

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»

ТЕКСТИ (конспект лекцій) з дисципліни

«Робочі процеси автомобілів»

для студентів спеціальності 133

«Галузеве машинобудування»

(«Колісні та гусеничні транспортні засоби»),
усіх форм навчання

Частина 7 - змістовий модуль 4.

Елементи кузова та ходової частини

2020

ТЕКСТИ (конспект лекцій) з дисципліни «Робочі процеси автомобілів» для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» («Колісні та гусеничні транспортні засоби») усіх форм навчання. Частина 7 - змістовий модуль 4. Елементи кузова та ходової частини / Укл. : О. М. Артюх, О. В. Дударенко, А. Ю. Сосик, А. В. Щербина. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2020. 42 с.

Укладачі: О.М. Артюх, доцент, канд.техн.наук;
О.В. Дударенко, доцент, канд.техн.наук;
А.Ю. Сосик, доцент, канд.техн.наук;
А.В. Щербина, доцент, канд.техн.наук

Рецензенти: О.С. Слюсаров, доцент, канд.техн.наук;
С.М. Турпак, професор, д-р.техн.наук

Відповідальний за випуск: А.Ю. Сосик, доцент, канд.техн.наук

Затверджено
на засіданні кафедри «Автомобілі»
Протокол № 8
від « 30 » червня 2020.

Рекомендовано для видання
НМК Транспортного факультету
Протокол № 88
від « 31 » серпня 2020.

ЗМІСТ

Частина 7

Вступ	476
Тематичний план лекційних занять	477
Лекція № 13. Колеса й шини	479
Лекція № 14. Кузов і рама	483
Лекція № 15. Вібрації та шум в автомобілі.....	495
Рекомендована література	511
Базова	511
Допоміжна.....	511
Інформаційні ресурси	513

ВСТУП

В результаті інтенсивного вдосконалювання конструкцій автомобілів, більш частого відновлення моделей що випускаються, додання їм високих споживчих якостей, виникає необхідність підвищення рівня підготовки майбутніх інженерів за фахом «Колісні та гусеничні транспортні засоби».

Тому при розробці даного курсу - «Робочі процеси автомобілів», автори ставили перед собою завдання викладу основних інженерних відомостей, необхідних майбутньому інженеру для конструювання й розрахунків автомобіля.

При цьому велику увагу приділено розгляду динамічних процесів, що протікають в окремих агрегатах і автомобілі в цілому, що дає можливість повніше оцінити вплив різних конструктивних факторів і правильно підійти до вибору оптимальних параметрів при конструюванні автомобіля.

Вивченню даного курсу повинне передувати вивчення загального устрою автомобіля, а також загальнотехнічних дисциплін.

У пропонованому курсі лекцій розглядаються питання конструювання, розрахунків і практичного застосування вузлів і агрегатів автомобіля відповідно до сучасних вимог. Виклад теоретичних основ ілюструється практичними прикладами аналізу, розрахунків і конструювання сучасних агрегатів автомобіля.

Комплексний характер даного лекційного курсу, природно, не дозволяє повністю вичерпати всі питання, що відносяться до розрахунків кожного типу автомобіля. Тут розглядаються лише загальні питання проектувальних і перевірочних розрахунків, конструювання й експлуатації окремих агрегатів, які можуть знайти застосування як у навчальному процесі, так і надалі при інженерній роботі випускників.

Враховуючи величезний ріст інформації в області теорії, розрахунків і конструкції автомобілів, автори визнали за можливе не захащувати даний курс надмірним математичним апаратом, а відносно конструктивних рішень, використовуваних у серійному виробництві автомобілів, обмежилися або типовими, або найбільш новими варіантами.

Даний конспект лекцій повинен допомогти студентам легко орієнтуватися в посібниках та довідниках з питань конструювання й розрахунків на міцність агрегатів автомобіля.

ТЕМАТИЧНИЙ ПЛАН ЛЕКЦІЙНИХ ЗАНЯТЬ

Загальний об'єм курсу становить 255 годин і складається з чотирьох змістових модулів. Даний конспект лекцій дисципліни «Робочі процеси автомобілів» складається з семи частин, і розроблений відповідно до:

Робоча програма з дисципліни «Робочі процеси автомобілів» для студентів за напрямом підготовки 6.050503 - «Машинобудування», спеціальністю 133 - Галузеве машинобудування (Колісні та гусеничні транспортні засоби), усіх форм навчання. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2020. 24 с.

Нижче наведено назву змістового модуля дисципліни «Робочі процеси автомобілів», найменування тем лекційних занять в модулі і вказано кількість годин аудиторних занять, для студентів денної форми навчання, окремо для кожної лекції.

Для кожної теми лекції вказано перелік питань які треба розглянути під час даної лекції. Слід враховувати те, що в даному конспекті лекцій приведено лише стислий огляд питань кожної лекції. Крім того навчальним планом дисципліни передбачено активну самостійну роботу студентів за вказаними темами курсу.

Вкінці кожної лекції наведено перелік питань для самоперевірки. Для самостійної роботи студенту слід користуватися рекомендованою літературою для вивчення дисципліни, перелік якої наведено в кінці даного конспекту лекцій, а також використовувати розроблені методичні вказівки:

Методичні вказівки з вивчення дисципліни «Робочі процеси автомобілів» та виконання контрольних завдань, для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» («Колісні та гусеничні транспортні засоби»), усіх форм навчання / Укл. : О. М. Артюх, О. В. Дударенко, А. Ю. Сосик, А. В. Щербина. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2020. 62 с.

Змістовий модуль 4. Елементи кузова та ходової частини.**Тема 13. Колеса й шини (2 год.)**

Загальні відомості. Пневматичні шини: класифікація шин; позначення і вибір шин. Колеса: призначення, вимоги, класифікації; обіддя; позначення коліс; кріплення коліс; маточини. Регулювання тиску повітря в шинах.

Тема 14. Кузов і рама (2 год.)

Класифікація кузовів і рам, вимоги до них. Основи розрахунків кузовів і рам. Розрахунки на працездатність.

Тема 15. Вібрації та шум в автомобілі (2 год.)

Оцінка вібрацій і шуму. Вплив вібрацій і шуму в автомобілі, їх джерела: вплив вібрацій і шуму; джерела вібрацій; джерела шуму. Шляхи зниження вібрацій і внутрішнього шуму; шляхи зниження вібрацій; шляхи зниження внутрішнього шуму.

ЛЕКЦІЯ № 13. КОЛЕСА Й ШИНИ

План лекції. Загальні відомості. Пневматичні шини: класифікація шин; позначення і вибір шин. Колеса: призначення, вимоги, класифікації; обіддя; позначення коліс; кріплення коліс; маточини. Регулювання тиску повітря в шинах.

Література: [8], с. 223-225; [9], с. 174-185; [12], с. 176-185.

Зазвичай автомобільне колесо складається із шини, обода, маточини.

Класифікація коліс проводиться залежно від їхнього призначення й конструкції:

- **по призначенню:** ведучі, ведені, керовані;
- **по конструкції:** дискові, бездискові (зі спицевими або барабанними маточинами).

Класифікація шин проводиться по наступним основним параметрам:

- **по способу герметизації:** камерні, безкамерні;
- **формі профілю:** звичайного $H/B=1,0 \dots 0,9$, широкопрофільні (низькопрофільні) - $H/B=0,6 \dots 0,8$, ародні - $H/B=0,4 \dots 0,5$, пневмокати - $H/B=0,25 \dots 0,4$;
- **можливості зміни внутрішнього тиску:** з нерегульованим тиском, з регульованим тиском;
- **по конструкції каркаса:** з діагональними нитками, з радіальними нитками.

Основні вимоги до коліс наступні:

- повна відповідність застосовуваній шині по розмірах, твердості й конструкції обода;
- надійне кріплення до маточини, що забезпечує легкість монтажу й демонтажу колеса;
- високі міцність, довговічність і корозійна стійкість;
- мінімальні биття й дисбаланс.

Основні вимоги до шин наступні:

- гарне зчеплення з дорогою;
- малий опір коченню;
- відповідність пружних властивостей параметрам автомобіля й умовам руху;

- низький рівень шуму при русі автомобіля;
- високі міцність і довговічність;
- малий тиск на ґрунт (для автомобілів підвищеної й високої прохідності).

Крім того, до автомобільних шин і коліс, як і до інших механізмів і систем автомобіля, пред'являють також **загальні вимоги**: забезпечення мінімальної маси (маса колеса легкового автомобіля зі сталевго листа становить близько 6,5 кг, лите алюмінієве колесо на 1 кг легше, а штамповане - на 1,5 кг), висока надійність, мінімальне обслуговування, технологічність.

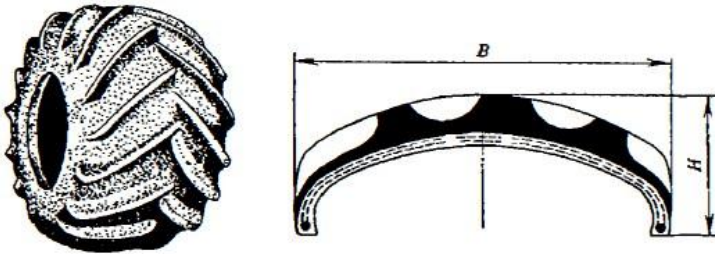


Рисунок 13.1 - Арочна шина

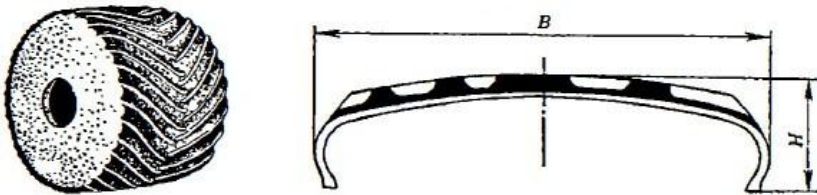


Рисунок 13.2 - Пневмокаток

Розглянемо, якими конструктивними заходами забезпечується виконання вимог до шин.

Гарне зчеплення з дорогою забезпечується в основному добром складу гуми в шині, оптимальним для даних умов експлуатації малюнком протектора, підтримкою необхідного тиску в шині. Однак збільшення коефіцієнта зчеплення шини з дорогою за рахунок зміни складу гуми в деяких випадках може призвести до значного скорочення терміну служби шини через її швидке зношування.

Малий опір коченню забезпечується в основному тими ж захо-

дами, що й гарне зчеплення з дорогою, але зменшення опору коченню може в деяких випадках супроводжуватися зменшенням коефіцієнта зчеплення шини з дорогою.

Високі міцність і довговічність містять у собі й вимоги безпеки, а саме:

- виключення розриву шини від підвищення тиску понад заданий (зазвичай гарантується збереження міцності при підвищенні тиску в шинах легкових автомобілів на 0,2 МПа) - забезпечується в основному конструкцією каркаса шини;
- виключення розриву шини від відцентрових сил, що виникають при високих швидкостях руху - забезпечується в основному конструкцією каркаса шини; при цьому на шинах пропонується маркування, відповідно до максимальної швидкості, при якій може застосовуватися дана шина;
- надійність герметичного й міцного прилягання бортів шини до бортів обода - забезпечується в основному високою якістю виготовлення обода й відсутністю на ньому дефектів, що виникають у процесі експлуатації;
- затримка або запобігання різкого падіння тиску при проколі шини - найбільш безпечна безкамерна шина, тому що герметизуючий шар заповнює прокол, для легкових автомобілів деякі фірми пропонують шини із внутрішньої торовою вставкою, опираючись на яку при повному падінні тиску в шині автомобіль може проїхати кілька десятків кілометрів.

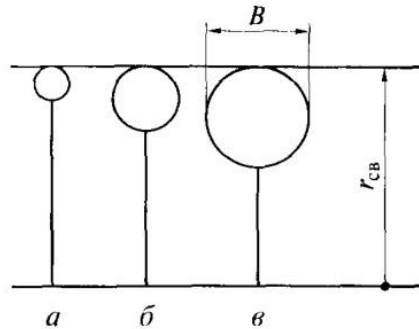
Малий тиск на ґрунт забезпечується збільшенням поверхні контакту за рахунок збільшення ширини, діаметра шини й зниження в ній тиску. Останнє найбільше ефективне й застосовується у вигляді системи регулювання тиску в шинах.

Автомобільне колесо виконує різноманітні функції: це опора, через яку передається вага автомобіля на дорогу, це рушій, який взаємодіючи з дорогою, передає тягову і гальмівну сили, протидіє боковим силам, забезпечує зміну напрямку руху. Автомобільні шини мають значну еластичність та їх деформації в радіальному, поздовжньому і поперечному напрямках значно впливають на експлуатаційні властивості автомобіля.

Автомобільні шини випускаються у відповідності зі стандартами й підрозділяються на легкові; вантажні (включаючи причепа, напівпричепа й автобуси); з регульованим тиском; для великовантажних

автомобілів, будівельних, дорожніх і підйомно-транспортних машин. Шини виготовляють із різними малюнками протектора: дорожнім (Д), універсальним (В), підвищеної прохідності (ПП), зимовим (З), кар'єрним (Кар). Шини випускаються у звичайному, тропічному й північному виконанні.

Максимальне навантаження на шину визначається в основному об'ємом і тиском повітря, що перебуває в шині, а також числом шарів корду. На рис. 10.1 показані при $r_{\text{св}}=0,3$ приблизні співвідношення розмірів B і $r_{\text{св}}$ ($b=B/r_{\text{св}}$) шин велосипеда ($b=0,1$), мотоцикла ($b = 0,3$), легкового автомобіля ($b= 0,5$).



а - велосипеда; б - мотоцикла; в - легкового автомобіля

Рисунок 13.3 - Схема коліс

У стандартах зазначені основні параметри автомобільних шин, у тому числі максимальне припустиме навантаження й тиск, відповідне до цього навантаження, а також максимальна припустима швидкість автомобіля із цими шинами.

Питання для самоперевірки

1. По яких основних ознаках класифікують шини?
2. Перелічіть вимоги до шин. Якими конструктивними заходами вони забезпечуються?
3. Перелічіть вимоги до автомобільних коліс. Якими конструктивними заходами вони забезпечуються?
4. Яка шина вважається найбільш безпечною?
5. За рахунок чого забезпечується надійність герметичного й міцного прилягання бортів шини до бортів обода?

ЛЕКЦІЯ № 14. КУЗОВ І РАМА

План лекції. Класифікація кузовів і рам, вимоги до них. Основи розрахунків кузовів і рам. Розрахунки на працездатність.

Література: [8], с. 226-235; [12], с. 191-197.

Класифікація кузовів і рам, вимоги до них.

Рами, а часто й кузова являють собою несучі системи, що сприймають вагові й ударні - перевантажувальні навантаження. Кузов автомобіля служить для розміщення вантажу, пасажирів і водія й для захисту їх від кліматичних впливів.

Із усього різноманіття класифікаційних ознак відзначимо тільки самі основні.

Несучі системи класифікують залежно від того, що сприймає вагові навантаження:

- рама (кузов розвантажений);
- кузов - несучий кузов (каркасний, з несучою основою, панельний);
- кузов, об'єднаний з рамою - інтегральна несуча система.

Рами ділять на лонжеронні (периферійні, Х-образні, сходові, з Х-образними поперечками) і хребтові - центральні.

Кузова по призначенню ділять на пасажирські (автобусні й легкових автомобілів), вантажні, вантажопасажирські, спеціальні.

Кузова легкових автомобілів класифікують залежно від числа дверей і конструкції дахів: закриті (седан, лімузин, купе та ін.), відкриті (фаетон, кабриолет та ін.), комбіновані (ландо, тарга та ін.). Крім того, виділяють однооб'ємні, двохоб'ємні, триоб'ємні кузова. Назва того самого кузова в різних країнах може бути різним.

Кузова вантажних автомобілів класифікують на кузова загального призначення (бортова платформа) і спеціалізовані (самоскиди, фургони, цистерни, контейнеровози і т.д.).

Основні вимоги до кузовів і рам наступні:

- мінімальна маса при довговічності, включаючи й корозійну стійкість, відповідну до строку служби автомобіля;
- достатня для роботи агрегатів і вузлів автомобіля жорсткість;
- форма рами (кузова) повинна забезпечувати зручність монтажу агрегатів, малу висоту центру ваги й малу навантажувачу-

льну висоту;

- форма й конструкція кузова повинні забезпечувати необхідні комфортабельність, травмобезпечність, а також вимоги моди.

Крім того, до кузовів і рам, як і до інших механізмів і систем автомобіля, пред'являють також загальні вимоги: забезпечення мінімальної маси, висока надійність, мінімальне обслуговування, технологічність.

Розглянемо, якими конструктивними заходами забезпечується виконання вимог до кузовів і рам.

Мінімальна маса кузовів легкових автомобілів і кабін вантажних автомобілів забезпечується застосуванням м'якої низьковуглецевої (через глибоке штампування) листової сталі, товщина якої звичайно зменшено до 0,8 мм. Рами виготовляють із листової сталі товщиною 2...4 мм (рами великих легкових автомобілів), 5...12 мм (лонжерони рам автобусів і вантажних автомобілів), 4...8 мм (поперечки рам автобусів і вантажних автомобілів). Іноді для зниження маси рами вантажних автомобілів виготовляють із легованої листової сталі.

Підвищення корозійної стійкості й, отже, довговічності кузовів легкових автомобілів забезпечується застосуванням листової сталі з додаванням міді або оцинкованої. Ненавантажені панелі кузова виготовляють із пластмас. Іноді кузова легкових автомобілів і кабін спеціальних вантажних автомобілів виготовляють із алюмінієвого листа або із пластмас. Для зовнішніх панелей кузовів автобусів усе частіше застосовують алюмінієві листи.

Достатня жорсткість рам в основному забезпечується при вигині лонжеронами (при крутінні також і поперечками) необхідної висоти й товщини.

Для підвищення жорсткості кузовів використовують закриті або відкриті профілі, що утворюють каркас, або виштампувані або додаткові ребра.

Травмобезпечність кузова (внутрішня) забезпечується зменшенням інерційних навантажень при наїздах попереду й позаду (наприклад, створення більш твердого салону при менш жорсткій передній й задній частинах легкового автомобіля), обмеженням переміщення людей при аваріях (застосування ременів і подушок безпеки), усуненням травмонебезпечних деталей, збереження життєвого простору при перекиданні.

Травмобезпечність кузова (зовнішня) забезпечується вдоско-

налюванням бамперів, усуненням травмонебезпечних деталей і виступів, застосуванням бічних і задніх огорожень на кузовах вантажних автомобілів, а в деяких випадках застосуванням захисних пристосувань, що зменшують травми пішоходів при наїзді на них.

Основи розрахунків кузовів і рам.

В статичному положенні при опорі на всі колеса вагові навантаження діють симетрично поздовжній осі й викликають вигин рами (або кузова), причому напруги невеликі.

Навантажувальні режими рами визначаються динамічними навантаженнями, що діють на ніс у русі. При цьому для розрахунків звичайно розглядають два режими.

Рух з великою швидкістю по дорозі із дрібними нерівностями. Підресорені частини роблять інтенсивні вертикальні коливання. Динамічні навантаження можна виразити через статичні:

$$P_{id} = P_{ist} k_{id}, \quad (14.1)$$

де P_{ist} - статичне навантаження;

k_{id} - коефіцієнт динамічності для i -го розрахункового перетину. Його звичайно приймають рівним 2...2,5 для вантажних автомобілів, 1,5...2,0 для автобусів, 1,1...1,5 для легкових автомобілів.

Приблизно вертикальні динамічні навантаження можна вважати симетричними, а, отже, лонжерони працюють на вигин, але в місцях кріплення агрегатів можливі значні крутні моменти. Для багатовісних автомобілів розглядають найнебезпечніший випадок: опора на колеса тільки крайніх осей. При розрахунках на вигин раму розглядають як балку на опорах - осях автомобіля.

Подолання великих нерівностей з вивішуванням деяких коліс. Колеса однієї осі перебувають на горизонтальній поверхні, а одне з коліс іншої осі піднімають на висоту h , при якій починається відрив одного з коліс від поверхні дороги. Опорні реакції несиметричні й рама працює на крутіння при розрахунковому моменті:

$$M_p = \alpha_{\max} C_{\gamma}, \quad (14.2)$$

де $\alpha_{\max} = h/B$ - максимальний кут скручування рами;

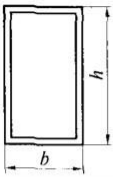
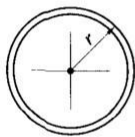
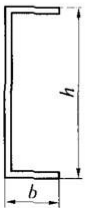
h - максимальна висота підйому одного з коліс (до початку відриву одного з коліс від поверхні дороги);

B - колія;

$c_{\Sigma} = c_{\Pi}c_p/(c_{\Pi} + c_p)$ - еквівалентна кутова жорсткість; c_{Π} , c_p - кутові жорсткості підвіски й рами.

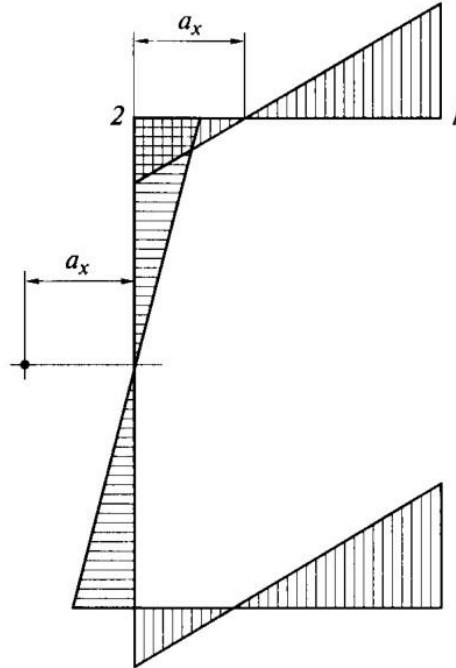
В нормальних умовах кути закручування рами звичайно становлять близько 1° на 1 м довжини, при русі поза дорогами вони можуть бути в $2\div 3$ рази більше. Лонжерони й поперечки - це тонкостінні профілі, які при крутінні викривляються, стають неплоскими - депланують. Крім дотичних напружень виникають нормальні напруги стиснутого кругіння, тому розрахунки рам на крутіння звичайно базується на теорії тонкостінних профілів. Існують і наближені методи розрахунків. У табл. 14.1 наведені дані по різних профілях для порівняння їх працездатності на вигин і крутіння.

Таблиця 14.1 - Порівняння працездатності різних профілів

Схема профіля	W_{uz}	$W_{uz}, \%$	$W_{кр}$	$W_{кр}, \%$
 $h/b = 2$	$\delta h(h + 3b)/3$	53	$2\delta b h$	70
	$\pi \delta r^2$	47	$2\pi \delta r^2$	100
 $h/b = 2,5$ $h/b = 3,5$	$\delta h(h + 6b)/6$	100 105	$\delta^2(h + 2b)/3$	3,5 3,5

Ці дані наведені при однаковій товщині стінок δ і площі поперечного перерізу, а виходить, при рівній вазі на одиницю довжини.

На рис. 14.1 показаний розподіл нормальних напруг стиснутого крутіння швелерного перетину.



1, 2 - крайні точки полиць

Рисунок 14.1 - Розподіл нормальних напружень по швелерному профілю

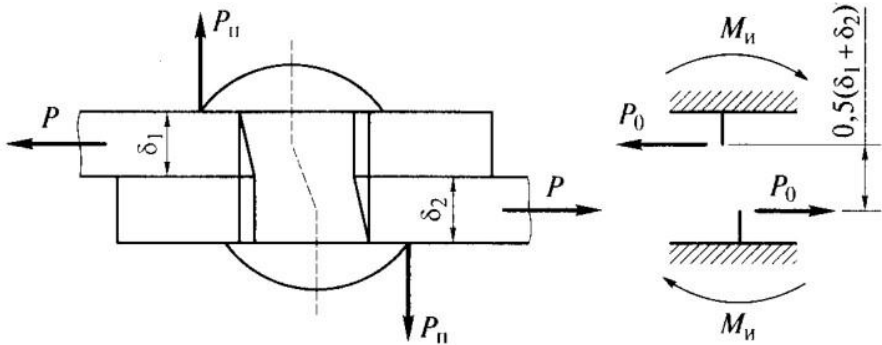
Ці напруги в трьох точках мають нульове значення. На вертикальній стінці нульова точка перебуває в середині висоти, а на горизонтальних полках їх положення визначається наступною залежністю:

$$a_x = 3(b - 0,5\delta)^2 / (h + 6b + 4\delta), \quad (14.3)$$

У нульових точках доцільно розміщати кріпильні отвори. Найбільші напруги спостерігаються у країв полиць точок 1 і 2. В експлуатації через високі змінні напруги виникають утомні ушкодження, які накопичуючись, призводять до поломок. Ці поломки звичайно заро-

джуються в місцях концентрації напруг. У рамах вантажних автомобілів зі звичайною вантажною платформою найбільші напруги в лонжеронах виникають у зоні третьої поперечки, приблизно біля переднього борту кузова. У сидельних тягачів найбільші напруження в лонжеронах виникають у зоні п'ятої поперечки біля кронштейнів підвіски. З поперечок найбільш навантаженою зазвичай є перша поперечка.

Заклепувальні з'єднання працюють при стиснутому крутінні й горизонтальному вигині. Незалежно від технології клепки, заклепки руйнуються від вигину.



P - зусилля, що створює напруга зрізу;
 $P_{\text{н}}$ - зусилля стиску деталей що з'єднуються

Рисунок 14.2 - Схема навантаження заклепувального з'єднання

У граничному випадку можна розглядати вигин стрижня заклепки в умовах, коли стінки отвору не перешкоджають деформації вигину (рис. 14.2) під дією згинального моменту:

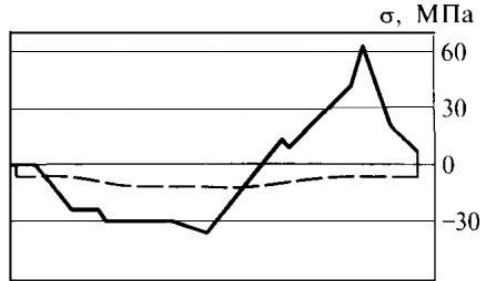
$$M_{\text{н}} = 0,5 P_0 (\delta_1 + \delta_2), \quad (14.4)$$

де P_0 - зусилля, що створює момент $M_{\text{н}}$;
 δ_1, δ_2 - товщини деталей, що з'єднуються.

Напруга вигину в головки заклепки:

$$\sigma_{\text{н}} = 0,5 M_{\text{н}} / (0,1 d^3), \quad (14.5)$$

де d - діаметр заклепки.



----- - конфігурація лонжерона

Рисунок 14.3 - Епюра напруг вигину лонжерона рами вантажного автомобіля

Напруга зрізу (вона майже в 2 рази менше напруги вигину) визначається по формулі:

$$\tau = 4P/(\pi d^2). \quad (14.6)$$

Розрахунки рами на вигин ведуться через симетрію згинаючого навантаження по одному лонжерону як балки, опертій на ресори. Визначають діючі навантаження й реакції в опорах, будують епюру згинальних моментів $M_{\text{и}}$, обчислюють моменти опору перетинів і напруги вигину:

$$\sigma_{\text{и}} = M_{\text{и}}/W_{\text{и}}, \quad (14.7)$$

На епюрі напруг вигину (рис. 14.3) є два максимуми: у середній частині близько переднього краю кузова й близько заднього кронштейна задньої ресори. Ці напруги мають різні знаки: у середній частині розтягнута нижня полиця лонжерона, а близько задньої ресори розтягнута верхня полиця.

Розрахунки рами на крутіння роблять, розглядаючи її як плоску систему, що складається зі стрижнів, причому криволінійність стрижнів не враховують. Жорсткість лонжерона при вигині в багато разів більша, чим при крутінні. Умовно приймають лонжерони прямими, тоді деформації крутіння стрижнів можна виразити через кут закручування $\alpha = 2b/L$ (рис. 14.4, а).

Розрізавши поперечки в площині симетрії рами й приклавши в місцях розрізу внутрішні крутні моменти $M_{\text{крі}}$ й сили Q_i що перерізу-

ють, переходять від статично невизначеної системи (рис. 14.4, а) до статично визначеної системи (рис. 14.4, б), яку приймають за розрахункову схему. Будують епюри згинальних моментів (рис. 14.4, в) і бімоментів (рис. 14.4, г). По цих двох епюрах визначають сумарні напруги σ й будують епюру цих напруг (рис. 14.4, д):

$$\sigma = M_{\text{кри}}/W_{\text{кри}} + B_i/W_{bi}, \quad (14.8)$$

де $B = - EJ_b d^2\theta/dz^2$ - бімомент;

$E = 2,2 \cdot 10^5$ МПа;

J_b - секторіальний момент інерції;

$d^2\theta/dz^2$ - друга похідна кута закручування по довжині стрижня;

W_b - секторіальний момент опору.

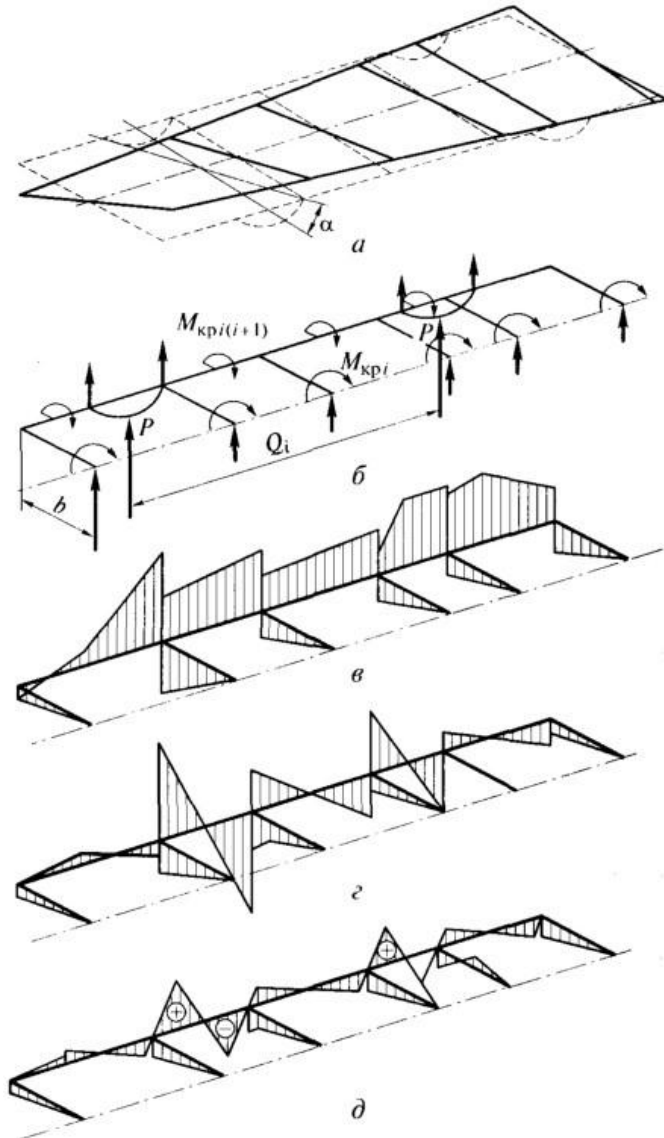
Навантажувальні режими й розрахунки кузова значно складніші, тому що несучий кузов, являє собою складну оболонкову конструкцію з різними прорізами й стійками.

До недавнього часу основним методом оцінки міцності кузова легкового автомобіля й автобуса вважалися стендові й дорожні випробування на вигин і крутіння з тензометрируванням напруг у безлічі точок.

Напруги в кузові легкового автомобіля при крутінні в 2-4 рази вищі, ніж при вигині, причому окремі елементи працюють на вигин, розтягання, стиск, крутіння. Нормальною вважається жорсткість при куті закручування на 1 м довжини не більш $0^\circ 15'$.

Деформації й напруги, що діють у несучому кузові, можна визначати різними аналітичними методами:

- **наближенням** - методом потенційної енергії, використовуваним при порівняльних розрахунках на початковій стадії проектування кузова;
- **точним** - методом, заснованим на теорії тонкостінних стрижнів, застосовуваним звичайно після завершення проектування кузова;
- **методом кінцевих елементів**, що представляють практично необмежені можливості для аналізу напруг і деформацій (вібрацій) у кузові, але потребуючим застосування ЕОМ з досить великим об'ємом пам'яті.



а - навантажувальна схема; б - розрахункова схема;
 в - епюра згинальних моментів; г - епюра бімоментів;
 д - епюра напруг

Рисунок 14.4 - Схеми послідовності розрахунків рами на кругіння

Розроблені методи наближеного розрахунку деформацій або ушкоджень кузова від удару при аварії (попереду, позаду, збоку або зверху - перекидання).

Метод кінцевих елементів полягає в тому, що реальна конструкція замінюється структурною моделлю, що складається з найпростіших елементів, таких як стрижні, пластини й т.п. з відомими пружними властивостями. Розрахунки здійснюються в кілька етапів. Спочатку конструкцію розбивають на прості елементи.

Наприклад, виділяють половину кузова по площині симетрії й розбивають її на 200 - 500 елементів (рис. 14.5). Потім визначають координати вузлових точок. На рис. 14.6 як приклад показана модель із п'ятьма вузовими точками 1' -5' і сьома стрижнями (елементами) 1-7.

Після цього виконують розрахунки на ЕОМ по спеціально розробленій програмі, задаючи зовнішні навантаження й визначаючи напруги в кожному елементі.

Звичайно структурна модель кузова розглядається без обліку різних дрібних елементів (отворів, гофр, зварювання, тощо), які можуть вплинути на напружений стан кузова. Тому може виникнути необхідність у наступній експериментальній перевірці.

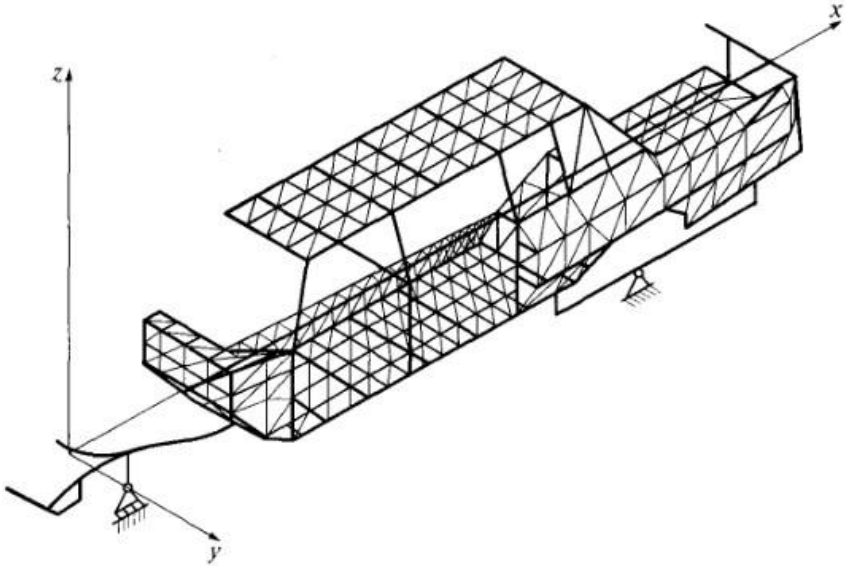


Рисунок 14.5 - Розрахункова модель кузова легкового автомобіля

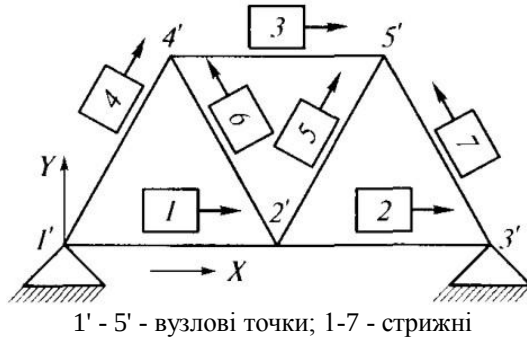


Рисунок 14.6 - Розрахункова схема вузлового елемента кузова:

Розрахунки буфера роблять наступним чином. Буфер (бампер) з енергопоглинаючим елементом - амортизатором зменшує силу лобового удару при легких зіткненнях. Рух автомобіля під час удару можна описати рівнянням:

$$m_a \ddot{x} = -F(t), \quad (14.9)$$

де x - переміщення буфера;
 $F(t)$ - зміна сили амортизації в часі.

Прийнявши $F(t) = F_0 = \text{const}$, одержимо з рівняння (14.9):

$$\dot{x} = -F_0 t / m_a + v_0 \text{ и } x = -F_0 t^2 / (2m_a) + v_0 t, \quad (14.10)$$

Крім того, час удару:

$$t_{\text{уд}} = m_a v_0 / F_0 \text{ (при } \dot{x} = 0), \quad (14.11)$$

і хід амортизатора:

$$x_{\text{max}} = m_a v_0^2 / (2F_0), \quad (14.12)$$

визначають із рівняння (14.10) при $t = t_{\text{уд}}$.

Якщо $x_{\text{max}} = 80 \text{ мм}$ і $x = 4g$, тоді одержимо:

$$v_0 = \sqrt{2x_{\text{max}} \ddot{x}} = 2,5 \text{ мс}^{-1}, \quad (14.13)$$

Тобто $v_0 = 9$ км/год.

Збільшивши $x_{\max}$ до 320 мм, одержимо $v_0 = 18$ км/год.

Таким чином, захисні можливості буфера досить обмежені.

Розрахунки на працездатність.

Розрахункові навантаження. Визначають навантаження з урахуванням коефіцієнтів динамічності при опорі на колеса крайніх осей (розрахунки на вигин), при вивішуванні одного колеса (розрахунки на крутіння) або при симетричному або несиметричному навантаженні від удару.

Матеріали. Рами виготовляють із товстолистової сталі 08кп, 20кп або з низьколегованих сталей 14Г2, 30Т та ін.; кузова - з тонколистової сталі 08кп, 08Фкп, 08Ю товщиною 0,8...1,5 мм, іноді з добавкою міді або оцинкованої, а також з алюмінієвих або пластмасових листів.

Розрахунки. Рами й кузова розраховують на вигин і крутіння. Крім того, розраховують деформації або ушкодження кузова від удару при аварії (попереду, позаду, збоку, зверху - перекидання).

Питання для самоперевірки

1. По яких основних ознаках класифікують кузова й рами?
2. Перелічіть вимоги до кузовів і рам. Якими конструктивними заходами вони забезпечуються?
3. Які особливості розрахунків рам і кузовів на працездатність?
4. З яких марок сталей виготовляють рами?
5. В чому суть методу кінцевих елементів?
6. Якими методами можна визначати деформації й напруги що діють у несучому кузові автомобіля?
7. Як виконуються розрахунки рами на вигин?
8. Від чого руйнуються заклепки на рамі?
9. Як визначають максимальний кут скручування рами?
10. Чим забезпечується внутрішня травмобезпечність кузова?

ЛЕКЦІЯ № 15. ВІБРАЦІЇ ТА ШУМ В АВТОМОБІЛІ

План лекції. Оцінка вібрацій і шуму. Вплив вібрацій і шуму в автомобілі, їх джерела: вплив вібрацій і шуму; джерела вібрацій; джерела шуму. Шляхи зниження вібрацій і внутрішнього шуму; шляхи зниження вібрацій; шляхи зниження внутрішнього шуму.

Література: [8], с. 236-249.

Вібрації - це механічні коливання з відносно малими амплітудами й частотою 17...25 Гц і більше. Останнім часом усе частіше вібраціями називають механічні коливання з будь-якою частотою.

Шум - це безладна комбінація звуків різного тону (частоти) і сили (інтенсивності), що мають суцільний спектр у деякому діапазоні частот.

Звук - це механічні коливання в пружних середовищах, суб'єктивно сприймані спеціальним органом почуттів людини й тварин.

Рівень вібрацій, що діють на водія й пасажирів, і рівень внутрішнього шуму в кабіні або кузові є основними показниками комфорتابельності автомобіля. Вібрації через стомлюваність водія впливають на активну безпеку автомобіля, обмежують швидкість автомобіля, а виходить, і його продуктивність. Вібрації впливають на справність агрегатів автомобіля й схоронність перевезеного вантажу.

Рівень зовнішнього шуму регламентований Правилом ЄЕК ООН № 51 поправка 2 (ГОСТ Р41.51-2004). Рівень зовнішнього шуму є показником негативного впливу автомобіля на навколишнє середовище.

Вібрації. Вплив на людину вібрацій визначається їхньою інтенсивністю, спектральним складом, напрямком і тривалістю впливу.

Інтенсивність вібрацій на автомобілях оцінюється звичайно середнім квадратичним значенням віброприскорення σ (в м/с^2), або відношенням (називаним рівнем вібрацій) обмірюваного значення σ до значення $\sigma_0 = 9,8 \text{ м/с}^2$, що відповідає умовному нульовому рівню. Це відношення беруть під знаком десяткового логарифма.

Одиниця виміру називається *белом* (Б), а її десята частина - *децибелом* (дБ): $L = 20 \lg(\sigma/\sigma_0)$ [дБ].

Спектральний склад вібрацій представляють значеннями σ для середньо-геометричних частот f октавних (відношення верхньої час-

тоти в смузі до нижньої $\omega_b/\omega_n = 2$) або третьоктавних смуг (в Гц).

Оцінка впливу охоплює перші сім октавних смуг, причому перші п'ять смуг $f = 1; 2; 4; 8; 16$ Гц - це механічні коливання й лише смуги $f = 32; 64$ Гц - вібрації в колишньому розумінні.

Напрямки, по яких оцінюють вібрації й механічні коливання, ділять на вертикальне (вісь Z), горизонтальне поздовжнє (вісь X) і горизонтальне поперечне (вісь Y). Зазвичай виміри виконують тільки уздовж осей Z і X.

Тривалість впливу вібрацій для автомобілів ухвалюють рівною 8 год і менше, причому припустимі значення різні для різних октавних смуг (рис. 15.1). Крім того, припустимі значення для рівня безпеки здоров'я в 2 рази вище, а для рівня комфорту в 3,15 раз нижче, чим для рівня продуктивної роботи (рис. 15.1, де наведені дані для часу впливи 8; 2,5; 1 год).

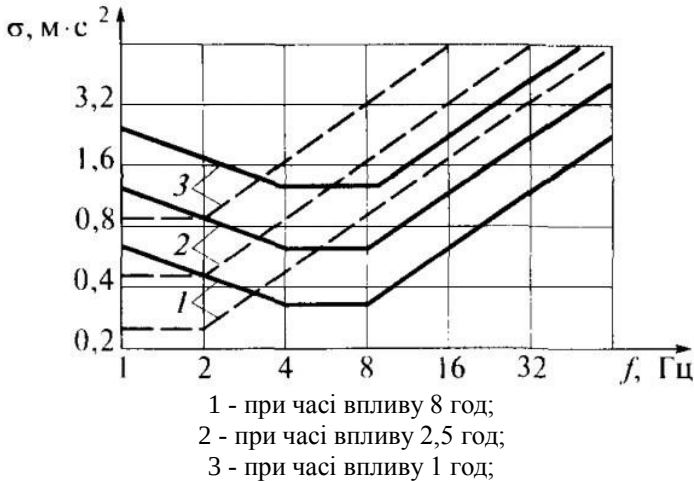


Рисунок 15.1 - Норми впливу вібрацій

При порівняльній оцінці зручно користуватися еквівалентним середньоквадратичним прискоренням:

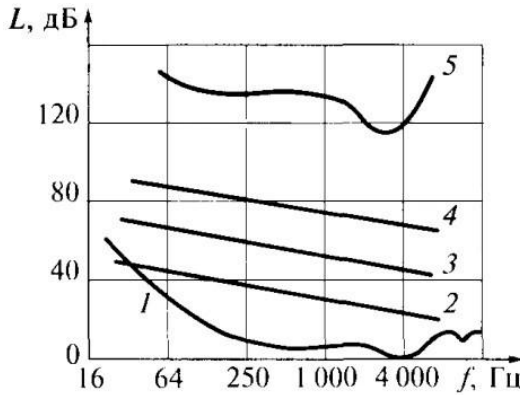
$$\sigma_g = \sqrt{\sum_{i=1}^n (k_i \sigma_i)^2}, \quad (15.1)$$

де $k_i \leq 1$ - ваговий коефіцієнт чутливості людини до прискорення в i -й смузі;

σ_i - середньоквадратичне прискорення в i -й смузі;
 n - число октавних смуг частот.

Внутрішній шум (рис. 15.2) в кабіні або кузові складається зі структурного шуму, що виникає від вібрацій панелей кабіні або кузова, створюваних двигуном, трансмісією, дорогою, і аеродинамічного шуму, передаваного через повітря від джерел шуму, що перебувають поза кабінною або кузовом. Зовнішній шум автомобіля складається із шумів, випромінюваних їм у навколишнє середовище.

Вплив шуму на людину визначається інтенсивністю й спектральним складом.



1 - поріг чутності; 2, 3, 4 - високий, середній, низький ступені акустичного комфорту відповідно;
 5 - поріг болючого сприйняття

Рисунок 15.2 - Оцінка рівня внутрішнього шуму:

Інтенсивність шуму оцінюється рівнем L звуку - кількістю енергії J поверхні, що проходить за одиницю часу через одиницю, перпендикулярної до напрямку поширення звуку, Вт/м^2 , або рівнем L звукового тиску p у даній точці, Па:

$$L = 10 \lg(J/J_0) = 20 \lg(p/p_0), \quad (15.2)$$

причому відповідають порогу чутності людини:

$$J_0 = 10^{-12} \text{ Вт/м}^2, \quad (15.3)$$

$$p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Па}. \quad (15.4)$$

Хоча вухо людини чує звуки в діапазоні частот 16...20 000 Гц (6-14 октави), але шкідливий вплив виявляють на організм людини й нечутні інфразвуки.

При порівняльній оцінці звичайно користуються рівнем шуму, обмірюваним шумоміром, без спектрального аналізу. У стандартах приводять його припустимі значення. У країнах СНД рівень внутрішнього шуму регламентує ГОСТ Р 51616-2000 (табл. 15.1).

Таблиця 15.1 - Припустимий рівень внутрішнього шуму

Категорія автомобіля	Припустимий рівень звуку, дБ А
Автобуси й автомобілі для перевезення пасажирів	
M1 (крім вагонного або напівкапотного компонування кузова)	78
M1 (вагонне або напівкапотне компонування кузова)	80
M2, M3 (крім розташування двигуна попереду або поруч із місцем водія):	
на робочому місці водія	78
у пасажирському приміщенні автобусів класів II і III	80
у пасажирському приміщенні автобусів класу I	82
M2, M3 (з розташуванням двигуна попереду або поруч із місцем водія) на робочому місці водія й у пасажирському приміщенні	80
Автомобілі для перевезення вантажів	
N1 повною масою до 2 т	80
N і повною масою від 2 до 3,5 т	82
N2, N3 крім призначених для міжнародних і міжміських перевезень	82
N2, N3 для міжнародних і міжміських перевезень	80
Напівпричепи, призначені для перевезення пасажирів	80
Тролейбуси	
На робочому місці водія	78
У пасажирському приміщенні	82

Вплив вібрацій і шуму в автомобілі, їхні джерела.

Вплив вібрацій на деталі автомобіля. Вібрація призводить до утомного руйнування деталей. Вона може виникнути в одному місці автомобіля, а вібраційні руйнування - в іншому. Особливо небезпечні

резонанси. Тому особливу важливість набуває вивчення джерел виникнення вібрації й особливостей її передачі різними частинами автомобіля на різних режимах роботи.

Крім того існують і інші впливи вібрації на деталі автомобіля: ослаблення нерухоливих з'єднань, зношування й зміна дисипативних властивостей сполучених з'єднань, зіткнення й збільшення зазорів у з'єднаннях із зазорами.

Вібраційні впливи, не викликаючи руйнувань вузлів, можуть призводити до порушення їх нормального функціонування (порушення контактних з'єднань в електроустаткуванні, порушення роботи систем автоматичного керування і т.д.).

Здатність вузла не руйнуватися при вібраційному впливі називається **віброміцністю**, а здатність нормально функціонувати - **вібростійкістю**.

Ціль віброзахисту вузлів - підвищення їх віброміцності й вібростійкості.

Утомне руйнування зазвичай починається з появи мікротріщин, які під впливом циклічного навантаження починають збільшуватися. Послабляється кристалічна структура металу. Після того, як утомна тріщина досягає критичної довжини, її швидкість поширення різко зростає, і настає утомне руйнування. Поверхня зламу - характерна грубозерниста, кристалічна.

Довговічність деталей при утомному руйнуванні визначається числом циклів N навантаження до руйнування. Для чорних металів і сплавів крива втоми в логарифмічних координатах $\sigma-N$, де σ - напруга, відповідна до похилої прямої з різким переходом до горизонтальної ділянки після мільйона циклів (для кольорових металів і сплавів - кривої лінії з повільним зменшенням при збільшенні N).

Мільйон циклів для півосей автомобіля зазвичай відповідає 3 000 км пробігу. За границю витривалості часто ухвалюють напругу, що відповідає $10 \cdot 10^6$, тобто 10 млн. циклів, для алюмінієвих сплавів - $5 \cdot 10^8$ циклів.

Часто матеріал зазнає не тільки змінних, але й статичних навантажень. При цьому небезпека утомного руйнування зростає, причому в тим більшому ступені, чим вищі статичні напруги.

Вплив вібрацій на водія й пасажирів.

Вібрації не завжди виявляють на людину шкідливий вплив. Помірна вібрація в певній дозі поліпшує живлення тканин тіла, стимулює

трудова діяльність, але в автомобілі вібрація погано впливає па людину.

Людина сприймає вібрації вестибулярним апаратом, очима, суглобами, м'язами, шкірою. Сприйняття вібрацій людиною залежить від частоти: при низьких частотах сприйняття пропорційне прискоренням, при середніх - швидкостям, при високих - частотам. Чим більше амплітуди вібрацій, тем неприємніше відчуття.

Чутливість людини до вібрацій до деякої міри залежить від положення тіла, способу впливу вібрацій на тіло, психологічних факторів, індивідуальних особливостей, але найбільше - від частоти.

Вважається, що звичайно людина відчуває вібрації в діапазоні частот $10^{-1} \dots 10^5$ Гц. Шкідливі наслідки (запаморочення, порушення зору, порушення мови і т.д.) зазвичай спостерігаються при тривалому впливі вібрацій у діапазонах частот $1 \dots 10^2$ Гц. Людський організм найбільш чутливий до вертикальних вібрацій у діапазоні частот $4 \dots 8$ Гц і до горизонтальних - у діапазоні $1 \dots 2$ Гц (рис. 15.1).

Вплив внутрішнього шуму на водія й пасажирів.

Шум не завжди виявляє шкідливий вплив на людину. Для нормального існування, щоб не вважати себе ізольованим від зовнішнього світу, людині потрібний шум в $20 \dots 30$ дБ. Однак у салоні автомобіля рівень шуму при швидкості 50 км/год може становити $60 \dots 70$ дБ і більше, при 100 км/год - $70 \dots 80$ дБ і більше.

Сприйняття шуму людиною залежить від рівня шуму й частоти (рис. 15.2), а також від його зміни в часі, психологічних та інших факторів, індивідуальних особливостей людини. Підвищений шум є причиною погіршення чутності, передчасного стомлення й зниження продуктивності праці.

Хоча людське вухо чує звуки в діапазоні частот $16 \dots 20\,000$ Гц, однак на людський організм виявляють шкідливий вплив і нечутні інфразвуки. Слабкі інфразвуки, діючи на внутрішнє вухо, викликають відчуття морської хвороби. Сильні інфразвуки, викликаючи вібрацію внутрішніх органів, можуть призвести до їх ушкодження і навіть до зупинки серця.

Рівень шуму автомобіля звичайно оцінюють у дБ А, враховуючи характер суб'єктивного сприйняття гучності звуку людиною. При вимірі цієї величини використовують шумомір з відповідним контуром (корекцією А, що частково зрізує складові спектра із частотами менше

500 Гц). По спектру шуму, дБ, можна розрахувати рівень шуму, дБ А, використовуючи залежність:

$$L_A = 10 \lg \left| \sum 10^{(L - \Delta n)/10} \right|, \quad (15.5)$$

де L - усереднений рівень, дБ, в i -й октавній смузі частот;
 Δn - коригувальне виправлення для цієї смуги частот.

Однак у ряді випадків шум в автомобілі з меншим рівнем шуму, дБ А, сприймається людиною як більш неприсмний, чому в автомобілях з більш високим рівнем шуму. Тому часто додатково використовують інші оцінні параметри. Так, наприклад, використовується індекс артикуляції:

$$ИА = \sum g \Delta L, \quad (15.6)$$

g - ваговий множник;

$0 < \Delta L < 30$ дБ - різниця між піковими рівнями мови й рівнями перешкод у відповідній смузі частот у діапазоні 200...5000 Гц.

Індекс артикуляції характеризує можливість розмовляти нормальним голосом усередині автомобіля. Експериментально визначений рівень мови на відстані 1 м. Прийняте $ИА = 100\%$, якщо шум в автомобілі зовсім не заважає розумінню мови, і $ИА = 0$, якщо він повністю перебиває розмовну мову.

Для сучасних легкових автомобілів середнього класу при швидкості руху 120 км/год індекс артикуляції звичайно перебуває в межах 25...50 %. Різниця в рівнях шуму в дБ або в дБ А в легкових автомобілях при швидкості 100 км/год часто досягає 25...30 дБ, що вказує на високу частку інфразвуку в загальному спектрі шуму.

Джерела вібрації.

Змушувальні сили викликають коливання (вібрацію) окремих частин автомобіля, різняться по природі, характеру дії й напрямку. По характеру вони можуть бути одиничні й безперервно діючі, а по природі виникнення - внутрішні й зовнішні.

До *зовнішніх джерел вібрації* відносяться:

- дорожні нерівності;

- впливи, викликані водієм через органи керування: при русанні з місця, перемиканні передач, при «кидку» педалі зчеплення, гальмуванні стоянковою гальмовою системою, тощо.

До *внутрішніх джерел вібрації* відносяться:

- нерівномірність роботи двигуна, яка залежить від особливостей його конструкції й робочого процесу;
- конструктивно-технологічні особливості вузлів і деталей трансмісії, що викликають нерівномірність обертання зубчастих коліс, карданної передачі, коліс автомобіля та інших обертових мас.

Основними джерелами вібрації в автомобілі є дорожні нерівності й двигун.

При русі автомобіля по дорогах його кузов сприймає вертикальні й горизонтальні коливання. Ці коливання, крім того, призводять до змін деяких параметрів: до змін радіусів кочення й площі контакту шин з дорогою, а також до зміни положення ведучого мосту щодо кузова.

У свою чергу, ці зміни викликають виникнення нових коливань, а саме зміни площі контакту шин ведучих коліс із дорогою, внаслідок різної тангенціальної жорсткості шин, призводять до параметричних коливань; зміни положення ведучого мосту щодо кузова призводять до виникнення знакозмінних змін крутного моменту зі значними амплітудами.

Коливання від роботи двигуна, в основному крутильні й згинні, викликані наступними основними причинами: мінливістю крутного моменту двигуна, невірноваженістю сил інерції рухливих мас кривошипно-шатунного механізму. Сумарні силові впливи цих факторів можуть бути досить істотними. Двигун є також джерелом значних вертикальних вібрацій.

Приблизні діапазони частот власних коливань окремих частин автомобіля наступні, Гц:

- пасажир на сидіння - 1...5;
- двигун на опорах, а також непідресорені маси - 5...20;
- кузов - 10...50;
- ресори й шини - 20...200;
- вібрації через роботу двигуна і карданну передачу - 10... 200.

Істотне посилення вібрацій спостерігається при збігу частот власних коливань декількох окремих частин автомобіля. Відзначимо

особливості вібрації окремих частин автомобіля.

Силовий агрегат. Поршневий двигун є потужним джерелом вібрації, особливо при малій швидкості руху й високій частоті обертання колінчатого вала. Звичайно двотактний бензиновий двигун має більш високий рівень вібрації, ніж чотиритактний, але все-таки набагато менший, ніж дизель.

Великий вплив має число й розташування циліндрів. Так, найменшу віброактивність мають двигуни Р6 (шість циліндрів, розташованих у ряд) і V8-90°, найбільшу - з неврівноваженими силами інерції першого (двигуни Р2) і другого (двигуни Р4 і V4-90°) порядку й моментами сил інерції першого (двигуни Р5) і другого (двигуни Р5 і V6-90°) порядків.

Застосування механізмів що врівноважують (як на двигуні Р2 автомобіля «Ока») суттєво знижує віброактивність і шум неврівноважених двигунів. Усі фактори вібрації двигуна проявляються в діапазоні частот до 500 Гц, а найбільш інтенсивні - у діапазоні 8...10 Гц, що близько до власної частоти вертикальних коливань силового агрегату й передніх невідвіснених мас автомобіля.

Частоти власних згинних коливань силового агрегату збільшуються зі зменшенням його довжини, тому, наприклад, недоцільні подовжувачі коробок передач. Поперечне розташування двигуна передньоприводних автомобілів визначає компактність силового агрегату, завдяки чому частоти його власних згинних коливань виходять за рекомендоване значення 200 Гц. Однак це не виключає можливості виникнення небезпечних вібраційних резонансів у передньоприводних автомобілях.

Трансмісія. Для трансмісії автомобіля характерні інтенсивні коливання з декількома резонансними режимами, які передаються на підвіску й кузов. Так, для однієї моделі легкового автомобіля із задніми ведучими колесами було виявлено в діапазоні частот до 800 Гц 14 резонансних форм.

Для зниження вібрацій при цих резонансах застосовують настроювання по власних частотах. У цей час усі автомобілі мають демпфер крутильних коливань, установлений у веденому диску зчеплення. Крім того, багато легкових автомобілів мають пружну муфту в карданній передачі, а іноді ще й у ведучому мосту або в кінцях півосей. Значно знижуються крутильні коливання при використанні гідротрансформатора.

Не менш небезпечні в трансмісії згинні й згинно-крутильні коливання, які в діапазоні частот до 1000 Гц мають кілька резонансних форм. Для їхнього зниження застосовують зміну власних частот силового агрегату, більш жорсткі картери та їхні стики, зниження згинної жорсткості з'єднання маховика з колінчатим валом і т.д.

Підвіска. На низьких частотах (до 20 Гц) через підвіску передаються коливання, відповідні до частот власних коливань підресорених (1...2 Гц) і непідресорених (6...12 Гц) мас. На високих частотах амортизатор і пружні елементи поведуться інакше, ніж на низьких, і не виконують своїх функцій.

Вібраційні характеристики підвіски й шини повинні бути погоджені. Часто для їхнього поліпшення застосовують установку гумових віброізоляторів між деталями підвіски й кузовом, але це може призвести й до збільшення переданої через підвіску вібрації.

Шини. У шині в основному спостерігається два види коливань: середньої частоти, коли шина поводить як маса на пружині, і високої частоти, коли шину доводиться розглядати як систему з розподіленими параметрами, тому що розподілені уздовж окружності коливання протектора й боковин шини визначають коливання осі колеса. При цьому звичайно радіальні шини мають меншу (60... 100 Гц) першу власну частоту коливань у порівнянні з діагональними (130...200 Гц) шинами. Радіальні шини викликають помітне збільшення вібрацій і внутрішнього шуму в діапазоні частот 60... 100 Гц. Проте створюються радіальні шини, що не уступають по вібраційних характеристиках кращим діагональним шинам.

На високих швидкостях руху вібрація й шум шин можуть суттєво збільшитися через їх дисбаланс. Так, збільшення дисбалансу шин легкового автомобіля до 0,1 Нм призводить до збільшення рівня їх шуму при 100 км/год на 2 дБ. На шину діють також бічні коливання, а на керовані колеса також «шіммі» (коливання щодо вертикальної осі) і «трампінг» (коливання щодо поздовжньої осі автомобіля).

Кузов. Є відмінності у формах коливання для різних кузовів легкових автомобілів (відкриті або закриті, седан, купе, універсал і т.д.). Однак звичайно можна виділити п'ять форм коливань:

- коливання жорсткого кузова щодо підвіски (5...10 Гц);
- змушене коливання жорсткого кузова, викликане вібрацією двигуна (11...17 Гц);
- згинні й крутильні коливання кузова в цілому (25...40 Гц);

- кільцева форма коливання пасажирського салону й згинні коливання карданного валу (50... 150 Гц);
- звуковий резонанс, що виникає в пасажирському салоні (90 або 150 Гц).

Крім того, окремі панелі кузова мають велику кількість частот власних коливань у діапазоні 50...200 Гц і вище.

Гальмові механізми. У дискових й особливо в барабанних гальмових механізмах при певних тисках у гальмовій системі можуть виникати високочастотні (1 000...4000 Гц) вібрації, які можна усунути установкою віброгасника близько механізму розжиму колодок та іншими заходами.

Джерела шуму.

Джерела шуму в автомобілі по типу середовища, у якому виникає шум, можна розділити на наступні:

механічні:

- вібрація корпусу двигуна, компресора;
- вібрація й тертя в трансмісії;
- пасова передача (привод вентилятора двигуна);
- високочастотні вібрації кузова автомобіля при високочастотному впливі дороги;

гідромеханічні:

- пульсація тиску й тертя в насосах, гідромоторах;
- пульсація тиску в передавальних елементах гідросистеми;
- завихрення, удари потоку рідини, пульсація тиску в гідромуфтах і гідротрансформаторах;

аеродинамічні:

- вихлоп двигуна, компресора;
- усмоктування повітря двигуном і компресором;
- вентилятор двигуна;
- випуск газу з ресивера пневматичного привода гальмової системи;
- обтікання зустрічним потоком повітря кузова автомобіля.

Для аналізу джерел шуму в автомобілі зручне виділення наступних частин:

- двигун, а також деякі частини його систем (насоси, генератор, вентилятор, тощо), пристрої що всмоктують повітря й

- видаляють відпрацьовані гази;
- трансмісія (зубчасті колеса, карданні передачі);
- колеса, шини;
- повітряний потік навколо кузова;
- система вентиляції кузова;
- гальмові механізми.

Основним джерелом внутрішнього шуму в автомобілі є поршневий двигун.

Процес шумоутворення в поршневих двигунах має складний характер. Рівень звукового тиску в циліндрі двигуна на такті робочого ходу перевищує 220 дБ і частина енергії розсіюється в навколишньому середовищі.

Крім механічних, виникають і аеродинамічні шуми (усмоктування повітря, випуск відпрацьованих газів, робота вентилятора). До джерел механічних шумів двигуна можна віднести: взаємодію поршня із циліндром, вібрації в підшипниках колінчатого вала, вібрації головки блоку й стукіт клапанного механізму, вібрації стінок гільз циліндрів, взаємодія шестірень паливного й масляного насосів, а також приводу газорозподільного механізму. Вібрація двигуна в основному є джерелом механічного шуму, частота якого перебуває звичайно в діапазоні 1000...2000 Гц.

Шум гідромеханічних джерел в автомобілі відноситься до малоінтенсивних шумів.

Звук доходить до людей, що перебувають в автомобілі, різними шляхами: через окремі частини автомобіля або по повітряному середовищу. Тому аналіз передачі внутрішнього шуму ґрунтується на схемі його утвору в автомобілі, на якій відзначають джерела - генератори шуму, їх відносять до активних елементів, і пасивні елементи, що передають шум, а також функціональні зв'язки між ними.

Шляхи зниження вібрацій і внутрішнього шуму.

Зниження віброактивності джерела. Зазвичай збурюючи фактори ділять на дві групи. До першої відносять фізико-хімічні процеси, що відбуваються в джерелі: процеси горіння у двигунах, пульсацію рідини або газу в трубопроводах, тертя в кінематичних парах. Зниження віброактивності цієї групи пов'язано зі зміною параметрів процесів.

До другої групи відносять рух тіл у джерелі вібрації. Зниження

віброактивності полягає в зменшенні динамічних реакцій за допомогою зрівноважування (статичне й динамічне балансування, застосування противаг, пристроїв розвантажування і т.п.).

Зміна конструкції автомобіля або його частин. Сюди відносять два способи. Перший полягає в усуненні резонансів. Другий спосіб полягає в збільшенні демпфірування в ланках, іноді введенням спеціальних демпферів.

Динамічне гасіння коливань. Цей спосіб полягає в приєднанні до системи додаткових пристроїв, що формують додаткові силові впливи. Розрізняють інерційні гасителі, поглиначі коливань, динамічні гасителі з тертям.

Віброізоляція. Вона спрямована на ослаблення зв'язків між джерелом вібрації й об'єктом віброзахисту. Однак цьому звичайно супроводжують деякі небажані явища, наприклад, збільшення амплітуд відносних коливань при низькочастотних впливах і при ударах. Тому застосування віброізоляції часто пов'язане зі знаходженням компромісного рішення.

Шляхи зниження внутрішнього шуму.

Усі методи й засоби зниження шуму ділять на дві групи. Перша - це використання віброізоляції й вібропоглинання, звукоізоляції й звукопоглинання; друга - це організація робочих процесів з мінімальними вібро- й звуко-випромінюваннями. Застосовують і розподіл по місцю зниження шуму.

Зниження шуму в джерелі забезпечується насамперед зниженням віброактивності джерела, а також рядом спеціальних заходів, наприклад, зменшенням технологічних допусків на виготовлення й складання вузлів, зменшенням зазорів, зокрема, між втулкою й клапаном, поршнем і гільзою циліндрів двигуна, застосуванням матеріалів з малим звуко-випромінюванням або з підвищеним внутрішнім тертям (хромиста сталь, марганцево-мідні сплави й т.п.), покриттів з високим вібро й звукопоглинанням.

Необхідно підвищувати твердість картерів без збільшення їх маси, уникати великих плоских зовнішніх ділянок. Більші можливості по зниженню шуму є в розробках мал шумних процесів сумішоутворення й горіння в циліндрах двигунів за рахунок спеціальних форм камер згоряння й т.п. При зменшенні частоти обертання в 2 рази октавний рівень звукової потужності знижується на 9...11 дБ.

Зниження шуму по шляху його поширення зв'язане зі зниженням вібрації, якщо поширення йде через тверді тіла. Однак застосовують і такі методи, як екранування або капотування джерела шуму (капотування двигуна знижує випромінювану частину шуму на 10...15 дБ, але підвищує вартість двигуна на 50...70 % і погіршує паливну економічність на 3...5 %), збільшення відстані від джерела до водія. Широко застосовуються глушители на впуску й випуску двигуна, звукоізоляційні й звуковбирні матеріали.

Зниження шуму безпосередньо в кузові або кабіні досягається в основному звукопоглинанням і звукоізоляцією, включаючи ліквідацію акустичних вікон. Наприклад, за даними фірми «Форд», через отвір, що становить 6 % від загальної площі моторного щита, у салон проходить до 90 % звукової енергії від двигуна.

Рівень шуму в легковому автомобілі визначається в значній мірі середньочастотними (200...300 Гц) складовими спектра. Їхнє формування визначають вібрації панелей, що оточують салон, і резонансні коливання обсягу повітря в салоні.

Проблема зниження внутрішнього шуму виникла з появою автомобіля. Однак довгий час їй не приділяли певну увагу. Систематична діяльність по зниженню внутрішнього шуму почалася в 1950-60-х рр. Рівень внутрішнього шуму стає одним з основних показників якості автомобіля.

Завдяки комплексу заходів, спрямованих на акустичне вдосконалювання автомобілів, шум у кузовах легкових автомобілів з 1970 по 1985 р. знизився в середньому на 4...7 дБ і з 1985 по 2000 р. - на 2...5 дБ. У значній мірі рівень внутрішнього шуму залежить від типу двигуна. Звичайно середній рівень внутрішнього шуму в автомобілів із чотирициліндровими двигунами на 3 дБ А вище, ніж в автомобілів із шестициліндровими двигунами.

Внутрішній шум легкових автомобілів, що мають великий робочий об'єм двигуна, при русі з постійною швидкістю порядку 100 км/год за останні 15-20 років наблизився до 60 дБ А и нерідко перебуває нижче цього рівня.

Проблема для цих автомобілів полягає не стільки в надалі зменшенні рівня звуку, скільки в удосконалюванні частотної характеристики спектра внутрішнього шуму з метою зробити її приємною для слуху. Проте застосування двигунів з великим робочим об'ємом не дає гарантованого низького рівня внутрішнього шуму. Великий внутріш-

ній шум звичайно мають автомобілі з високофорсованими двигунами й малою спорядженою масою.

Інакше виглядає справа з автомобілями, що мають малий робочий об'єм двигуна. В автомобілів особливо малого класу часто не спостерігається стійке зменшення внутрішнього шуму при переході на нову модель.

Різниця між рівнями внутрішнього шуму автомобілів особливо малого й великого класу часто становить 12...15 дБ А и більше. Проблема зниження внутрішнього шуму для легкових автомобілів особливо малого класу є особливо актуальною.

На одному з перших місць по кількості і якості автомобілів особливо малого класу стоїть Японія. В Японії накопичений значний досвід по зниженню внутрішнього шуму в легкових автомобілях особливо малого класу. Так наприклад, для легкових автомобілів з робочим об'ємом двигуна менше 0,85 л ефективним засобом зниження вібрації й шуму є зниження частоти обертання вала двигуна, у більшості випадків двоциліндрового чотиритактного.

Зниження частоти обертання з 8 000 до 6 000 хв⁻¹ забезпечує зменшення внутрішнього шуму на 3...5 дБ А при русі зі швидкістю 60... 100 км/год. Для двоциліндрових двигунів застосування балансувальних пристроїв забезпечує зниження внутрішнього шуму в автомобілях особливо малого класу на 1...3 дБ А.

Особливості зменшення внутрішнього шуму в легкових автомобілях особливо малого класу залежать від компоувальної схеми. В автомобілях з переднім розташуванням двигуна й передніми ведучими колесами основні джерела шуму локалізовані в передній частині автомобіля.

Особливе значення набуває зменшення вібрації двигуна за рахунок застосування спеціальних монтажних опор. Необхідно також зменшити передачу вібрації на окремі системи, закріплені на кузові автомобіля. Велике значення має забезпечення гарної звукоізоляції в зоні щитка приладів.

Автомобілі із заднім розташуванням двигуна й приводом на задні колеса мають укорочену систему випуску відпрацьованих газів, рівень вібрації якої менше в порівнянні зі звичайною. Однак для таких автомобілів необхідна ефективна звукоізоляція в зоні заднього сидіння.

В автомобілів з переднім розташуванням двигуна й приводом на

задні колеса для зниження вібрацій і рівня внутрішнього шуму часто використовують задню підвіску з реактивними штангами.

Питання для самоперевірки

1. Якими параметрами оцінюються вібрації й шум?
2. У чому особливості впливу вібрацій на деталі автомобіля?
3. У чому особливості впливу вібрацій на водія й пасажирів?
4. Перелічіть джерела вібрацій в автомобілі. Яку участь у формуванні вібрацій приймають силовий агрегат, трансмісія та інші частини автомобіля?
5. Перелічіть джерела внутрішнього шуму в автомобілі.
6. Перелічіть шляхи зниження вібрацій і внутрішнього шуму в автомобілі.
7. Що називається віброміцністю?
8. Що називається вібростійкістю?
9. Яка мета віброзахисту вузлів автомобіля?
10. З чого починається утомне руйнування деталей?
11. Як внутрішній шум впливає на водія й пасажирів?
12. Які два види коливань спостерігається у шині?
13. Як усувають високочастотні вібрації у гальмових механізмах?
14. Яке призначення віброізоляції?
15. В чому полягає динамічне гасіння коливань?

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

Базова

1. Автомобілі. Теорія : навчальний посібник / В. П. Сахно, В. І. Сирота, В. М. Поляков. Одеса : Військова академія, 2017. 414 с.
2. Гащук П. Автомобіль. Теорія колісного рушія : навч. посібник. Київ : Кондор, 2018. 328 с.
3. Сахно В. П., Григорашенко О. В., Вакуліч А. В. Автомобілі. Всеколісне керування. К. : Національний транспортний університет, 2013. 200 с.
4. Оборський Г. О. Засоби та методи діагностування підвіски та ходової частини автомобіля в умовах станції технічного обслуговування : навч. посіб. Одеса : Наука і техніка, 2012. 265 с.
5. Кравець С. В., Лук'янчук О. П., Тимейчук О. Ю. Дослідження робочих процесів машин і методи оптимізації : навч. посіб. Рівне : НУВГП, 2011. 240 с.
6. Волков В. П., Вільський Г. Б. Теорія руху автомобіля : підручник. Суми : Університетська книга, 2010. 320 с.
7. Сахно В. П., Безбородова Г. Б., Маяк М. М., Шарай С. М. Автомобілі. Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність : навч. посіб. К. : КВЦ, 2004. 174 с.

Допоміжна

8. Нарбут А. Н. Автомобили : Рабочие процессы и расчет механизмов и систем : учебник для студ. высш. учеб. заведений М. : Академия, 2007. 256 с.
9. Скутнев В. М. Основы конструирования и расчета автомобиля. Тольятти : ТГУ, 2012. 295 с.
10. Автомобили: Основы проектирования : Учеб. пособие для вузов / А. Г. Выгонный и др. ; под ред. М. С. Высоцкого. Мн. : Высшая школа, 1987. 152 с.
11. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия : Учеб. пособие для спец. «Автомобили и тракторы» /А. И. Гришкевич и др. ; под ред. А. И. Гришкевича. Мн.: Высшая школа, 1985. 240 с.
12. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Системы

- управления и ходовая часть : Учеб. пособие для вузов / А. И. Гришкевич и др. ; под ред. А. И. Гришкевича. Мн.: Высшая школа, 1987. 200 с.
13. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин: учеб. для вузов. М. : Машиностроение, 1990. 352 с.
 14. Лукин П. П., Гаспарянц Г. А., Родионов В. Ф. Конструирование и расчет автомобиля. М. : Машиностроение, 1984. 376 с.
 15. Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости : учебник для вузов / И. С. Цитович и др. ; под общ. ред. Н. Ф. Бочарова. М. : Машиностроение, 1983. 299 с.
 16. Чичекин И. В. Конструирование и расчет шасси автомобиля. Проектирование сцепления. М. : МГИУ, 2010. 115 с.
 17. Бухарин Н. А., Прозоров В. С., Щукин М. М. Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля : учеб. пособие для вузов. Л. : Машиностроение, 1973. 504 с.
 18. Peter Lugner. Vehicle dynamics of modern passenger cars. Vienna : CISM International Centre for Mechanical Sciences, 2019. 382 p.
 19. Xiubin Zhang, Muhammad Mansoor Khan. Principles of intelligent automobiles. Shanghai : Shanghai Jiao Tong University Press, 2019. 286 p.
 20. David Crolla. Encyclopedia of automotive engineering. New York : John Wiley & Sons, 2015. 2697 p.
 21. Ansel C. Ugural. Mechanical design of machine components. Boca Raton : CRC Press, 2015. 1008 p.
 22. Dieter Schramm, Manfred Hiller, Roberto Bardini. Vehicle dynamics modeling and simulation. Berlin : Springer-Verlag, 2014. 417 p.
 23. Giampiero Mastinu. Road and off-road vehicle system dynamics handbook. Boca Raton : CRC Press, 2014. 1678 p.
 24. Giancarlo Genta. Motor vehicle dynamics modeling and simulation. London : World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd., 2006. 537 p.
 25. Hocine Imine. Sliding mode based analysis and identification of vehicle dynamics. Berlin : Springer-Verlag, 2011. 138 p.
 26. Joseph Katz. Automotive aerodynamics. New York : John Wiley & Sons, 2016. 611 p.
 27. Masato Abe. Vehicle handling dynamics, theory and application. Waltham : Butterworth-Heinemann, 2015. 305 p.
 28. Reza N. Jazar. Vehicle dynamics theory and applications. New York :

- Springer Science+Business Media, LLC, 2014. 1074 p.
29. Richard Stone, Jeffrey K. Ball. Automotive engineering fundamentals. Warrendale : SAE International, 2004. 637 p.
 30. Robert L. Norton design of machinery. New York : McGraw-Hill College, 2011. 541 p.
 31. Victoria A. Banks, Neville A. Stanton. Automobile automation distributed cognition on the road. Boca Raton : CRC Press, 2017. 189 p.
 32. Jo Yung Wong. Theory of ground vehicles. New York : John Wiley & Sons, 2001. 558 p.
 33. Brad Schofield. Model based vehicle dynamics control for active safety Lund : Media-Tryck, 2008. 186 p.
 34. Hans B. Pacejka. Tire and vehicle dynamics. Burlington : Butterworth-Heinemann, 2012. 629 p.
 35. Harald Naunheimer, Bernd Bertsche, Joachim Ryborz. Automotive transmissions : fundamentals, selection, design and application. Dordrecht : Springer Science + Business Media, 2011. 742 p.
 36. Joseph Katz. Race car aerodynamics designing for speed (engineering and performance). Cambridge : Robert Bentley Inc., 1995. 279 p.
 37. Karl Popp, Werner Schiehlen. Ground vehicle dynamics. Berlin : Springer-Verlag, 2010. 357 p.
 38. Massimo Guiggiani. The science of vehicle dynamics handling, braking, and ride of road and race cars. Dordrecht : Springer Science + Business Media, 2014. 364 p.
 39. Moustapha Doumiani, Ali Charara, Alessandro Victorino. Vehicle dynamics estimation using kalman filtering experimental validation. New York : John Wiley & Sons, 2013. 250 p.
 40. Rajesh Rajamani. Vehicle dynamics and control. New York : Springer Science + Business Media, 2006. 485 p.
 41. Rill Georg. Road vehicle dynamics fundamentals and modeling. Boca Raton : CRC Press, 2012. 363 p.
 42. Thomas D. Gillespie. Fundamentals of vehicle dynamics. Warrendale : SAE International, 1992. 486 p.
 43. William F. Milliken, Douglas L. Milliken. Race car vehicle dynamics. Warrendale : SAE International, 1995. 466 p.

Інформаційні ресурси

44. Електронно-пневматична гальмівна система транспортного засобу.

- URL: <https://dspace.khadi.kharkov.ua/dspace/handle/123456789/1871> (дата звернення: 31.03.2020).
45. Теоретичні основи створення та вдосконалення пневматичних апаратів гальмівного керування, підвіски та зчеплення автотранспортних засобів. URL: <https://dspace.khadi.kharkov.ua/dspace/handle/123456789/2415> (дата звернення: 31.03.2020).
 46. Система контролю вихідних параметрів руху транспортного засобу. URL: <https://dspace.khadi.kharkov.ua/dspace/handle/123456789/2183> (дата звернення: 31.03.2020).
 47. Теоретичні основи створення та вдосконалення пневматичних апаратів гальмівного керування, підвіски та зчеплення автотранспортних засобів. URL: <https://dspace.khadi.kharkov.ua/dspace/handle/123456789/2630> (дата звернення: 31.03.2020).
 48. Керованість та стійкість руху автомобілів та тракторів. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/44154> (дата звернення: 31.03.2020).
 49. Обзор современных трансмиссий многоосных транспортных средств. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/11507> (дата звернення: 31.03.2020).
 50. Особливості розподілу потоків потужності у безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісіях. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/43826> (дата звернення: 31.03.2020).
 51. Порівняльний аналіз безступінчастих двопотокових гідрооб'ємно-механічних трансмісій. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/43799> (дата звернення: 31.03.2020).
 52. Порівняльний аналіз математичних моделей процесу розгону універсальних самохідних машин. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/42189> (дата звернення: 31.03.2020).
 53. Прочностной расчет методом конечных элементов звеньев бесступенчатых двухпоточных гидрообъемно-механических трансмиссий. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/3789> (дата звернення: 31.03.2020).
 54. Управление потоками мощности ДВС как средство улучшения технико-экономических показателей автомобиля. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/17610> (дата звернення: 31.03.2020).