

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання практичних робіт з дисципліни

«Робочі процеси автомобілів»

для студентів спеціальності 133

«Галузеве машинобудування»

(«Колісні та гусеничні транспортні засоби»),

усіх форм навчання

2020

Методичні вказівки до виконання практичних робіт з дисципліни «Робочі процеси автомобілів» 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. 30 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

	Стор.
Вступ	4
1 Матеріали деталей автомобілів. Режими навантажень і розрахункові режими. Методи розрахунку.....	5
2. Зчеплення	6
2.1 Вибір розмірів та параметрів зчеплення.....	6
2.2 Розрахунок показників навантажень зчеплення...	7
2.3 Розрахунок натискних пружин.....	9
2.4 Розрахунок ведучих і ведених дисків.....	10
2.5 Розрахунок демпферів крутильних коливань.....	10
3. Ступінчасті коробки передач.....	12
3.1 Розрахунок шестерень.....	12
3.2 Розрахунок валів.....	12
3.3 Розрахунок підшипників.....	13
3.4 Розрахунок синхронізатора.....	15
4. Карданні передачі.....	16
5. Ведучі мости.....	17
6. Підвіска.....	19
7. Рульове керування.....	21
8. Гальмові системи.....	23
8.1 Знаходження необхідних параметрів гальмівних механізмів.....	24
8.2 Перевірка працездатності гальмівних механізмів (оцінка довговічності гальмівних накладок).....	25
8.3 Знаходження необхідних параметрів гальмівного приводу.....	25
Література.....	27
Додаток А.....	29

ВСТУП

Методичні вказівки мають ціль затвердити і поглибити теоретичні положення по конструюванню агрегатів і деталей автомобіля, розвинути навички самостійної творчої роботи. Методичні вказівки містять основні положення по організації та виконанню практичних занять, включають задачі, складені по всім розділам дисципліни, початкові та довідкові дані для їх рішення. Кінцева ціль практичних занять - отримання необхідних знань і практичних навичок, які дозволять випускнику університету на сучасному рівні здійснювати проектування конструкцій з більш широким упровадженням в конструювання і розрахунок автомобіля комп'ютерів, методів та систем автоматичного проектування. Обов'язковим при рішенні практичних задач є застосування комп'ютерів, які є на кафедрі «Автомобілі».

Приводиться перелік літератури, який торкається розглянутих тем. При самостійному опрацюванні тем можна користуватися і іншою літературою, в якій добре розкрита тема практичних занять. Детальніше про рекомендовану літературу по темам викладено в методичних вказівках.

Перед опрацюванням практичного заняття треба вивчити теоретичний матеріал. Номер варіанту початкових даних вибирають по порядковому номеру журналу академічної групи із табл. А.1 (додаток А). Початкові дані для рішення практичних задач також можна взяти із аналізу тягово-швидкісних розрахунків автомобіля, який виконувався при вивченні дисципліни “Експлуатаційні властивості автомобіля”.

На екзамені треба показати виконані студентом і заліковані викладачем задачі по викладеним темам.

У методичних вказівках не розшифровані наступні загальноприйняті позначення:

G_a - повна маса автомобіля, кг;

$T_{\partial \max}$ - максимальний крутний момент двигуна, $H \cdot m$ (кгс·м);

$N_{\partial \max}$ - максимальна потужність двигуна, кВт (к.с.);

$n_{N_{\partial \max}}$ - частота обертання вала двигуна при максимальній потужності, хв.⁻¹;

$n_{T_{\text{max}}}$ - частота обертання вала двигуна при максимальному крутному моменті, хв.⁻¹;

U_a - передаточне число головної передачі;

U_p - передаточна число додаткового редуктора (роздавальної коробки або додаткової коробки);

$U_{руш.}$ - передаточне число коробки передач, на якій рушає автомобіль;

η_T - коефіцієнт корисної дії трансмісії.

При рішенні усіх задач, приведених в методичних вказівках, початкові дані брати із табл. А.1 (додаток А) або з тягового розрахунку автомобіля.

1 МАТЕРІАЛИ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБІЛІВ. РЕЖИМИ НАВАНТАЖЕНЬ І РОЗРАХУНКОВІ РЕЖИМИ. МЕТОДИ РОЗРАХУНКУ

Тему розкрити стосовно автомобіля, для якого виконувався тяговий розрахунок по дисципліні «Експлуатаційні властивості автомобіля».

Питання для самоперевірки

1. Які матеріали застосовуються для виготовлення:

- шестерень і валів трансмісії автомобіля (коробки передач, роздавальні коробки, карданні передачі, головні передачі, привід до провідних коліс);

- рам, кузовів, ресор і пружин підвісок, картерів коробок передач, роздавальних коробок, мостів, маточин, коліс;

- натискного диска зчеплення, гальмівних колодок, гальмівних барабанів;

- відливки деталей, що сприймають динамічні навантаження;

- деталей з кольорових металів і сплавів.

2. Застосування гуми і пластмас як конструкційних матеріалів в автомобілебудуванні.

3. Фрикційні матеріали, використовувані у вузлах тертя автомобіля.

4. Режими навантажень і розрахунків. Методи розрахунку.

4.1. Види навантажень, що діють на деталі автомобіля.

4.2. Розрахункові режими трансмісії автомобіля, гальм, підвісок і мостів, рульового управління.

Примітка. Звіт здати у письмовій формі викладачеві, який веде практичні заняття.

2 ЗЧЕПЛЕННЯ

Розрахунок фрикційного зчеплення зводиться до вибору його основних розмірів і параметрів, показників навантаженості зчеплення, розрахунку натискних пружин, ведучих та ведених дисків, демпферів обертальних коливань.

2.1 Вибір розмірів та параметрів зчеплення

До числа основних розмірів та параметрів, які використовуються при розрахунку зчеплення, відносяться: зовнішній D та внутрішній d діаметри фрикційних накладок ведених дисків, число Z_o ведених дисків, коефіцієнт запасу зчеплення β , натискне зусилля пружин P_n , розрахунковий коефіцієнт тертя μ , число Z_n та жорсткості натискних пружин, питома навантаженість на фрикційні накладки.

Зазначені параметри повинні відповідати вимогам ДОСТу 12238-76 і ДОСТу 1786-80.

Розміри фрикційних накладок (зовнішній D , внутрішній d діаметри і товщина δ) та число ведених дисків Z_o вибирають в залежності від максимального моменту двигуна $T_{o\max}$ по ДОСТу 12238-76.

Коефіцієнт запасу зчеплення β вибирають в залежності від типу та призначення автомобіля. Для автомобілів транспортного типу за весь строк служби накладок він повинен знаходитися в межах 2,0-1,4, а для спеціальних автомобілів - 2,2-2,5.

Натискне зусилля P_n знаходиться із моменту тертя зчеплення $T_{зч.}$, вираженого через параметри зчеплення

$$P_n = \frac{\beta \cdot T_{зч.}}{\mu \cdot Z_\mu \cdot r_\mu},$$

де: μ - коефіцієнт тертя накладок, який залежить від матеріалу фракційних накладок, стану їх поверхів, відносної швидкості ковзання, питомого навантаження, температури ([2], с.55; [4], с.63; [5]; [22]);

Z_μ - число поверхів тертя;

r_μ - радіус тертя, еквівалентний плечу прикладення сили F_μ , яка дорівнює сумі усіх елементарних сил тертя.

Число периферійних установлених пружин Z_n складає для легкових автомобілів 6...18, для вантажних - 12...28. Більші значення відносяться для автомобілів з більшою масою. Жорсткість пружини C_n складає в легкових автомобілях $C_n=30...40$ Н/мм, у вантажних $C_n=20...40$ Н/мм. Питоме навантаження на фрикційні накладки

$$g = \frac{P_n}{F_n},$$

де: F_n - площа робочої поверхні однієї сторони фрикційної накладки.

Розраховані значення g для азбестофрикційних накладок повинно знаходитись в межах: для зчеплення легкових автомобілів 0,18...0,23 МПа, у вантажних 0,14...0,21 МПа. Хід натискного диска в однодискових зчепленнях складає 1,5...2 мм, у дводискових - 2...3 мм.

2.2 Розрахунок показників навантажень зчеплення

До показників навантажень відносять питому роботу буксування W_{Π} при зрушенні автомобіля з місця та підвищення температури при нагріві Δt ведучого диска за одне включення.

Питома робота буксування знаходиться з виразу

$$W_{\Pi} = \frac{W_{\delta}}{F_m},$$

де: W_{δ} - робота буксування зчеплення;

F_m - площа тертя ведених дисків.

Площа тертя ведених дисків знаходиться

$$F_m = \left[\frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} - Z_3 \frac{\pi d_3^2}{4} \right] \cdot Z_{\mu},$$

де: Z_3 - число заклепок;

d_3 - діаметр заклепок.

Робота буксування знаходиться із залежності

$$W_{\delta} = \int_0^{t_6} T_{зч}(t) \cdot (\omega_{\delta} - \omega_1) \cdot dt,$$

де: $T_{зч}(t)$ - момент тертя зчеплення, який змінюється з часом від нуля до максимального при включенні зчеплення;

$\omega_{\delta}, \omega_1$ - кутова швидкість відповідно ведучих і ведених дисків.

Для знаходження роботи буксування необхідно знати закони змінювання $T_{зч}, \omega_{\delta}, \omega_1$ з часом.

При установленні законів змінювання $T_{зч}, \omega_{\delta}, \omega_1$ в часі можна скористатися рекомендаціями, викладених в літературі: [2], с.60-62; [3], с.117-123; [4], с.64-67; [5]; [6]; [22].

Розрахунок роботи буксування зчеплення проводиться на ЕОМ. Для легкових автомобілів розрахунок ведуть на першій передачі, на другій – для вантажних, а при наявності дільника в коробці передач – на другій передачі та нижчій передачі дільника. Допустиме значення

питомої роботи буксування для однодискових зчеплень повинно бути не більше 196-245 Дж/см², а для дводискових 147-167 Дж/см².

Для знаходження теплового режиму зчеплення розраховують температуру ведучих дисків, так як маховик має набагато більшу масу і температура нагріву його відносно невелика.

Підвищення температури натискного диска Δt при зрушенні автомобіля з місця знаходиться по виразу

$$\Delta t = \frac{\gamma \cdot W_6}{m_n \cdot C},$$

де: γ - частина теплоти, яка сприймається натискним (проміжним) диском ($\gamma = 0,5$ для одно дискового зчеплення, $\gamma = 0,5$ для проміжного диска дводискового зчеплення);

m_n - маса диска, кг;

C - питома теплоємність чавуна, (сталі):

$$C = 481,5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}.$$

Допустиме підвищення температури за одне включення приймають 10° С для одиночних автомобілів і 20° С для автомобілів з причепом.

При виконванні розрахунків по знаходженню підвищення температури натискним диском Δt при рушенні автомобіля можна скористатися рекомендаціями, викладеними в літературі: [2], с.62-63; [3], с.123-124; [4], с.67; [22].

2.3 Розрахунок натискних пружин

Розрахунок пружин полягає в знаходженні їх розмірів, які забезпечують потрібне натискне зусилля і міцність. Методика розрахунку циліндричних, конічних кручених пружин і тарілчастої (діафрагменної) пружини розглянута в літературі: [1, 2, 3, 4]. Вибрані циліндричні пружини повинні задовольняють ДОСТу 16113-70.

2.4 Розрахунок ведучих і ведених дисків

При розрахунку ведучих і ведених дисків рекомендується користуватися методикою, викладеною в літературі: [2], с.64; [4], с.72-75; [22]. Треба звернути увагу на вибір розмірів дисків, матеріалу для їх виготовлення, способу з'єднання ведучого диска з маховиком, розрахунок маточини веденого диска, підвищення еластичності веденого диска.

2.5 Розрахунок демпферів крутильних коливань

В автомобільних зчепленнях отримав найбільше розповсюдження пружинний гаситель крутильних коливань, який характеризується наступними основними параметрами: моментом тертя T_m ; моментом попередньої затяжки пружин T_n ; замикаючого моменту, визначуваного максимумом деформації пружин гасителя T_z ; крутильної жорсткості демпфера C_ϕ ; кутом замикання гасителя ϕ_z .

Крутильна жорсткість демпфера може бути знайдена з виразу

$$C_\phi = 17,4 R_n^2 \cdot C_n \cdot Z_n,$$

де: R_n - радіус розміщення пружин;

C_n - жорсткість однієї пружини;

Z_n - число пружин.

Методика вибору параметрів гасителя крутильних коливань викладена в літературі: [2], с.57-60; [4], с.78-91; [22].

Задачі

1. Знайти основні розміри і параметри зчеплення.
2. Знайти питому роботу буксування зчеплення, а також підвищення температури натискного диска за одне рушення автомобіля з місця.
3. Провести розрахунок натискних пружин, ведучих і ведених дисків, демпферів крутильних коливань.

4. Знайти, яке передаточне число приводу повинно бути у зчепленні, щоб зусилля на педалі при виключенні не перевищувало 150 Н (15 кгс). Початкові дані задаються по прототипу (наприклад: ГАЗ-24, ЗІЛ-130 і т.д.).

Питання для самоперевірки

1. Вимоги до зчеплення.
2. Класифікація зчеплень.
3. Нащо встановлюють подвійні пружини?
4. Як демпфер гасить крутильні коливання?
5. Які переваги зчеплення з діафрагменою пружиною?
6. Характеристики пружин зчеплення: циліндричної, конічної, діафрагменої.
7. Яке зчеплення легше виключити при однаковому тиску на поверхні, які труться: з периферійними пружинами, центральною конічною пружиною або діафрагменою?
8. Що називається коефіцієнтом запасу зчеплення?
9. Чи змінюється коефіцієнт запасу зчеплення в процесі експлуатації автомобіля?
10. Від яких факторів залежить коефіцієнт тертя фрикційних поверхонь зчеплення?
11. Що називається роботою буксування і на що вона впливає?
12. Який порядок перевірного розрахунку муфти зчеплення?
13. Матеріали, які застосовують для виготовлення фрикційних накладок, пружин, ведучих і ведених дисків, кожуха зчеплення, важелів включення зчеплення.
14. На які зусилля повинні бути розраховані болти, що кріплять кожух зчеплення до маховика?
15. Порівняти механічний і гідравлічний приводи.
16. Початкові дані для розрахунку приводу зчеплення.

3 СТУПІНЧАСТІ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

В коробках передач розраховують: шестерні, вали, підшипники та синхронні затори.

3.1 Розрахунок шестерень

В шестернях розраховують зубці на: контактну стомленість, стомленість при згині, контактну міцність активних поверхонь зубців, міцність зубців при згині. При розрахунках зверніть увагу на те, що шестерні автомобільних коробок передач роблять корегованими для збільшення їх статичної та стомленої міцності.

При розрахунку зубчастих коліс може бути два випадки: проводиться перевірка існуючої конструкції з ціллю встановлення придатності її роботи в умовах, які відрізняються від тих, для яких створювалася ця конструкція (перевірочний розрахунок); проводиться розрахунок нової конструкції, яка розроблена при проектуванні автомобіля (проектний розрахунок).

У першому випадку геометричні параметри і розміри зубчастих коліс беруть із робочих креслень.

У другому випадку основні геометричні параметри зубчастих коліс вибирають відповідно до виду зубчастої передачі, вимог ДОСТу та прийнятої системи нарізування.

При розрахунку зубчастих коліс треба скористатись рекомендаціями, які викладені в літературі: [2], с.97-102, 109-120; [7], с.188-205; [8]; [9]; [22].

3.2 Розрахунок валів

Для розрахунку валів треба зобразити їх в ізометрії та нанести всі сили та реакції, які діють на зубці шестерень та в опорах.

Для зручності нанесення сил та реакцій, проміжний вал доцільно накреслити трохи у відсунутім положенні так, щоб парні шестерні не торкались.

Треба чітко уявити собі сили, які діють в косозубому зачепленні. Розраховують вали на міцність і жорсткість. Починають розрахунок із вторинного валу.

Можна рекомендувати наступну послідовність розрахунку валів:

- накреслити для кожної передачі схему розташування валів коробки передач із зображенням двох пар зубчастих коліс: приводу проміжного валу і розглянутої передачі (для тривальної коробки).

За допомогою схеми установити положення і напрямок окружної F_t , радіальної F_r та осьової F_a сил, діючих на зубчасті колеса, рахуючи, що первинний вал, якщо дивитися на нього із сторони зчеплення, крутиться по часовій стрілці, а напрямок зубців, розташованих на валу шестерні – лівій:

- знаходять значення сил F_t , F_r та F_a , які діють у всіх зачепленнях;

- в масштабі креслять окремо кожний із трьох валів, показують всі концентратори напруги і точки прикладення сил; під кресленням показують розрахункову схему валу і по мірі викладання необхідних розрахунків будують під схемою епюри згинаючих та крутильних моментів для всіх можливих випадків навантаження валу;

- знаходять імовірні небезпечні перерізи валу і для них приведений момент;

- знаходять приведену напругу в небезпечних перерізах та запас міцності по границі текучості. Великий запас міцності по границі текучості забезпечує стомлену міцність, тому вали коробок передач на стомленість не розраховують;

- перевіряють, чи мають вали жорсткість, необхідну для правильної роботи зубчастих передач та підшипників. По відомим формулам опору матеріалів знаходять прогини вала та кути повороту перерізів в місцях розміщення зубчастих коліс і підшипників, порівнюють отримані результати з допустимими значеннями;

- розрахувати шліцові та шпонкові з'єднання, які передбачені на валах. Звичайно, досить перевірити проміжний і ведений вали на прогин в площині шестерень, які розташовані ближче до середини вала і на поворот перерізів валів під шестерні, які розташовані біля опор.

При розрахунку валів можна скористатися рекомендаціями, викладеними у літературі: [2], с.125-126; [3], с.157-159; [4], с.106-107.

3.3 Розрахунок підшипників

Підшипники коробки передач попередньо вибирають з урахуванням допустимих розмірів отворів у картері. При розрахунку

підшипників користуються тими ж характеристиками навантажувального режиму, що і для зубчастих коліс. Для підшипників, які здійснюють під навантаженням обертовий рух, основним видом розрахунку є розрахунок на довговічність. Для підшипників, які сприймають зовнішню навантаженість без відносного обертання кілець, розрахунок роблять на статичне навантаження. В умовах статичного навантаження працюють, наприклад, підшипники маточини зубчастих коліс постійного зчеплення вторинного вада коробок передач. В загальному випадку виконується два розрахунки підшипників кочення на довговічність: перевірочний (знаходять довговічність підшипника в кілометрах пробігу автомобіля L_n); проектувальний (знаходять потрібну динамічну вантажопідйомність підшипника $C_{nom.}$).

Довговічність підшипника достатня, якщо $L_n \geq L_o$, де L_o - спланований пробіг. Або $C_{nom.} \leq C$, де C - коефіцієнт динамічної вантажопідйомності, який вибирається по каталогу-довіднику.

Розрахунок на витривалість включає наступні етапи:

- знаходження радіальної та осьової навантаженості на підшипник;
- знаходження еквівалентної динамічної навантаженості та приведеної навантаженості;
- оцінку довговічності підшипника.

Підшипники підбирають з урахуванням часу роботи, навантаженості та чисел обертів на кожній передачі.

Працездатність підшипника при статичному навантаженні забезпечується, якщо виконується умова:

$$C_o \geq F_{max},$$

де: C_o - статична вантажопідйомність підшипника;

F_{max} - максимальна можлива навантаженість.

При розрахунку підшипників рекомендується скористатися літературою: [2], с.120-125; [4], с.108-110.

3.4 Розрахунок синхронізатора

Синхронізатори в ступінчастих коробках передач використовуються для безударного з'єднання шестерень. Вони не допускають включення передачі до вирівнювання кутових швидкостей обертання з'єднувальних деталей, тим самим підвищують строк служби шестерень. В ступінчастих коробках передач тепер застосовують синхронізатори блокуванням (інерційні).

Основними параметрами синхронізатора є: момент синхронізації, час синхронізації, робота тертя.

Строк служби синхронізатора залежить від зносостійкості його синхронізованих поверхів. Оцінка зносостійкості синхронізованих поверхів надається по величині питомої роботи тертя і питомому тиску.

При розрахунку синхронізаторів можна скористатися рекомендаціями, викладеними в літературі: [2], с.105-108; [3], с.140-145; [4], с.114-119; [7], с.186-188; [10].

Задачі

1. Провести вибір основних параметрів першесерень постійного зчеплення коробки передач і розрахувати зубці даної пари шестерень на згин та контактну міцність.

2. Провести розрахунок вторинного вала коробки передач при включенні першої передачі.

3. Вибрати підшипник і знайти потрібну динамічну вантажопідйомність заднього підшипника вторинного вала коробки передач, використовуючи початкові дані при розв'язанні задач 1 і 2.

Питання для самоперевірки

1. Перечисліть вимоги, які пред'являють до ступінчастих коробок передач.

2. Які початкові дані треба знати для розрахунку коробок передач?

3. Який порядок розрахунку коробок передач?

4. Яка послідовність розрахунку шестерень коробок передач?

5. Яка послідовність розрахунку валів коробок передач?

6. Як підбирають підшипники коробок передач?

7. Чому синхронізатори забезпечують безударне включення передач?

8. У чому полягає розрахунок синхронізаторів коробок передач?

9. Перечисліть технологічні методи підвищення довговічності і матеріали деталей коробок передач.

10. Методи підвищення міцності зубастих коліс коробок передач.

4 КАРДАННІ ПЕРЕДАЧІ

У карданній передачі розраховують слідуючи елементи:

- карданний вал (на кручення, кут закручення);
- визначають критичну частоту обертання валу;
- вилки та хрестовина (на міцність та знос);
- підшипники карданного шарніру (на довговічність).

При виборі основних параметрів карданної передачі треба керуватися ОСТ 37.001.053-74 “Вали карданні”; розміри перерізів труб регламентовані ДОСГ 5005-82; розміри карданного шарніра вибираються відповідно ОСТ 37.001.068-76 “Шарніри карданні нерівних кутових швидкостей. Основні параметри і технічні вимоги”; при виборі розмірів підшипників треба керуватися ДОСТ 68370-31 “Підшипники кочення. Ролики голчасті” ТУ 37.007.065-74 “Підшипники роликові голчасті карданні”.

При розрахунку карданної передачі рекомендується скористатися літературою: [2], с.204-207; [3], с.226-232; [4], с.166-175; [7], с.26-20; [14]; перерахованими вище Державними галузевими стандартами.

Задачі

1. Розрахувати карданний вал на міцність з умов критичної частоти обертання та величини передаваного обертового моменту. Знайти кут закручування вала на нижчій передачі.

2. Розрахувати вилку і хрестовину кардана на міцність.

3. Розрахувати підшипники карданного шарніра на довговічність.

4. Розрахувати шліцові з'єднання рухомої вилки карданного вала. Попередній вибір шліцевого з'єднання вилки карданного шарніра з валом і його параметри проводяться орієнтуючись на існуючій конструкції (аналоги), вибрані параметри повинні відповідати ДОСТу 6033-80 і ДОСТу 1139-90.

Питання для самоперевірки

1. Перечисліть вимоги, які пред'являють до карданних передач.
2. Як забезпечити рівномірність обертання ведучого вала головної передачі при використанні в карданній передачі шарнірів нерівних кутових швидкостей?
3. Який допустимий кут закручення карданного вала?
4. Які сили діють на хрестовину карданного шарніру?
5. Яка допустима величина дисбалансу карданного валу?
6. Що розуміють під критичною частотою обертання карданного валу?
7. Перечисліть технологічні методи підвищення довговічності та матеріали деталей карданної передачі.

5 ВЕДУЧІ МОСТИ

Розрахунок ведучого моста зводиться до вибору основних параметрів головної передачі та перевірки її елементів на міцність та витривалість, перевірочний розрахунок диференціалу, а також розрахунок приводу ведучих коліс і балки моста.

До основних параметрів зубчастих коліс головної передачі відносяться:

- для конічних зубчастих коліс: число зубців ведучої та веденої шестерень; зовнішній окружний модуль (торцевий модуль), довжина твірної дільникового конуса (конусна відстань), кут нахилу гвинтової лінії зуба; гепоїдне зміщення (для гепоїдних передач), коефіцієнти висоти головки зуба, зміщення початкового контуру, тангенціальної корекції;

- для циліндричних зубчастих коліс центральних головних передач: число зубців; міжцентрова відстань; довжина зуба; кут нахилу зуба косозубих коліс; кут зачеплення початкового контуру;

коефіцієнти висоти головки зуба, радіального зазору, зміщення початкового контуру;

- для циліндричних зубчастих коліс колісних редукторів: число зубців; модуль; кут зачеплення початкового контуру; коефіцієнти висоти головки зуба, радіального зазору, зміщення початкового контуру; діаметра дільникового кола; висоти головки зуба, міжцентрової відстані; число сателітів; довжина зуба.

При виборі головних розмірів зубчастих коліс головних передач треба керуватися ДОСТ 13755-8Т.

Для розрахунку шестерень валів та підшипників головної передачі треба знати сили, які діють в зачепленнях. Після знаходження сил, діючих в зачепленні (в трьох взаємно перпендикулярних поверхнях), розрахунок валів та вибір підшипників головної передачі виконуються аналогічно розрахунку коробки передач. Треба також розглянути питання жорсткості деталей головної передачі, їх міцності та довговічності.

В шестеренчастому диференціалі підлягають розрахунку на міцність сателіти та хрестовини.

Півосі розраховуються на міцність та на стомленість. На міцність розрахунок півосей проводяться по трьом розрахунковим режимам: при прямолінійному русі автомобіля, при повороті або заносі та максимальному динамічному навантаженню, яке виникає при різкому включенні зчеплення.

Балки мостів розраховують на згин, кручення та жорсткість. Розрахунковими режимами є прямолінійний рух при прикладенні до коліс максимальних значень тягового або гальмівного зусилля та поворот, при прикладенні до коліс максимальної бокової сили (занос).

Література: [2], с.211-240; [3], с.237-292; [4], с.176-221; [7], с.230-261; [9]; [11], с.241-258.

Задачі

1. Вибрати основні параметри головної передачі автомобіля.
2. Знайти зусилля, які діють у зачепленні шестерень головної передачі.
3. Розрахувати на міцність привід до ведучих коліс для трьох видів навантажених режимів:

- а) прямолінійний рух автомобіля;
- б) занос;
- в) максимальна динамічна навантаженість при різкому включенні зчеплення.

Питання для самоперевірки

1. Перечисліть вимоги, які пред'являються до головних передач, диференціалам і приводам до ведучих коліс.
2. Чого ведуча шестерня головної передачі при правому обертанні має ліву спіраль?
3. Перечисліть переваги й недоліки гепоїдних головних передач.
4. Який порядок розрахунку головної передачі?
5. Що називається коефіцієнтом блокування диференціала? Назвіть межі зміни його числових значень.
6. Які деформації зазнає напіврозвантажена піввісь при заносі автомобіля?
7. Які деформації зазнає балка ведучого моста при гальмуванні?
8. Перечисліть технологічні методи підвищення довговічності та матеріали основних деталей головних передач, диференціалів, приводів до ведучих коліс та балок мостів.

6 ПІДВІСКА

Підвіска призначена для з'єднання рами або кузова з мостами (колесами) автомобіля і складається із пружних елементів, напрямних пристроїв та пристроїв, які гасять коливання.

Пружні елементи служать для сприймання і передачі на раму (кузов) вертикальних сил, які діють від дороги, зменшення динамічних навантажувальних та забезпечення плавності ходу.

Напрямний пристрій визначає характер переміщення коліс відносно рами або кузова автомобіля і сприймає діючі на колеса повздовжні та бокові сили та їх моменти.

Гасячий пристрій (амортизатор) переводить механічну енергію коливань кузова та коліс у теплову.

Для зменшення поперечного нахилу кузова при повороті автомобіля в деяких підвісках установлюють стабілізатори.

Різноманітність конструкції елементів підвісок у кожному конкретному випадку диктує методику їх розрахунку.

Розрахунок підвіски включає наступні елементи:

- знаходження жорсткості підвіски;
- знаходження статичного та повного прогину підвіски;
- знаходження геометричних розмірів пружного елемента;
- розрахунок деталей підвіски на міцність та довговічність;
- знаходження конструктивних розмірів амортизатора.

Для більш детального розрахунку підвіски необхідно використовувати методи математичного моделювання коливань автомобіля, який рухається по дорозі реального профілю.

Для знаходження основних параметрів при розрахунку елементів підвісок треба керуватися літературою: [3], с.308-243; [4], с.229-271; [7], с.269-288; [12], с.109-168; [13], ОСТ 37.001.076-76.

Для підбору амортизаторів рекомендується скористатися, крім перерахованої вище, літературою [15].

Задачі

1. Знайти основні параметри та провести розрахунок пружного елемента передньої підвіски автомобіля,
2. Знайти основні розміри телескопічного гідравлічного амортизатора автомобіля.

Питання для самоперевірки

1. Перечисліть вимоги, які пред'являються до конструкцій підвісок автомобіля.
2. Розкажіть порядок побудови бажаної пружної характеристики підвісок.
3. Яка пружна характеристика підвіски рахується найкращою?
4. Як підібрати розміри пружного елемента, який забезпечив би необхідну міцність і задану жорсткість підвіски?
5. З якою ціллю в незалежних підвісках з двоважільним напрямляючим пристроєм верхній важіль роблять більш короткий чим нижній?
6. Чому при гальмуванні нижній важіль більш навантажений, чим верхній?

7. Перечисліть перевагу телескопічного амортизатора.

8. Перечисліть технологічні методи підвищення довговічності та матеріали основних деталей підвіски.

7 РУЛЬОВЕ КЕРУВАННЯ

Рульове керування - це сукупність пристроїв, які забезпечують поворот керованих коліс при дії водія на рульове колесо. Воно складається з рульового механізму та рульового приводу. Для полегшення праці водія в рульовому керуванні може бути вбудований підсилювач.

Основними оціночними параметрами рульового керування є:

- передаточне число, $U_{p.k.}$;
- коефіцієнт корисної дії (“прямий” та “зворотній”), η ;
- зазори;
- ресурс роботи.

Розрахунок рульового керування зводиться до наступного:

- вибір основних параметрів і розрахунок на міцність рульового механізму;
- кінематичний розрахунок і розрахунок на міцність рульового приводу;
- вибір та розрахунок підсилювача рульового керування;
- конструювання та розрахунок травмобезпечного елемента рульового керування.

При виборі значення $U_{p.k.}$ необхідно, щоб задовольнялися дві умови:

- передаточне число рульового керування повинно бути достатнім для повороту направляючих коліс у найбільш тяжких умовах (автомобіль нерухомий, зчеплення керуючих коліс з опорною поверхнею максимальне);
- з ціллю зручності керування число обертів рульового колеса від середнього положення його до кожного і з кінцевих положень не повинно перевищувати для легкових автомобілів 1,8, а для вантажних - 3.

З урахуванням другої умови передаточне число рульового керування не повинно перевищувати для легкових автомобілів 15...20, а для вантажних - 24...30. Якщо передаточне число рульового керування із першої умови виявиться більшим, чим із другої, то передаточне

число рульового керування вибирають із умов зручності керування, а для полегшення керування застосовують підсилювач. Легкість керування без підсилювача оцінюється зусиллям на рульовому колесі. Для легкових автомобілів при русі це зусилля становить 50...100 Н, а з підсилювачем - 10...20 Н. Для вантажних автомобілів зусилля на рульовому колесі регламентується ДОСТ 21398-75. При передачі зусилля від рульового колеса до керованих коліс “прямий” ККД для виконаних конструкцій рульових керувань складає 0,67...0,72, а при передачі зусилля від керованих коліс до рульового колеса (“зворотній” ККД) -0,58...0,63. При “зворотньому” ККД менше 0,5 рульове керування робиться необоротним (відсутня стабілізація керованих коліс).

Зазори в з'єднаннях рульового керування не повинні перевищувати величин, які встановлені ДОСТ 25478-82. Необхідна величина та закономірність змінювання зазорів у рульовому керуванні досягаються відповідними конструктивними та технологічними заходами. Ресурс роботи рульового керування оцінюється пробігом автомобіля до капітального ремонту.

При виборі основних параметрів і розрахунку на міцність рульових механізмів рекомендується скористатися літературою: [3], с.81-83, 422-449, 468-472; [4], с.324-341; [7], с.325-331; [12], с.5-17, 32-34, 36-38; [13]; [16]; [17]; [19].

Для виконання кінематичного розрахунку і розрахунку на міцність рульового керування рекомендується скористатися літературою: [3], с.81-89, 438-447, 465-466, 473-474; [4], с.327-334; [7], с.331-337; [12], с.17-20, 50-34, 38; [13]; [16]; [17]; [19].

Вибір та розрахунок підсилювача рульового керування проводить користуючись рекомендаціями, які викладені в літературі: [2], с.447-464; [4], с.341-349; [7], с.357-359; [12], с.20-30, 34-36; [13]; [16]; [18]; [19].

Запитання конструювання та розрахунку травмобезпечного елемента рульового керування розглянуті в літературі: [4], с.349-351; [13], с.43-44; [17]; [19].

Задачі

1. Знайти силу, яку треба прикласти до рульового колеса для повороту передніх керованих коліс автомобіля. Задачу розв'язати для двох випадків (підсилювач рульового керування відсутній або не працює):

- автомобіль нерухомий, зчеплення керованих коліс з опорною поверхнею максимальне;

- при переході від прямолінійного руху до руху по окружності радіусом 12 м при швидкості 10 км/год. на горизонтальній дільниці з сухим твердим покриттям.

2. Розрахувати поперечну тягу рульового приводу.

Питання для самоперевірки

1. Перечисліть вимоги, які пред'являються до конструкцій рульових керувань.

2. Класифікація рульових керувань.

3. Оціночні параметри рульових механізмів. Як вони вибираються?

4. Чому зазор в рульовому механізмі повинен бути мінімальним в нейтральному положенні, яке відповідає прямолінійному руху автомобіля?

5. Як знайти силу, діючу на рульову сошку, при повороті коліс у стоячого на місті автомобіля?

6. Викладіть методику кінематичного розрахунку рульового приводу.

7. Перечисліть параметри підсилювачів рульового керування.

8. Які конструкції травмобезпечних елементів рульового керування ви знаєте?

9. Перечисліть технологічні методи підвищення довговічності та матеріали деталей рульового керування.

8 ГАЛЬМОВІ СИСТЕМИ

Сучасні автомобілі та автопоїзда повинні мати робочу, запасну і зупинкову системи.

Вантажні автомобілі та автопоїзда повною масою більше 12т, а також автобуси - більше 5т, які призначені для експлуатації в гірських районах, повинні мати додатково допоміжну гальмівну систему (гальмосповільнювач).

При проектуванні гальмівної системи треба враховувати вимоги, які пред'являються до гальмівних систем автомобілів міжнародними нормативними документами (правила № 13 ЕЖООН, НСО), державним стандартом ДОСТ 22895-77, галузевим стандартом ОСТ 37.001.016-70, а також вимог тих країн, куди передбачають експорт заново випускаючої моделі автомобіля.

Розрахунок гальмової системи автомобіля зводиться до наступного:

- знаходження необхідних параметрів гальмових механізмів;
- перевірка працездатності гальмівних механізмів;
- знаходження необхідних параметрів гальмівного приводу.

8.1 Знаходження необхідних параметрів гальмівних механізмів

Розрахунок гальмівних механізмів будується на функціональній залежності гальмівного моменту від сил притискання гальмівних колодок до гальмівного барабана. Гальмівний момент на колісному гальмі залежить від його конструкції.

Гальмівні механізми, по формі обертових елементів діляться на барабанні та дискові.

Гальмівний барабан розраховують на міцність та жорсткість. Болти кріплення барабана розраховують на зріз. Вал розтискного кулака розраховують на кручення. Деталі гальм (розтискний кулак, нижні та верхні опори і кінці колодок) розраховують на м'яття.

Розрахунок дискового гальмівного механізму аналогічний розрахунку дискового фрикційного зчеплення. При цьому початковою величиною є гальмівний момент, який повинний забезпечити дискове гальмо. Розрахунками є:

- відношення зовнішнього та внутрішнього радіусів колодки;
- еквівалентний радіус диска, визначений гальмівний момент;
- відношення активної площі диска і колодок (коефіцієнт перекриття);
- товщина диску;

- осьове зусилля притискання колодки до диску.

Література: [3], с.378-398; [4], с.287-307; [12], с.39-56; [13], с.19-25; [20]; [21].

8.2 Перевірка працездатності гальмівних механізмів (оцінка довговічності гальмівних накладок)

Працездатність гальмівних механізмів оцінюється по відношенню повної маси автомобіля до сумарної площі накладок, питомому тиску, питомій роботі тертя і температурі нагріву гальмівного барабану або диску. Перелічені вище оціночні показники не повинні бути більшими допустимих значень.

Література: [3], с.398-401; [4], с.295-297; [12], с.53, 56; [20]; [21].

8.3 Знаходження необхідних параметрів гальмівного приводу

Сукупність пристроїв, які призначені для передачі енергії від джерел до гальмівних механізмів та керування його в процесі гальмування, називаються гальмівним приводом. На автомобілях та автопоїздах застосовують гідравлічні, пневматичні та комбіновані гальмівні приводи.

Задаючись силою натиску на гальмівну педаль і знаючи сили, необхідні для притискування гальмівних колодок, знаходять передаточне число приводу, хід гальмівної педалі, а також вирішують питання про доцільність застосування підсилювача.

Література: [3], с.402-420; [4], с.402-323; [12], с.57-108; [13], с.25-35; [20]; [21].

Задачі

1. Знайти необхідні гальмівні моменти на передніх та задніх колесах при гальмуванні автомобіля на горизонтальній ділянці шляху (з урахуванням перерозподілу маси по осям). Необхідні дані взяти по прототипу. Радіус гальмівного барабану (диска) вибирають із розмірів шин.

2. Знайти оціночні параметри працездатності гальмівних механізмів. Дані, яких не вистачає, взяти по прототипу.

Питання для самоперевірки

1. Перечисліть вимоги, які пред'являють до гальмівних систем автомобілів.
2. Перечистіть перевагу і недоліки дискових гальмівних механізмів.
3. По яким головним ознакам оцінюється робота гальмових механізмів?
4. Чого гальмівні колодки, які приводяться в дію одним гідроциліндром (гальмовим кулаком), притискуються до гальмівного барабану в процесі гальмування з неоднаковими силами?
5. Чого в гальмах з фіксованим розтискним пристроєм гальмівні накладки зношуються рівномірно?
6. Від чого залежить характер розподілу питомих тисків по довжині гальмівної накладки?
7. В яких випадках може стати самозаклинювання гальмівних колодок?
8. Поясніть причини “скрипу” гальм.
9. Перечисліть технологічні методи підвищення довговічності та матеріали основних деталей гальмівних систем.

ЛІТЕРАТУРА

1. Малаховський Я. Е., Лапін А. А. Зчеплення. Машвид. М. : Машинобудування, 1960.
2. Автомобілі. Конструкція, конструювання та розрахунок. Трансмісія. /Під редакцією О. І. Гришкевича. Мінськ: Вишэйшая школа, 1985.
3. Бухарін Н. А. та ін. Автомобілі. Конструкція, навантажувальні режими, робочі процеси, міцність агрегатів автомобіля. М. : Машинобудування, 1973. 504 с.
4. Лукін П. П., Гаспарянц Г. А., Радіонов В. Ф. Конструювання і розрахунок автомобіля. М. : Машинобудування, 1981.
5. Методичні вказівки до конструювання та розрахунку зчеплень механічних трансмісій з дисципліни «Робочі процеси автомобілів» для студентів спеціальностей «Колісні та гусеничні транспортні засоби» і «Двигуни внутрішнього згорання» денної та заочної форм навчання / Укладачі: Беліков С. Б., Козирев В. Х. Запоріжжя: ЗНТУ, 2012. 50с.
6. Семенов В. М. та ін. Визначення динамічної навантаженості трансмісії та роботи буксування муфти зчеплення при русі автомобіля з місця. Автомобільна література, 1978, №2, с. 23-26.
7. Вантажні автомобілі. М. С. Висоцький та ін. Н. : Машинобудування, 1979. 384 с.
8. Цитович И. С., Каноник И. В., Вавуло В. А. Трансмісії автомобілів. Мінськ: Наука і техніка, 1979. 225 с.
9. Методичні вказівки до виконання курсового та дипломного проектування з розрахунку на витривалість та міцність зубчастих коліс трансмісій автомобілів для студентів спеціальності «Колісні та гусеничні транспортні засоби» денної та заочної форм навчання /Укладачі: С. Б. Беліков, В. Х. Козирев. Запоріжжя: ЗНТУ, 2011. 38с.
10. Красеньков В. И., Єгоркін В. В. Синхронізатори в ступінчастих трансмісіях. М. : Машинобудування, 1967.
11. Проектування трансмісії автомобілів. Довідник під редакцією О. І. Гришкевича. М. : Машинобудування, 1984. 260 с.
12. Автомобілі. Конструкція, конструювання та розрахунок. Системи управління і ходова частина. Під редакцією О. І. Гришкевича. Мінськ: Вишэйшая школа, 1987. 200 с.

13. Шасі автомобіля. Атлас конструкцій. М. : Машинобудування, 1977. 108 с.
14. Методичні вказівки до самостійної роботи та виконання курсового (дипломного) проекту з дисципліни «Робочі процеси автомобілів», розділ «Проектування та розрахунок шарнірних передач автомобілів» для студентів спеціальності «Колісні та гусеничні транспортні засоби» всіх форм навчання. / Укладачі: Беліков С. Б., Козирев В. Х. Запоріжжя: ЗНТУ, 2012. 34 с.
15. Дембарендікер А. Д. Амортизатори транспортних машин. 2 е вид., перероб. і доп. М. : Машинобудування, 1985. 200 с.
16. Лисов М. І. Рульове керування автомобілів. М. : Машинобудування, 1972. 344 с.
17. Раймпель Й. Шасі автомобіля. Рульове управління. М. : Машинобудування, 1987. 288 с.
18. Гінцбург Л. Л. Гідравлічні підсилювачі рульового управління автомобілів. М. : Машинобудування, 1972. 120 с.
19. Чайковський Й. П., Саламатін П. А. Рульове управління автомобілів. М. : Машинобудування, 1987. 179 с.
20. Гуревич Л. В., Мелопуд Р. А. Гальмове управління автомобіля. М. : Транспорт, 1978. 144 с.
21. Машенко А. Ф., Розанов В. Г. Гальмові системи автотранспортних засобів. М. : Транспорт, 1972. 144 с.
22. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия: Учеб. пособие для спец. «Автомобили и тракторы» / А. И. Гришкевич, В. А. Вавуло, А. В. Карпов и др. Под ред. А. И. Гришкевича. Мн. : Виш. школа, 1985. 240 с. : ил.

Додаток А

Таблиця А.1 – Вихідні дані для розрахунку задач за темами

№ п/п	Тип авт.	Умови роботи	G_o , кг	T_g max н·м /кгс·м/	N_o max кВт /к.с./	M_{120} max об/хв.	M_{170} max об/хв.	U_o	U_p	$U_{p_{\text{ум}}}$	η_T	Шина
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	Легк.	Норм-ні	1160	74,5/7,6/	30,2/41/	4400	2900	4,125		3,8	0,92	155-330 /6,15-13/
2	Легк.	Норм-ні	1445	121,6/12,4/	58,8/80/	5400	3000	4,1		3,24	0,92	165SR13
3	Легк.	Норм-ні	1495	107,9/11,0/	55,2/75/	5800	3800	3,9		3,49	0,92	165-330 /6,45-13/
4	Легк.	“„	1870	182/18,5/	77,2/105/	4750	3000	3,9		3,5	0,92	205/70 R14
5	Легк.	Важкі	1360	74,5/7,6/	29,4/40/	4400	2900	4,125	1,294	3,8	0,87	150-330 /5,9-13/
6	Легк.	“„	2450	166,7/17/	55,2/75/	4000	2500	2,77	1,94	4,12	0,87	215-380 /8,40-15/
7	Легк.	“„	1550	121,6/12,4/	58,8/80/	5400	3000	4,3	1,2	3,242	0,89	175-406 /6,95-16/
8	Вантаж.	Норм-ні	2660	166,7/17/	55,2/75/	4000	2500	5,125		4,12	0,9	8,40-15
9	Вантаж.	“„	7400	284,4/29/	84,6/115/	3200	2200	6,83		3,09	0,9	240-508 /8,25-20/
10	Вантаж.	“„	10325 18425+ притчеп 14000	402/41/	110,3/150/	3200	2000	6,33		4,10	0,8	260-508P
11	Вантаж.	“„	16000+ притчеп 20000	637,4/65/	154,4/210/	2600	1600	7,22		4,03	0,8	260-508P
12	Вантаж.	“„		882,6/90/	194,9/265/	2300	1500	7,78		5,50	0,88	300-508P /11,00- 20/

Продовження таблиці А.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
13	Вантаж.	Дуже тяжкі	13665+ причеп 7000	637,4/65/	154,4/210/	2600	1600	7,32	1,3	2,89	0,85	370-508 /14,00-20/
14	Вантаж.	Норм-ні	17200	402/41/	110,3/150/	3200	2000	6,33		4,10	0,88	260-508P
15	Вантаж.	Норм-ні	17900	637,4/65/	154,4/210/	2600	1600	6,83		4,03	0,88	260-508P
16	Вантаж. (самосв.)	Дуже тяжкі	15630	637,4/65/	154,4/210/	2600	1600	7,22		7,82	0,88	260-508P
17	Вантаж.	"	6000	284,4/29/	84,6/115/	3200	2200	6,83	1,982	3,09	0,86	12,00-18
18	Вантаж.	Тяжкі	13000	465,8/47,5/	132,4/180/	3200	1900	8,9	2,15	3,4	0,84	370-508 /14,00-20/
19	Вантаж.	Дуже тяжкі	22000+ причеп 10000	1078,7/110/	220,6/300/	2100	1500	8,173	1,31	5,52	0,85	1300x 530-533
20	Вантаж. (самосв.)	Важкі	19200	637,4/65/	154,4/210/	2600	1600	7,22		4,03	0,88	260-508P
21	Вантаж. (самосв.)	Важкі	15400	666,8/68/	132,4/180/	2100	1500	7,24		5,26	0,88	300-508P
22	Вантаж. (самосв.)	Важкі	23000	882,6/90/	176,5/240/	2100	1500	8,21	2,28	2,9	0,88	320-508 /12,00-20/
23	Автобус	Норм-ні	2710	186,3/19/	70,2/95/	4500	2300	4,1		3,5	0,9	183P15
24	Автобус	Норм-ні	7830	284,4/29/	84,6/115/	3200	2200	6,83		3,09	0,9	8,25-20
25	Автобус	Норм-ні	13000	465,8/47,5/	132,4/180/	3200	1800	7,52		3,40	0,9	280-508P