і шарнірних вузлів і 242 стержнів. Розрахунок такої рами можливий тільки на ЕОМ за допомогою програм в основу яких покладено метод кінцевих елементів. При цьому кінцевий елемент повинен враховувати всі умови роботи кожного стержня рами. В цьому випадку кожний кінцевий елемент повинен мати 12 степенів вільності, а саме по три лінійні зсуви і по три повороти на кожному кінці. окремі стержні рами мають малу довжину, тому необхідно врахування не тільки переміщень, викликаних розтягуванням (стисненням), вигином і крученнем, але також і зсувом.

Програмою, що відповідає всім вище зазначеним вимогам, є стандартний пакет програм, який був використаний для визначення зусиль і переміщень в прийнятій розрахунковій схемі каркаса автомобіля (рис.9). Точність розрахунку за методом кінцевих елементів у значній мірі залежить від ширини матриці жорсткості і тому вимагається, щоб різниця між номерами вузлів i і j , на які спирається кінцевий елемент ij , була б по можливості мінімальною.

У такому випадку цей мінімум досягався введеною системою нумерації з носової частини: спочатку прямо, потім направо, потім вгору. При цьому враховано також симетрію розрахункової схеми. На лівій частині розрахункової схеми є вузол, якому відповідає його аналог на правій частині. При цьому різниця номерів рівна одиниці. Вузли, що не мають аналогів на лівій і правій частинах рами, знаходяться тільки в тій зоні розрахункової схеми, яка імітує двигун.

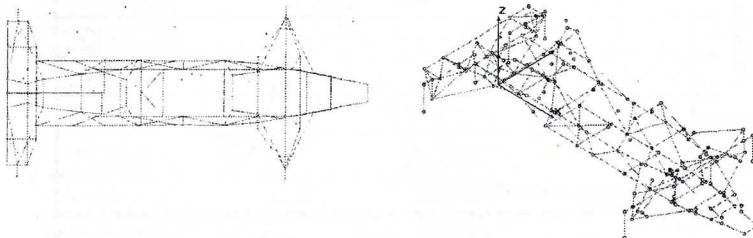


Рис. 9. КЕМ НС гоночного автомобіля формулі 1600

Наведені в дисертаційній роботі результати розрахунку отримано як у графічному вигляді (рис. 10), так і в цифровому.

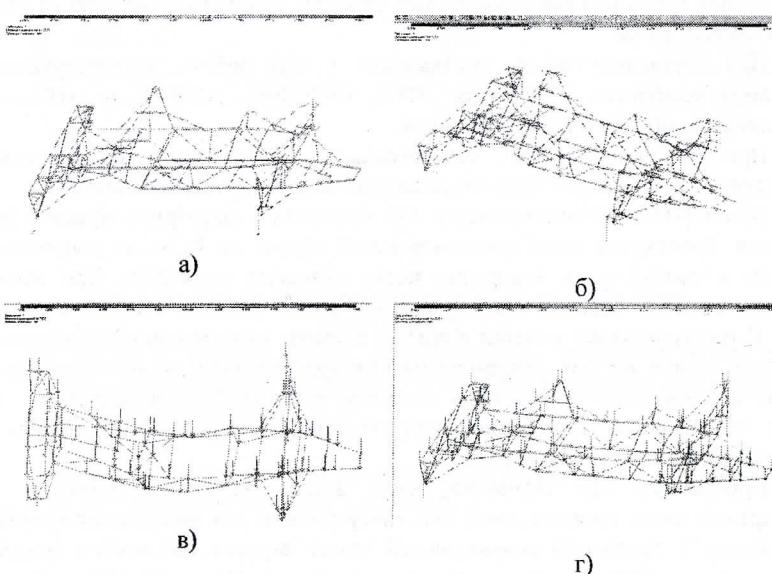


Рис. 10. Результати розрахунку НДС НС гоночного автомобіля:
а – режим кручення; б – режим повздовжніх навантажень; в – режим дії бічних сил;
г – режим вертикальних навантажень

Для перевірки адекватності розробленої кінцево-елементної моделі проведено стендові дослідження НС (рис. 11).

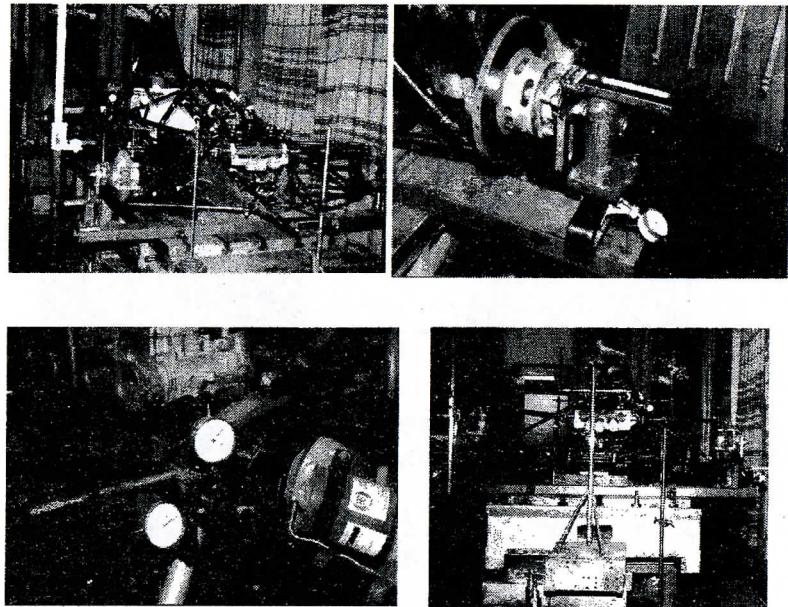


Рис.11. Обладнання для дослідження НС на крученні

Порівняльний аналіз результатів розрахунку КЕМ і стендового експерименту показав хорошу збіжність, похибка склали не більше 9 %. Це свідчить про адекватність КЕМ і реальну конструкцію НС гоночного автомобіля. На підставі цього рекомендується підходити до вибору перетинів елементів, кутів їх розташування в об'ємно-стержневій конструкції, виходячи з аналізу розрахункових даних, одержаних у теоретичній частині роботи.

Для раціонального конструювання рами автомобіля пропонується поперечний перетин кожного стержня рами підбирати так, щоб він був якнайменшим для всіх режимів навантаження. Рішення при цьому побудовано таким чином.

Нехай вимагається знайти радіус трубчастого поперечного перетину R за відомим співвідношенням товщини труби до зовнішнього радіусу δR .

Тоді, використовуючи формулу міцності

$$\sigma_{np} = \sqrt{\left(\frac{N}{A} + \frac{M_u \cdot R}{J_z}\right)^2 + 0.75 \times \left(\frac{M_{kp} \cdot R}{J_z}\right)^2} < [\sigma], \quad (14)$$

де $M_u = Mz + My$

A – площа поперечного перетину

$$A = \pi / 4 (R^2 - r^2) = \pi R^2 \frac{\delta}{R} \left(2 - \frac{\delta}{R}\right) = 2\pi R \eta; \quad (15)$$

J_z – осьовий момент інерції

$$J_z = \pi / 4 (R^4 - r^4) = \pi R^4 \frac{\delta}{R} \left(2 - \frac{\delta}{R}\right) \left(2 - 2 \frac{\delta}{R} + \left(\frac{\delta}{R}\right)^2\right) = \pi / 4 R^4 \eta_1 \eta_2.$$

У результаті отримали формулу, за допомогою якої можна знайти необхідний зовнішній радіус елементу R при відомих N , M_z , M_y и M_{kp} (рис.12)

$$R^6 - R^2 \frac{N^2}{[\sigma]^2 \pi^2 \eta^2} - R \frac{8 N M_u}{[\sigma]^2 \pi^2 \eta_1^2 \eta_2^2} - \frac{16(M_u + 0,75 M_{kp})}{[\sigma]^2 \pi^2 \eta_1^2 \eta_2^2} = 0, \quad (16)$$

де

$$\eta_1 = \delta/R (2 - \delta/R);$$

$$\eta_2 = 2 - 2 (\delta/R) + (\delta/R).$$

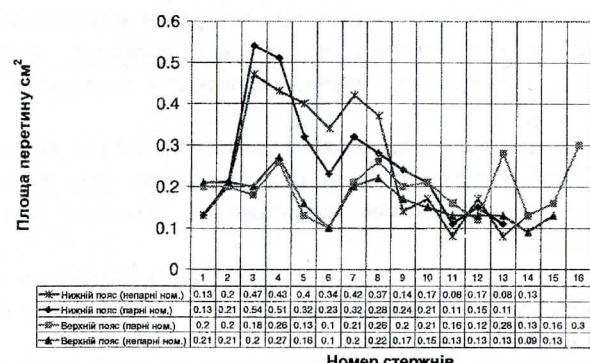


Рис. 12. Характер зміни поперечних перетинів в елементах НС

У четвертому розділі відображені положення виконаних дорожніх випробувань, метою яких було визначення навантажень, діючих на гоночний автомобіль під час змагань.

Випробування проходили в два етапи. На першому етапі вимірювання проводились на чемпіонаті України в м. Дніпропетровську (2001 р.) за допомогою вимірювального комплексу, що був розроблений в ХНАДУ (рис. 13).



Рис. 13. Вимірювальний комплекс динамічного навантаження автомобіля при дорожніх випробуваннях

Другим етапом було проведення дорожніх випробувань на чемпіонаті України з шосейно-кільцевих перегонів (2006р.) на спортивному комплексі «Чайка» (м. Київ). Вимірювання проводилися за допомогою промислового комплексу My-Chron 3 Gold, що застосовується на гоночних автомобілях.

Аналіз експериментальних і теоретичних досліджень показав: найбільші подовжні прискорення виникають при старті машини, і складають 17-20 м/с², що відповідає коефіцієнту динамічності 1,73-2,1, при гальмуванні перед поворотами прискорення досягають величини 1,1g. Бічні прискорення передньої підресороної маси найбільших значень досягають при маневруванні, і не перевищують величини 2,5g. Бічні прискорення задньої підресороної маси на всіх ділянках не перевищують 1g. Максимальна величина вертикальних прискорень склала 22,5 м/с², що відповідає коефіцієнту динамічності 2,3.

На основі експериментальних даних і теоретичних досліджень проведено порівняльний аналіз результатів проходження траси (рис. 15), який показав, що величини швидкостей, визначених теоретично і

експериментально, співпадають з похибою $\pm 1,35 \dots 2,8\%$, величини бічних прискорень співпадають з похибою до $\pm 10,8\%$

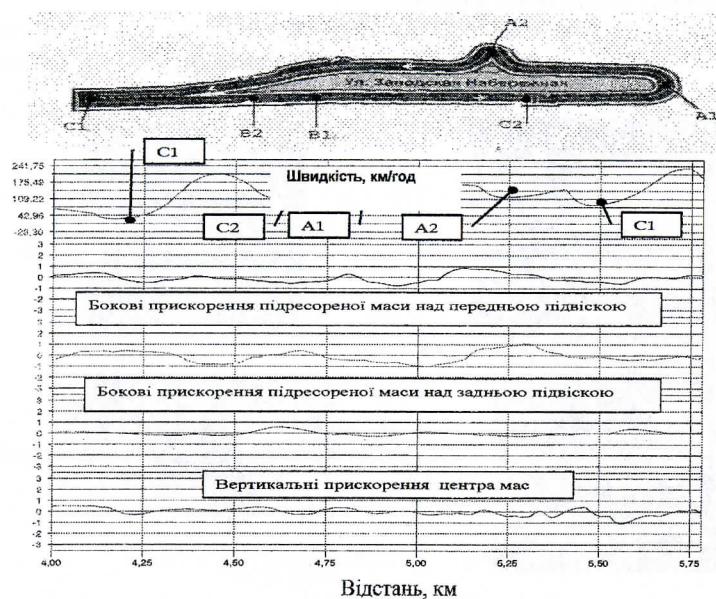


Рис. 14. Результати дорожнього експерименту на чемпіонаті України (м. Дніпропетровськ)

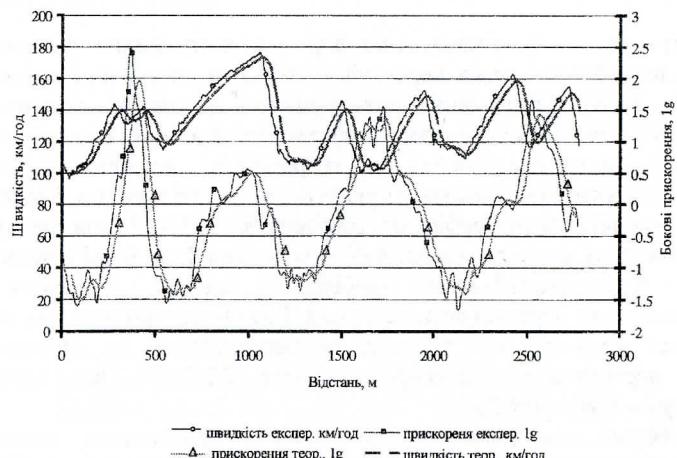


Рис. 15. Порівняльний аналіз результатів математичного моделювання і дорожнього експерименту

ВИСНОВКИ

1. Аналіз літературних джерел показав, що у відкритому друці відсутня інформація про методи розрахунку і вибору параметрів об'ємно-стержневих конструкцій несучих систем (НС) гоночних автомобілів. Представлений в роботі РЕМ оснований на МКЕ і експериментальних дослідженнях дає можливість вибору та доробки конструкції НС на стадіях ескізного та робочого проектування.

2. Запропонована методика розрахункового аналізу НДС об'ємно-стержневої конструкції НС автомобіля основана на підборі якнайменшого поперечного перетину стержня рами для всіх режимів навантаження за умови рівноміцності конструкції. У результаті розрахунку запропоновано якнайменші значення характеристик поперечних перетинів і їх розташування в просторі об'ємно-стержневої конструкції. Як результат верхній пояс конструкції рами можна без зменшення міцності виконати стержнями з перетинами $\varnothing 28 \times 1,5$; нижній пояс рами пропонується усилити додатковим поперечним стержнем. Запропоновані рекомендації дозволяють понизити масу НС на 12,5 %.

3. Вперше для гоночного автомобіля формули 1600 розроблено об'ємно-стержневу модель, до складу якої включений спрямовуючий апарат підвіски, що дозволило при розрахунку МКЕ більш точно привести навантаження до НС з урахуванням характеристики підвіски. Запропоновано значення коефіцієнтів опору підвіски, які знижують амплітуду вертикальних прискорень, що передаються на НС.

4. Проведені стендові дослідження НС дозволили визначити її жорсткість при вигині і крученні. Так жорсткість рами на вигин склала 40000 Н/м, на крученні 55000 Н·м/рад. Одержані результати застосовані для розробленої розрахункової об'ємно-стержневої моделі рами автомобіля ХАДІ і подальших моделей НС аналогічних машин (ХАДІ та ін.) з відхиленням параметрів в межах $\pm 10,3\%$, що відповідає діапазону технологічних і конструктивних похибок виготовлення НС.

5. Врахування в КЕМ рами жорсткості картера двигуна як елементу несучої системи вперше дозволило дати оцінку впливу установки двигуна на загальний напруженено-деформований стан НС. Розрахунковий експеримент показав, що зусилля в стержнях каркаса незначно змінюються зі зміною жорсткості картера двигуна. Найбільший вплив на НДС рами робить інерційна маса силового агрегата, яка під дією прискорень довантажує стержні каркаса.

6. Розроблений контрольно-вимірювальний комплекс показав хорошу збіжність даних ($\pm 11\%$) з результатами вимірювань на придбаному програмно – апаратному комплексі «AIM My-Chron 3 Gold + Data Logger EVO3 kart systems». Одержані дані загальних вимірювань дозволили одержати

характеристики режимів руху гоночного автомобіля в процесі гонок на трасах України (м. Дніпропетровськ, Київ, Рівне) і дати оцінку навантаженості НС.

7. Вперше експериментально обґрунтовано величини коефіцієнтів динамічності типових навантажень НС для даного класу машин. Величини навантажень пропонується оцінювати динамічними коефіцієнтами (по Я. Павловському), які задаються щодо величини прискорення вільного падіння, що забезпечує універсальність представлення всіх типових навантажень. За одержаними даними максимальні динамічні коефіцієнти рекомендується приймати:

для вертикальних навантажень – $2,3 \pm 0,2$;

для бічних навантажень – $2,2 \pm 0,3$;

для подовжніх – $1,7 \pm 0,3$.

8. Виконані в роботі дослідження дозволили розробити метод теоретичного обґрунтування режимів навантажень НС гоночного автомобіля формули 1600 класу Е8, оснований на результатах стендових і дорожніх випробувань. Запропонована в роботі об'ємно-стержнева модель НС і алгоритми оцінки її НДС застосовні для створення перспективних моделей гоночних машин, а також можуть бути використані для створення об'ємно-стержневих конструкцій каркасів безпеки спортивних автомобілів.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Алексеев В.О., Ужва А.В. Измерительный комплекс для оценки динамических свойств гоночного автомобиля формулы 1600. – //Автомобильный транспорт/ Сб. научн. тр. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2001. – Вып.7-8. -С. 212–213. (*Дисертантом разработана методика вимірювання динамічних властивостей*).
2. Ужва А.В. Подход к расчету несущей системы гоночного автомобиля формулы 1600 //Автомобильный транспорт/ Сб. научн. тр. – Харьков: Изд-во ХНАДУ. – 2002. – Вып.9. – С. 37 – 39.
3. Туренко А.Н., Ходырев С.Я., Шепеленко И.Г., Ужва А.В. Исследование динамических нагрузок, действующих на несущую систему гоночного автомобиля, в процессе соревнований //Автомобильный транспорт/ Сб. научн. тр. – Харьков: Изд-во ХНАДУ. – 2002. – Вып.10. – С. 5–9. (*Дисертантом разработана программа экспериментальных досліджень та проведений аналіз їх результатів*).
4. Ходырев С.Я., Шепеленко И.Г., Ужва А.В. Программное обеспечение моделирования режимов движения автомобиля для тренажера с микропроцессорным управлением. // Автомобильный транспорт/ Сб. научн. тр. – Харьков: Изд-во ХНАДУ. – 2005. – Вып.16. -С. 149–152 (*Дисертантом разработана математична модель руху автомобіля*).

5. Алексеенко В., Ужва А. До оцінки міцності несучої системи гоночного автомобіля. 2-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові. Тези доповідей. 1995р. – С – 188. – 189. (*Дисертантом розроблена кінцево-елементна модель несучої системи гоночного автомобіля*).

АНОТАЦІЯ

Ужва А.В. Розрахунково-експериментальний метод вибору параметрів несучої системи гоночних автомобілів. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.02 – автомобілі та трактири. – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, 2007.

Дисертація присвячена розробці методу вибору параметрів НС гоночного автомобіля на основі розрахунково-експериментальних досліджень її напружено-деформованого стану.

Як показали дослідження стану питань найпрогресивнішим і точним методом оцінки НДС є МКЕ. Метод дозволяє розраховувати довільні об'ємно-стержневі системи з довільно-орієнтованими стержнями з різною кількістю степенів вільності у вузлах. Розробка моделей об'ємно-стержневих НС для гоночних автомобілів не проводилася. Більшість досліджень обмежувалася вивченням плоских моделей. Для уникнення помилок в розрахунку складних просторових конструкцій існує необхідність попереднього фізичного експерименту. Таким чином, для створення точної кінцево-елементної моделі потрібно 3 етапи: фізична модель, математична модель (алгоритм) і чисельна реалізація.

Для вивчення НДС НС пропонується використовувати коефіцієнти динамічності, для визначення яких було розроблено математичну модель руху гоночного автомобіля по трасі заданої конфігурації та підтверджено дорожніми випробуваннями.

Розроблена кінцево-елементна модель НС, елементом якої є силовий агрегат, реакції від коліс передавались через підвіску, яка також входить структурно до КЕМ, що покращує точність розрахунку. Адекватність КЕМ підтверджено стендовими випробуваннями.

Отримані теоретичні та експериментальні дослідження НДС НС дали змогу вибрати її головні параметри, які не суперечать вимогам ФАУ та FIA

Ключові слова: гоночний автомобіль, несуча система, напружено-деформований стан, прискорення, кінцево-елементна модель.

АННОТАЦИЯ

Ужва А.В. Расчетно – экспериментальный метод выбора параметров несущей системы гоночных автомобилей. – Рукопись.

Диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук по специальности 05.22.02 – автомобили и тракторы. – Харьковский

национальный автомобильно-дорожный университет, Харьков, 2007.

Диссертация посвящена разработке метода выбора параметров несущей системы (НС) гоночного автомобиля на основе расчетно-экспериментальных исследований ее напряженно-деформированного состояния (НДС).

Анализ проведенных исследований нагрузки элементов автомобиля методами моделирования сведен к обоснованию коэффициентов динамичности или к вероятностным методам расчета, основанным на теории случайных процессов. Специфика моделирования предельных режимов нагрузок гоночного автомобиля на шоссейно-кольцевой трассе в литературе не отображена.

Как показал анализ проведенных исследований, самым прогрессивным и точным методом оценки был и остается метод конечных элементов (МКЭ). Метод позволяет рассчитывать произвольные объемно-стержневые системы с произвольно-ориентированными стержнями с разным числом степеней свободы в узлах. Разработка моделей объемно-стержневых НС для гоночных автомобилей не проводилась. Большинство исследований ограничивалось расчетами плоских моделей.

Во избежание больших погрешностей в расчетах сложных пространственных конструкций существует необходимость предварительного проведения физического эксперимента. Таким образом, для создания точной конечно-элементной модели необходимо выполнение трёх этапов: создание физической модели, математической модели (алгоритма) и их цифровая реализация.

Теоретические исследования показали, что в рабочих диапазонах скоростей 100 ... 250 км/ч автомобиль с выбранными характеристиками подвески будет иметь хорошую плавность хода, отсутствие ударов в ограничители подвески, невысокие средние квадратичные ускорения подпрессоренных масс. Таким образом, главными нагрузками на НС являются инерционные составляющие, которые учитывались при оценке НДС НС и выбора ее параметров.

Для изучения НДС НС предлагается использовать коэффициенты динамичности, для изучения которых была разработана математическая модель движения гоночного автомобиля по трассе заданной конфигурации, подтвержденная дорожными испытаниями.

Адекватность разработанной конечно-элементной моделью (КЭМ) НС, элементом которой является силовой агрегат и элементы подвески, подтверждена стендовыми испытаниями. В результате стендовых испытаний проведена оценка жесткости НС на кручение и изгиб.

Для оценки нагруженности НС разработан контрольно-измерительный и применен программно-аппаратный («AIM My-Chron 3 Gold + Data Logger EV03 kart systems») комплекс, которые позволили определить предельные ускорения (нагрузки), действующие на гоночную машину в процессе соревнований.

Полученные теоретические и экспериментальные исследования НДС

НС дали возможность выбрать ее главные параметры, которые не противоречат требованиям ФАУ и FIA

Ключевые слова: гоночный автомобиль, несущая система, напряженно-деформированное состояние, ускорение, конечно-элементная модель.

ABSTRACT

Uzhva A.V. Design – experimental method of variables choice parameters for the bearing system of racing cars. – Manuscript.

Dissertation for the scientific degree competition of candidate of technical sciences on the speciality 05.22.02 – Automobiles and tractors. – Kharkov National Automobile and Highway University. Kharkov, 2007.

The dissertation deals with the elaboration of the method for the racing car bearing system variables selection based on the experimental design study of the bearing system state of stress and strain.

Literature indicates that the most progressive and finest procedure for state of stress and strain evacuation is the finite elements method (FEM). The method allows to calculate any 3D frame systems with the arbitrary-oriented bars with various degree of freedom in joints nodes. The development of the model of 3D frame bearing systems has not been developed. Most studies have been limited to 2D models.

To avoid errors in complex 3D design calculation it is necessary to carry out a prior real-life experiment. Thus, for creation of exact finite-element model 3 stages are needed: physical model, simulation mathematical model and numeral realization. To the study bearing system stress and strained state it has been suggested to use the coefficients of dynamic quality. For which the mathematical model of the set configuration of motion of the car racing on the route has been developed and confirmed by the road tests.

Bearing system finite elements model having as its elements a power plant has been developed. Reactions are transmitted via suspension, structurally included into FEM, thus, improving the accuracy of calculation. The adequacy of FEM has been proved by the stand tests.

The theoretical and experimental researches of the stressed and strained state of bearing system made possible to choose its main variables, which do not contradict the FAU and FIA requirements

Key words: racing car, bearing system, stressed and stained, acceleration, finite-element model (FEM).

Підписано до друку 24.04.2007р.

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

Друк RISO. Умов. друк. арк. 0,9

Замовлення № 345/07 Тираж 100 прим.

Видавництво ХНАДУ, 61002, 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.