ЗАТВЕРДЖЕНО
науково-методичною радою
Державного університету
«Житомирська політехніка»
протокол від «12» вересня 2024 р.
№5

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ

для практичних робіт та виконання індивідуального завдання
з навчальної дисципліни

«АВТОМОБІЛІ»

для студентів освітнього рівня «БАКАЛАВР»
денної і заочної форми навчання
спеціальності 274 «Автомобільний транспорт»
освітньо-професійна програма «Автомобільний транспорт»
Факультет комп´ютерно-інтегрованих технологій,
мехатроніки і робототехніки
Кафедра автомобілів і транспортних технологій

Рекомендовано на засіданні кафедри
автомобілів і транспортних технологій
протокол від «23» серпня 2024 р. №7

Розробники:
к.т.н., доцент кафедри автомобілів і транспортних
технологій Бегерський Д.Б.,

Житомир 2024 р.

Методичні рекомендації до практичних робіт та виконання індивідуального завдання з дисципліни “Автомобілі” для студентів спеціальності 274 - Автомобільний транспорт” [Електронне видання] / Бегерський Д.Б. – Житомир: Державний університет «Житомирська політехніка», 2024. – 97с.

Рецензенти:

Дмитро РУБАН – доктор технічних наук, професор, професор кафедри автомобілів і транспортних технологій.

Володимир ШУМЛЯКІВСЬКИЙ – кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій.

ВСТУП

Мета практичних робіт та індивідуального завдання полягає в закріпленні знань з теорії і конструкції автомобілів, надбанні практичних навичок у визначенні показників експлуатаційних властивостей транспортних засобів і оцінюванні досконалості конструкції механізмів і систем автомобіля і автомобіля в цілому.

Завдання видається індивідуально кожному студенту згідно додатку 1 і включає такі вихідні дані:

- вантажопідйомність $G_в$, кН (або пасажиромісткість $n_п$, чол.);
- максимальна швидкість $V_{a\,max}$, м/сек.;
- коефіцієнт опору дороги при максимальній швидкості ψ_V;
- цільове призначення автомобіля та умови його експлуатації;
- назва вузлів автомобіля, конструкції яких необхідно розробити.

Індивідуальне завдання видається викладачем. **Номер варіанту завдання (додаток 1) визначається як сума трьох останніх цифр залікової книжки студента, при цьому «0» враховується як «10», наприклад, номер залікової книжки №372590 – номер варіанту 5+9+10=24, тобто варіант №24.**

1. АНАЛІЗ ВИХІДНИХ ДАНИХ ТА РОЗРОБКА КОМПОНУВАЛЬНОЇ СХЕМИ АВТОМОБІЛЯ

Вихідні дані до індивідуального завдання потрібно проаналізувати і, при необхідності, уточнити. На основі даних для проектування автомобіля описати умови його експлуатації і розробити основні вимоги, яким повинна відповідати конструкція автомобіля.

Розробка компонувальної схеми автомобіля включає визначення параметрів маси автомобіля (автопоїзда), визначення кількості осей і колісної формули, уточнення компонувальної схеми і навантажень на осі.

1.1. Визначення параметрів маси

Власну масу вантажного автомобіля визначають на основі статистичної обробки параметрів мас існуючих автомобілів даного типу з урахуванням факторів, які можуть здійснити вплив на вибір маси.

Власну масу вантажного автомобіля визначають із співвідношення:

$$M_o = M_в \cdot q, \qquad (1)$$

де $M_в$ - вантажопідйомність автомобіля, т;

q - коефіцієнт тари.

Орієнтовні значення коефіцієнта тари неповноприводних автомобілів з колісними формулами 4х2 і 6х4 можна знайти, використовуючи графік залежності $q = f(M_в)$ (рис.1).

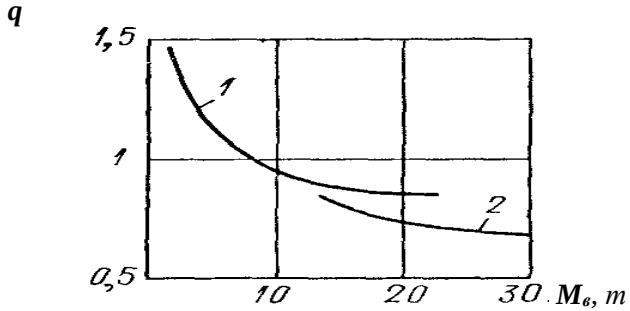


Рис. 1. Залежність коефіцієнту тари ***q*** від вантажопідйомності автомобіля (1 - дорога з твердим покриттям; 2 – бездоріжжя)

Враховуючи дані технічних характеристик повноприводних вантажних автомобілів, автопоїздів, орієнтовні значення коефіцієнта *q* можна визначити за табл.1, 2.

Таблиця 1

Орієнтовні значення коефіцієнта тари q для повноприводних автомобілів

Колісна формула	4х4	6х6	8х8
q	1,6...1,7	1,4...1,5	1,3...1,4

Таблиця 2

Орієнтовні значення коефіцієнта тари *q* для сідельних і причіпних автопоїздів загального призначення

Тягач 4х4, 6х6	$M_в$	6	8	10	12
	Q	1,0	0,95	0,9	0,85
Тягач 4х2, 6х4	$M_в$	7…13	14…20	23…26	34…48
	Q	0,9…0,8	0,75…0,68	0,65	0,6…0,5

Власна маса легкових автомобілів визначається в залежності від робочого об`єму двигуна, а власна маса автобусів - в залежності від їх довжини, пасажиромісткості і призначення, на основі даних їх технічних характеристик.

Повна маса автомобіля визначається із виразів:

- вантажного автомобіля

$$M_a=M_o+M_в,+M_{вл}+M_n, \quad (2)$$

- легкового автомобіля, автобуса

$$M_a=M_o+M_{вл}+M_n, \quad (3)$$

де $M_в$ - маса вантажу, т;

$M_{вл} = 10n$ - маса вантажу (багажу) легкового автомобіля, кг;

$M_n = 75n$ - маса пасажирів (разом з водієм), кг;

n - кількість пасажирів, люд.

1.2. Визначення кількості осей і габаритів автомобіля

Розподіл навантаження по мостах необхідно визначити для підбору шин, а також для визначення максимально можливої по зчепленню тягової сили, величина якої використовується для вибору передаточного числа нижчої передачі трансмісії. Для вантажних автомобілів розподіл навантажень між мостами залежить, головним чином, від того, для яких доріг вони призначені.

При цьому, перш за все, виходять із урахування єдиних норм вагових обмежень для вантажних автомобілів, автопоїздів і автобусів, зумовлених міцністю дорожніх покриттів, передбачених відповідними дорожніми стандартами.

За спеціальними правилами здійснюється дорожнє перевезення небезпечних вантажів, рух транспортних засобів та їх составів у разі, коли хоч один з їх габаритів перевищує за шириною 2,6 м, за висотою від поверхні дороги — 4 м (для контейнеровозів на встановлених Укравтодором і Національною поліцією маршрутах — 4,35 м), за довжиною — 22 м (для маршрутних транспортних засобів — 25 м), фактичну масу понад 40 т (для контейнеровозів — понад 44 т, на встановлених Укравтодором і Національною поліцією для них маршрутах — до 46 т), навантаження на одиночну вісь — 11 т (для автобусів, тролейбусів — 11,5 т), здвоєні осі — 16 т, строєні — 22 т (для контейнеровозів навантаження на одиночну вісь — 11 т, здвоєні осі — 18 т, строєні — 24 т) або якщо вантаж виступає за задній габарит транспортного засобу більш як на 2 м.

Осі слід вважати здвоєними або строєними, якщо відстань між ними (суміжними) не перевищує 2,5 м.

Рух транспортних засобів та їх составів з навантаженням на одиночну вісь понад 11 т, здвоєні осі — понад 16 т, строєні осі — понад 22 т або фактичною масою понад 40 т (для контейнеровозів — навантаження на одиночну вісь — понад 11 т, здвоєні осі — понад 18 т, строєні осі — понад 24 т або фактичною масою понад 44 т, а на встановлених Укравтодором і Національною поліцією для них маршрутах — понад 46 т) у разі перевезення подільних вантажів автомобільними дорогами забороняється.

Забороняється рух транспортних засобів з навантаженням на вісь понад 7 т або фактичною масою понад 24 т автомобільними дорогами загального користування місцевого значення.

Кількість осей можна визначити із виразу:

$$n = G_a / G_в, \qquad (4)$$

де: G_a – повна вага автомобіля, кН;

$G_в$ - припустиме вагове навантаження на вісь в залежності від групи доріг і відстані між осями, кН.

При виборі кількості ведучих осей слід також враховувати, що при їх мінімальній кількості спрощується трансмісія автомобіля і збільшується її механічний ККД.

Мінімальну кількість ведучих осей $n_{вmin}$ визначають із умови можливості усталеного руху автомобіля при мінімальній швидкості в заданих дорожніх умовах по зчепленню:

$$n_{в\,min} \geq G_a \cdot \psi_{max} / m_{зр} \cdot G_{зч} \cdot \varphi_{розр}, \qquad (5)$$

де $G_a = M_a \cdot g$ – повна вага автомобіля, кН;

g - прискорення вільного падіння, м/сек^2;

$m_{зр}$ - коефіцієнт зміни нормальної реакції дороги на ведучі колеса автомобіля при русі в тяговому режимі;

ψ_{max} - коефіцієнт сумарного опору дороги (максимальне значення для заданих дорожніх умов) $\psi_{max} = (f + i)_{max}$, *де* f - коефіцієнт опору коченню; i - коефіцієнт поздовжнього ухилу дороги);

$$m_{зр} = 1 / (1 - 0{,}3\,\varphi_{розр}), \qquad (6)$$

$\varphi_{розр}$ - коефіцієнт зчеплення ведучих коліс з полотном дороги в несприятливих умовах ($\varphi_{розр}$ = 0,15...0,4).

Величину ψ_{max} вибирають із табл. 4.

Таблиця 4

Орієнтовні значення коефіцієнтів f, ψ_{max} і ухилів i

Показник	Категорія дороги

	I	II	III	IV	V
Середній коефіцієнт опору коченню, *f*	0,012	0,012	0,012* (0,015)	0,020	0,03…0,05
Найбільші поздовжні ухили, *i*	0,03 (0,04…0,06)	0,04 (0,05…0,07)	0,05 (0,06…0,08)	0,06 (0,07…0,09)	0,07 (0,09…0,1)
ψ_{max}	0,072	0,082	0,095	0,110	0,150

* - дані для капітальних покриттів;

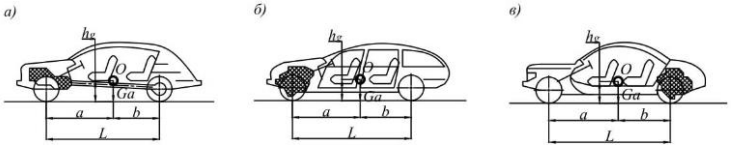
(...) - дані для важких ділянок в пересіченій і гірській місцевостях.

1.3. Уточнення компонування і вагових навантажень на осі автомобіля

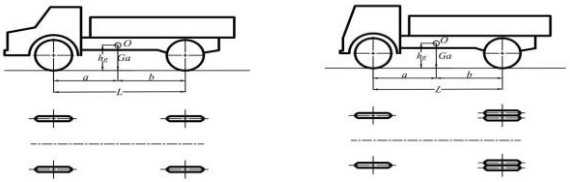
Розробка компонувальної схеми автомобіля включає оптимізацію взаємного розміщення кабіни, двигуна і кузова (багажника), виходячи із цільового призначення і умов експлуатації автомобіля, що проектується.

Типові схеми компонування автомобілів представлені на рис.2.

1. *Легкові автомобілі*

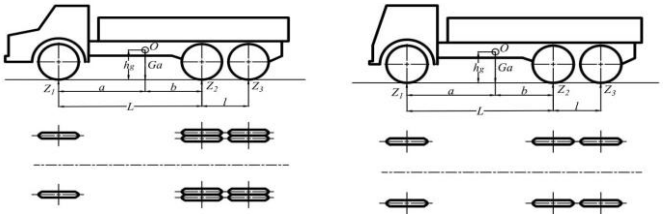


2. *Двовісні вантажні автомобілі*



а б

3. *Тривісні вантажні автомобілі*



а б

Рис. 2. Компонувальні схеми автомобілів

Засновуючись на вибраній компонувальній схемі автомобіля і даних технічних характеристик існуючих конструкцій, визначають навантаження на осі автомобіля, що проектується, виходячи із наступного:

-для легкових автомобілів:

(рис. 2.1 а) - $G_2=(0,53...0,55)G_a$;

(рис. 2.1 б) - $G_2=(0,59...0,61)G_a$;

(рис. 2.1 в) - $G_2=(0,46...0,49)G_a$;

- для двовісних вантажних автомобілів:

$G_2=(0,70...0,75)\ G_a$ (рис. 2.2 а, задні колеса - двоскатні);

$G_2=(0,65...0,70)\ G_a$ (рис. 2.2 б, задні колеса - двоскатні);

$G_2=(0,53...0,57)\ G_a$ (рис. 2.2 б, задні колеса - односкатні);

- для тривісних вантажних автомобілів:

$(G_2+G_3)=(0,75...0,78)\ G_a$ (рис. 2.3 а,б,- колісна формула 6х4);

$(G_2+G_3)=(0,68...0,74)\ G_a$ (рис. 2.3 а,б,- колісна формула 6х6).

При використанні балансирної підвіски задніх коліс тривісних автомобілів приймають $G_2=G_3$**.** Автомобілі з колісними формулами 4х4, 6х6, 8х8, як правило, мають односкатні колеса.

Висоту центра мас h_g приймають:

- для вантажних автомобілів h_o=0,9...1,1 м;

- для легкових автомобілів h_g=0,7...0,8 м.

Величини поздовжньої L і поперечної B баз автомобіля приймають з урахуванням параметрів існуючих конструкцій. Відстані від центра мас до осей коліс автомобіля визначають із виразів: $a=G_2L/G_a$; $b=L-a$.

2. ВИЗНАЧЕННЯ ВИХІДНИХ ДАНИХ ДЛЯ ТЯГОВОГО РОЗРАХУНКУ І РОЗРАХУНОК ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛЯ

2.1. Визначення вихідних даних

2.1.1. Динамічний радіус колеса

Динамічний радіус колеса визначають після вибору шин. В свою чергу, шини автомобіля, що проектуються, вибирають за умови працездатності найбільш навантаженої шини.

Навантаження на шину визначають за залежністю:

$$G_ш = G_i/n, \qquad (7)$$

де G_i- навантаження на міст, кН;

n - число коліс моста (з односкатними шинами $n = 2$, з двоскатними – $n = 4$).

Для більшої достовірності необхідно визначити $G_ш$ на всіх мостах і по більшому з них вибирають шини необхідного розміру і призначення. В розрахунково-пояснювальну записку вносять такі дані про шину:

- позначення, тип рисунка протектора, кількість шарів корду, розміри при максимальному значенні тиску, максимально допустиме навантаження, допустиму швидкість і статичний радіус $\boldsymbol{r_c}$.

Вказаний радіус $r_с$ приймають за динамічний $r_д$, тобто вважають, що $r_с \approx r_д$.

2.1.2. Механічний ККД трансмісії

Механічний коефіцієнт корисної дії трансмісії залежить від кількості і властивостей її елементів:

- k - кількість пар циліндричних шестерень, через які передається крутний момент на певній передачі;
- l - кількість пар конічних гіпоїдних шестерень;
- m - кількість карданних шарнірів;
- n - кількість пар циліндричних шестерень;
- p - кількість шліцьових з`єднань у трансмісії.

Числове значення ККД механічної трансмісії $\eta_т$ дорівнює:

$$\eta_м = 0{,}98^k \cdot 0{,}97^l \cdot 0{,}995^m \cdot 0{,}977^n \cdot 0{,}999^p.$$

Втратами енергії в підшипниках агрегатів трансмісії зневажаємо.

Для визначення $\eta_м$ необхідно накреслити кінематичну схему трансмісії.

2.1.3. Фактор опору повітря

Орієнтовні значення фактору опору повітря $W=KF$ (де K-коефіцієнт обтічності автомобіля Н·с^2/м^4; F- площа проекції автомобіля на площину, перпендикулярну його повздовжній осі, м^2) вибирають із табл. 5. При виборі значення $W=KF$ необхідно пояснити, за рахунок яких заходів його значення знижене в порівнянні з існуючими конструкціями.

Таблиця 5

Орієнтовні значення фактору опору повітря *W*

Тип автомобіля	W, Н·с^2/м^2
1	2
Легкові класів: - особливо малого	0,5...0,6
- малого	0,6...0,7
- середнього	0,75...0,85
- великого	0,85...0,95
Вантажні вантажопідйомністю:	
- до 1 т	1,2...1,5
- 1,1...2,5 т	1,6...2,0
- 2,6...4,0 т	2,1...2,8
- понад 4 т	2,9...3,5
Автопоїзди причіпні:	
- тягач з кузовом-фургоном і причепом-фургоном	3,9...4,0
- тягач з бортовою платформою і бортовим причепом	4,3...4,4
Сідельні автопоїзди:	
- тягач 4х2 з напівпричепом-фургоном	3,4...3,5
- тягач 6х4 з напівпричепом-фургоном	4,2...4,4
Автобуси з кузовом вагонного типу середньої і великої пасажиромісткості	2,9...3,6

2.1.4. Визначення потужності двигуна і побудова його швидкісної зовнішньої характеристики

Розрахунок починають з визначення потужності двигуна N_{ev}, необхідної для забезпечення руху із заданою в завданні максимальною швидкістю V_{max}.

Оскільки при V_{max} j_a=0, то, користуючись рівнянням балансу потужності і приймаючи $г_c$= $г_д$, визначимо

$$N_{ev}= V_{max} \cdot (G_a \cdot \psi_v + K \cdot F \cdot V^2_{max})/1000 \cdot \eta_м, \text{ кВт} \qquad (8)$$

де V_{max} - максимальна швидкість автомобіля, м/с;

G_a - сила тяжіння від повної маси автомобіля, Н;

ψ_v - коефіцієнт опору дороги при максимальній швидкості автомобіля;

$KF = W$ - фактор опору повітря, Нс^2/м^2;

$\eta_м$ - механічний ККД трансмісії.

Потужність N_{ev} відповідає частоті обертання колінчастого вала двигуна ω_v, при якій швидкість руху автомобіля буде максимальною.

Оскільки дизельні двигуни обладнаються регуляторами, що підтримують максимальну частоту обертання колінчастого вала двигуна при $N_{e\,max}$, то для них справедливі рівняння:

$$\omega_V = \omega_N \quad \text{і} \quad N_{e\,v} = N_{e\,max},$$

де $N_{e\,max}$ - максимальна ефективна потужність двигуна, кВт;

ω_N - частота обертання колінчастого вала двигуна при максимальній потужності, с$^{-1}$.

При проектуванні вантажних автомобілів з дизельними двигунами приймають $\omega_N = 220...260$ с$^{-1}$.

В загальному випадку $\omega_v \neq \omega_N$, а значить і $N_{ev} \neq N_{e\,max}$. При цьому $N_{e\,v} < N_{e\,max}$. Тому при проектуванні легкових автомобілів і автобусів з карбюраторними двигунами приймають:

$$N_{e\,max} = 1{,}1 N_{e\,v}\,; \quad \omega_N = 440...580 \text{ с}^{-1}.$$

Для підвищення довговічності карбюраторні двигуни вантажних автомобілів обладнаються обмежувачами максимальної частоти обертання колінчастого вала. Тому для них приймають:

$$N_{e\,max\,об} = N_v\,; \qquad \omega_{N\,об} = 340...420 \text{ с}^{-1}.$$

При побудові повної кривої $N_{eоб} = f(\omega_{об})$ карбюраторного двигуна вантажного автомобіля приймають:

$$\omega_N = 1{,}03...1.04\ \omega_{N\,об}; \quad \omega_v = 1{,}15...1{,}20\,\omega_N;$$

$$N_{e\,max} = 1{,}01...1{,}02\ N_{e\,max\,об}.$$

Для математичного вираження і графічної побудови залежності $\boldsymbol{N_e = f(\omega)}$ використовують формулу проф. С.Р. Лей-дермана:

$$N_e = N_{e\,max}\,[a\frac{\omega_i}{\omega_N} + b(\frac{\omega_i}{\omega_N})^2 - c(\frac{\omega_i}{\omega_N})^3],\ \text{кВт} \qquad (9)$$

Залежність $M_к = f(\omega)$ визначають за формулою:

$$Mк = 1000(N/\omega),\ \text{Н·м} \qquad (10)$$

Питома витрата палива g може бути визначена при використанні залежності:

$$g = K_\omega \cdot g_N,\quad \text{г/кВт·год.} \qquad (11)$$

В формулах (9, 10, 11):

$N_{e\,max}$ - максимальна ефективна потужність двигуна, кВт;

ωi - поточне значення частоти обертання колінчастого вала двигуна, $с^{-1}$,

($\omega_i = 0{,}1\omega_N$; $0{,}2\omega_N$; $0{,}3\omega_N$; …, ; ω_N);

ω_N - частота обертання колінчастого вала двигуна при максимальній потужності, $с^{-1}$;

N_e, $M_к$, g - поточні значення відповідно потужності, крутного моменту (Н·м) і питомої витрати палива при ω_i;

а, в, с - емпіричні коефіцієнти рівняння (9);

K_ω - коефіцієнт впливу частоти обертання колінчастого вала двигуна на питому витрату палива;

g_N - питома витрата палива, г/кВт·год. (у дизелів g_N =210...240 г/кВт·год., у карбюраторних - g_N =320...360 г/кВт·год.

Значення коефіцієнтів *а, в, с* і коефіцієнта $k = a\frac{\omega_i}{\omega_N} + b(\frac{\omega_i}{\omega_N})^2 - c(\frac{\omega_i}{\omega_N})^3$ можна визначити за табл. 6.

Таблиця 6

Коефіцієнти до побудови кривої потужності за методом С.Р. Лейдермана

Коефі-цієнти	Значення для двигунів	
	Карбюраторних	Дизелів

	вантажні автомобілі	легкові і автобуси.	вантажні автомобілі	легкові і автобуси
a	1,0	0,9	0,7	0,8
b	1,0	1,1	1,3	1,2
c	1,0	1,0	1,0	1,0
k	$k_i = a\frac{\omega_i}{\omega_n} + b(\frac{\omega_i}{\omega_n})^2 - c(\frac{\omega_i}{\omega_n})^3$			
0,2	0,232	0,216	0,184	0,200
0,3	0,363	0,243	0,300	0,321
0,4	0,496	0,272	0,424	0,448
0,5	0,625	0,600	0,550	0,575
0,6	0,744	0,720	0,672	0,696
0,7	0,847	0,826	0,784	0,805
0,8	0,928	0,912	0,880	0,896
0,9	0,981	0,972	0,954	0,963
1,0	1,000	1,000	1,000	1,000
1,1	0,98	0,99	—	—

При обраних значеннях відповідні їм значення коефіцієнта k_ω можна визначити за графіком залежності $k_\omega = f(\frac{\omega_i}{\omega_n})$ (рис. 3).

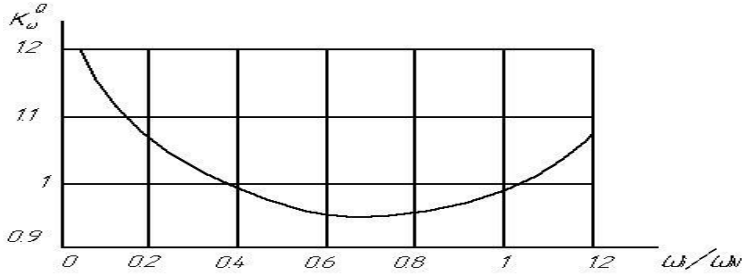


Рис. 3. Залежність коефіцієнта K_ω від відношення ω_i/ω_N

Годинна витрата палива $Q_г$ визначається за формулою:

$$Q_г = g \cdot N_e / 1000, \text{ кг/год.} \qquad (12)$$

Результати розрахунків ω_i, N_{ei}, M_{ki}, g_i для побудови швидкісної зовнішньої характеристики двигуна наводяться у вигляді таблиці 7.

Таблиця 7

Параметри швидкісної зовнішньої характеристики двигуна

$K_i = \dfrac{\omega_i}{\omega_n}$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1
ω_i, 1/с										
N_{ei}, кВт										
M_{ki}, Нм										
g_i, г/кВт·год.										
$Q_г$,кг/год.										

Зразок швидкісної зовнішньої характеристики автомобільного поршневого двигуна внутрішнього згоряння наведений на рис. 4.

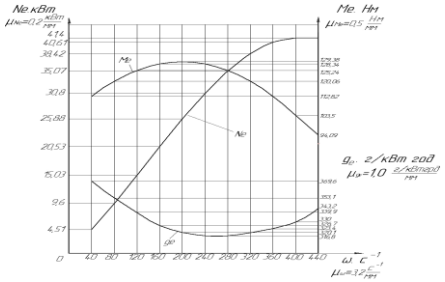


Рис. 4. Швидкісна зовнішня характеристика автомобільного поршневого двигуна внутрішнього згоряння

2.1.5. Визначення кількості передач і передаточних чисел трансмісії автомобіля

За умови забезпечення заданої максимальної швидкості руху автомобіля визначають мінімальне передаточне число трансмісії, яке дорівнює:

$$u_{тр\ min} = (\omega_{max} \cdot г_к)/V_{max}, \qquad (13)$$

де ω_{max} - максимальна частота обертання колінчастого вала двигуна, $с^{-1}$ (для карбюраторного автомобіля $\omega_{max} = \omega_{Nоб}$; легкового автомобіля і автобуса - ω_{max}; для дизельного двигуна $\omega_{max} = \omega_N$);

$г_к$ - кінематичний радіус колеса ($г_к \approx г_g \approx г_{ст}$), м;

V_{max} - максимальна швидкість руху автомобіля, м/с.

При наявності в трансмісії коробки передач, додаткової коробки передач і головної передачі:

$$u_{тр\ min} = u_{к\ min} \cdot u_{дк\ min} \cdot u_о, \qquad (14)$$

де $u_{к\ min}$ - мінімальне передаточне число коробки передач (при застосуванні тривальної коробки передач з останньою прямою передачею - $u_{к\ min} = 1$; в автомобілях з двовальними коробками передач $u_{к\ min} = 0,7...0,95$; в механічних трансмісіях з додатковою коробкою $u_{к\ min} = 0,71...0,82$); при відсутності додаткової коробки вважають $u_{дк\ min} = 1$;

$u_{дк\ min}$ - мінімальне передаточне число додаткової коробки ($u_{дк\ min} = ,0...1,3$);

$u_о$ - передаточне число головної передачі.

Прийнявши, враховуючи призначення і умови експлуатації автомобіля, що проектується, $u_{к\ min}$ та $u_{дк\ min}$, визначимо передавальне число головної передачі:

$$u_о = u_{тр\ min} /(u_{к\ min} \cdot u_{дк\ min}). \qquad (15)$$

Максимальне передаточне число трансмісії $u_{тр\ max}$ визначають за умови подолання автомобілем найбільшого сумарного опору дороги ψ_{max}:

$$u_{тр\ max} = (\psi_{max} \cdot G_a \cdot г_д)/(M_{к\ max} \cdot \eta_{тр}), \qquad (16)$$

де ψ_{max} - максимальне значення коефіцієнта сумарного опору дороги;

$\psi_{max} = 0,25...0,3$ - для всіх типів автомобілів, призначених для міжміських сполучень;

$\psi_{max} = 0,35...0,45$ - для інших вантажних автомобілів;

$\psi_{max} = 0,45...0,55$ - для всіх типів автомобілів підвищеної прохідності;

$г_д \approx г_{ст}$ - динамічний радіус колеса, м;

$M_{к\ max}$ - максимальний крутний момент двигуна, Н*м;

$\eta_{тр}$ - ККД механічної трансмісії.

Отримана величина $u_{тр\ max}$ повинна бути перевірена за умови зчеплення ведучих коліс з опорною поверхнею:

$$u_{тр\ max} \le (G_{зч} \cdot г_д \cdot \varphi_p)/(M_{к\ max} \cdot \eta_{тр}), \qquad (17)$$

де $G_{зч}$ - сила тяжіння від маси автомобіля, що припадає на ведучі колеса, кН:

$G_{зч} = G_1$, $G_{зч} = G_2$ - для автомобілів з колісною формулою 4х2 відповідно передньоприводних і задньоприводних;

$G_{зч} = G_2 + G_3$ - для автомобілів з колісною формулою 6х4;

$G_{зч} = G_a$ - для повноприводних автомобілів;

$\varphi_p = 0,4$ - розрахункове значення коефіцієнта зчеплення.

При виконанні нерівності (17) знайдену величину $u_{тр\ max}$ можна використовувати в подальших розрахунках, якщо ж вона не виконується, слід зменшити обране значення ψ_{max} і відповідно, вказати дорожні умови, в яких автомобіль може експлуатуватись.

Максимальне передаточне число трансмісії дорівнює:

$$u_{тр\ max} = u_{к\ max} \cdot u_{дк\ max} \cdot u_о, \qquad (18)$$

де $u_{к\ max} = u_{к1}$ - передаточне число першої передачі коробки передач;

$u_{дк\ max}$ = *1,9...2,3* - максимальне передаточне число додаткової коробки передач.

Враховуючи результат, отриманий з виразу (16), який відповідає нерівності (17), з формули (18) отримуємо значення передаточного числа першої передачі коробки передач:

$$u_{к1} = u_{тр\ max} / (u_{дк\ max} \cdot u_о) \qquad (19)$$

Число передач коробки передач залежить від типу, питомої потужності і умов експлуатації автомобіля, що проектується.

Коробки передач легкових автомобілів мають, як правило, 4 або 5 ступенів; вантажних автомобілів вантажопідйомністю 3-10 т - 5 або 6 ступенів, вантажопідйомністю більше 10 т – 8-20 ступенів (разом з подільником або додатковою коробкою передач); автомобілів-тягачів - 4 або 5 ступенів з двоступінчастою головною передачею.

Передаточні числа проміжкових передач підбирають за умови забезпечення оптимальних показників тягово-швидкісних і паливно-економічних властивостей автомобіля.

Найчастіше їх підбирають за законом геометричної прогресії, згідно якого кількість передач визначається з виразу:

$$n = ((lg\ u_{к\ min} - lg\ u_{к\ max})/lg\ q) + 1, \qquad (20)$$

де $q_д = \dfrac{\omega_M}{\omega_N}$ та $q_к = \dfrac{\omega_M}{\omega_{max}}$ - показник геометричної прогресії відповідно для коробок передач вантажних автомобілів і автобусів з дизельними двигунами і легкових автомобілів і автобусів з карбюраторними двигунами.

При використанні останньої прямої передачі передаточні числа визначають з виразу:

$$u_{kj} = \sqrt[n-1]{u_{k1}^{\ n-j}}\ , \qquad (21)$$

де n - число передач коробки передач;

j - порядковий номер проміжкової передачі.

Якщо остання передача прискорююча, а передостання пряма, проміжкові передаточні числа обчислюються за такою формулою:

$$u_{kj} = \sqrt[n-2]{u_{k1}^{\,n-1-j}}\,, \qquad (22)$$

де u_{k1} - передаточне число першої передачі.

В коробках передач вантажних автомобілів, що мають підвищуючу передачу, значення її передаточного числа підбирається в межах 0.6...0.8.

Остаточно передаточні числа коробок передач уточнюють при виборі параметрів зубчастого зачеплення в процесі проектування коробки передач.

Обчислені значення параметрів двигуна і трансмісії використовуються в подальших розрахунках експлуатаційних властивостей автомобіля і складових елементів автомобіля, що проектується.

2.2. Визначення експлуатаційних властивостей автомобіля

2.2.1. Побудова динамічної характеристики і графіка прискорень автомобіля

Динамічна характеристика автомобіля - це графічне зображення залежності динамічного фактора D від швидкості руху автомобіля v_a (тобто $D = f(v_a)$).

При побудові динамічної характеристики автомобіля використовується швидкісна зовнішня характеристика двигуна (рис.4, табл. 7).

Динамічний фактор автомобіля дорівнює:

$$D = (P_p - P_w)/G_a, \qquad (23)$$

де P_p - сила тяги на ведучих колесах автомобіля, Н;

P_w - сила опору повітря, Н.

Сила тяги дорівнює:

$$P_{p\,ij} = (M_{ei} \cdot u_{kj} \cdot u_o \cdot \eta_{тр})/r_д = ((M_{eN} \cdot u_{kj} \cdot u_o \cdot \eta_{тр})/r_д) \cdot (a + b\kappa_i - \kappa_i^2), \qquad (24)$$

де M_{ei} - і-те значення крутного моменту двигуна;

u_{kj} - передаточне число j-тої передачі коробки передач;

$$\kappa_i = \frac{\omega_i}{\omega_N}\,.$$

Сила опору повітря визначається з виразу:

$$Pw = K \cdot f \cdot v_{ij}^2 , \qquad (25)$$

де v_{ij} - швидкість руху автомобіля при W_{ei} частоті обертання колінчастого вала двигуна на j-тій передачі, м/с:

$$v_{ij} = (\omega_{ei} \cdot г_к)/(u_{kj} \cdot u_o) = (\omega_{eN} \cdot к_i)/(u_{kj} \cdot u_o). \qquad (26)$$

Враховуючи рівняння (23...26) і використовуючи дані табл. 8, динамічний фактор обчислюється з рівняння:

$$D_{ij} = A \cdot u_{kj} \cdot(a+bк_i+к_i^2) - B(к^2_i/u^2_{kj}), \qquad (27)$$

де $A = (M_{eN} \cdot u_o \cdot \eta_{гр} \cdot u_{дк})/(г_д \cdot G_a)$; $B = ((KF/G_a) \cdot (r)^2) \cdot (1/ u_{дк}^2)$ - константи, які визначаються для всіх значень передавальних чисел додаткових коробок $u_{дкі}$.

При відсутності додаткової коробки передач в автомобілі, що проектується, $u_{дк} = 1$.

Для полегшення обчислень приймаємо, що

$$v_{ij} = C \cdot (k_i/u_{кj}) \qquad (28)$$

де $C = (\omega_{eN} \cdot г_к)/(u_o \cdot u_{дк})$ - постійна (для даного автомобіля) величина.

Прискорення автомобіля на j-тій передачі (при $\psi = 0{,}02$, $\delta = 1{,}03+0{,}05\, u_{кj}^2$)

$$j_{ij} = (dv/dt)_{ij} = (D_{ij} - \psi) \frac{g}{\delta} = ((D_{ij} - 0{,}02)/(1{,}04+0{,}04\, {}_{кj}^2)) \cdot 9{,}81. \qquad (29)$$

Якщо прийняти величину

$$9{,}81/(1{,}04+0{,}04\, u_{кj}^2) = E_j, \qquad (30)$$

яка є постійною, то

$$j_{ij} = (D_{ij} - 0{,}02) \cdot E_j. \qquad (31)$$

Отримані в результаті обчислень за формулами (26; 27; 30) значення v_{ij} , D_{ij} і j_{ij} зводимо в таблицю 8. На основі обчислених даних (табл. 8) будують динамічну характеристику (рис. 5) і графік прискорень автомобіля, що проектується (рис. 6).

Таблиця 8

Результати розрахунків швидкості динамічного фактора і прискорення автомобіля

Передача	Пара-метр	*Ki*									
		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1
	ω_i, c^{-1}										
	Ne, кВт										
	Мк, Н·м										
	ge, г/кВт·год.										
Перша (нижча) $u_{к1}$= E_1=	V_1, м/с										
	D_1										
	j_1, м/с^2										
Друга $u_{к2}$= E_2=	V_2, м/с										
	D_2										
	j_2, м/с^2										
Остання (вища) $u_{кi}$= E_i=	V_1, м/с										
	D_i										
	j_i, м/с^2										

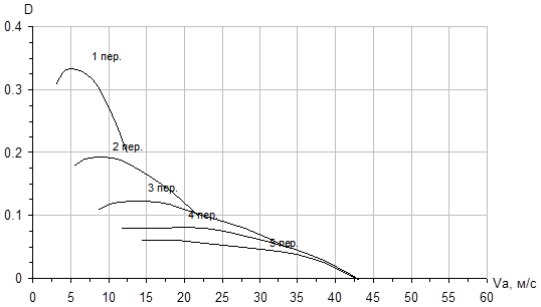


Рис.5. Динамічна характеристика автомобіля

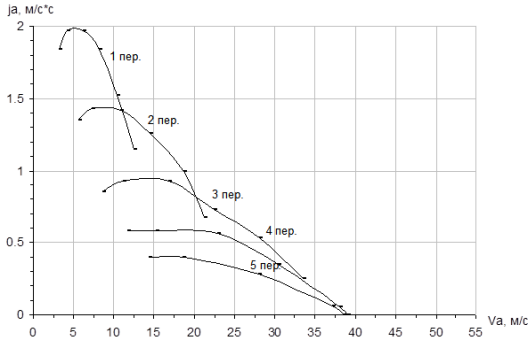


Рис.6. Графік прискорень автомобіля

2.2.2. Побудова графіків часу і шляху розгону автомобіля

Для побудови графіка часу $v = f(t_a)$ і шляху $v = f(S_a)$ розгону автомобіля графоаналітичним методом використовують графік прискорень автомобіля $j_a = f(v_a)$ (рис.6).

Для цього кожну криву графіка прискорень ділять на кілька інтервалів (рис.7), кінці яких з'єднують відрізками прямої, тобто представляють її у вигляді кусочно-лінійної функції.

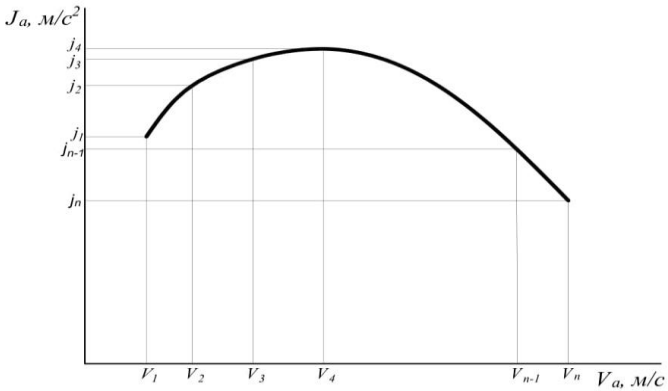


Рис.7. Графік залежності прискорення автомобіля j_a від його швидкості v_a на і-тій передачі

Кінці інтервалів швидкостей і прискорень позначають відповідно v_{i1}, v_{i2}… v_{in} і j_{i1}, v_{i2}… j_{in}. Тоді для кожного інтервалу швидкостей час розгону автомобіля буде дорівнювати:

$$t_{i1} = \frac{2(v_{i1} - 0)}{j_{i1} + 0}, t_{i2} = \frac{2(v_{i2} - v_{i1})}{j_{i1} + j_{i2}}, ..., t_{in} = \frac{2(v_{in} - v_{in-1})}{j_{in-1} + j_{in}}.$$

Шлях розгону для кожного інтервалу швидкостей:

$$S_{i1} = \frac{0 + v_{i1}}{2} t_{i1}, S_{i2} = \frac{v_{i1} + v_{i2}}{2} t_{i2}, ..., S_{in} = \frac{v_{in-1} + v_{in}}{2} t_{in}.$$

Знайдені в діапазоні від $v_a = 0$ до $v_a = v_{amax}$ значення t_{in} і S_{in} заносять до табл. 9.

Таблиця 9

Результати обчислень часу і шляху розгону автомобіля

	Інтервал швидкості							
	1	2	3	4	5	…	n-1	n
Швидкість в кінці інтервала v_{ai}, м/с								
Прискорення в кінці інтервала j_{ai}, м/с^2								
Час розгону в інтервалі, t_i, с.								
Сумарний час розгону $T = \Sigma t_i$, с								
Шлях розгону в інтервалі S_i, м								
Сумарний шлях розгону $S = \Sigma S_i$, м								

Падіння швидкості під час переключення передач дорівнює $\Delta V_n = t_n \cdot g(-2\Psi_1)/\delta_n = t_n \cdot g \cdot \Psi_1/\delta_n$, де t_n=1,5 с. - час переключення передач; Ψ_1-коефіцієнт сумарного опору дороги при швидкості

автомобіля на початку переключення; δ_n – коефіцієнт врахування мас автомобіля, що обертаються (δ_n = 1 + 0.03 …..0.05).

Користуючись розрахунковими даними, будують графіки залежностей v = f(t_a) і v = f(S_a) (рис. 8).

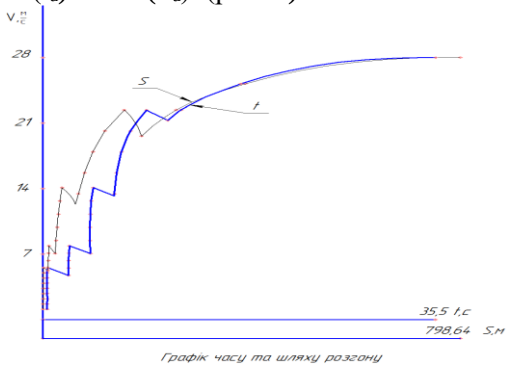


Рис. 8. Графіки часу та шляху розганяння автомобіля

2.2.3. Побудова паливно-швидкісної характеристики автомобіля

Для побудови паливно-економічної характеристики автомобіля використовують залежність:

$$Qs = \frac{q_N \cdot K_W^Q \cdot K_N}{3{,}6 \cdot 10^4 \cdot \eta_{\partial\partial} \cdot \rho}(P_\psi + P_W), \text{ л/100км} \qquad (32)$$

де q_N - питома витрата при максимальній потужності двигуна, г/кВт*год;

ρ - питома вага палива, г/см^3 (для бензину $\rho_б$ = 0,75 г/см^3, для дизельного палива $\rho_д$ = 0,83 г/см^3);

K_ω - коефіцієнт, який враховує зміну питомої витрати палива в залежності від частоти обертання колінчастого валу двигуна

визначається за графіком рис. 9 а),

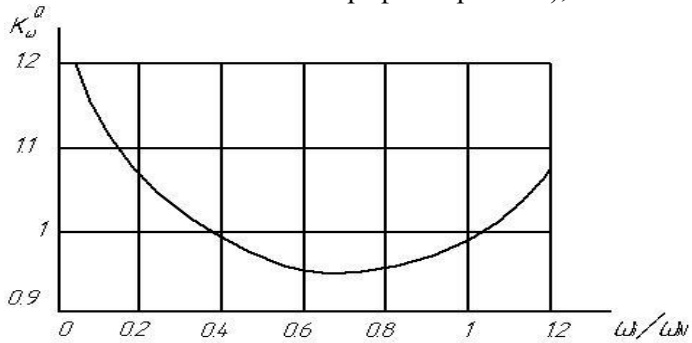


Рис. 9а. Залежність коефіцієнта K_ω від відношення ω_i/ω_N

K_N - коефіцієнт впливу ступеня використання потужності двигуна на величину g_N (визначається за графіком рис. 9 б).

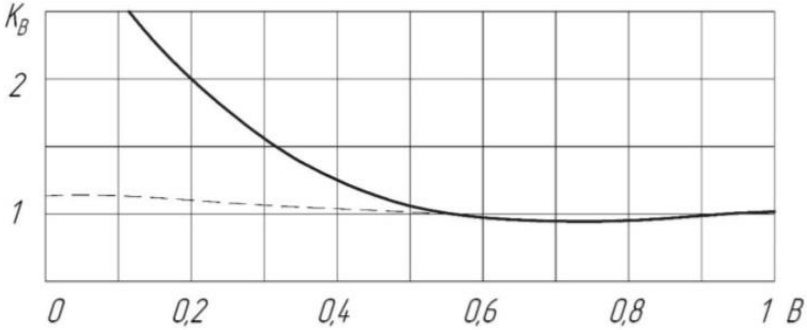


Рис. 9 б. Залежність коефіцієнта K_N (Кв) від ступеня використання потужності: ----- бензиновий двигун; - - - - -дизель

Розрахунки для отримання даних для побудови паливно-економічної характеристики автомобіля виконують в такій послідовності. З табл. 9 в табл. 11 виписують значення $\frac{\omega_i}{\omega_N}$, N_{ei},

v_{ai} (для вищої передачі). Туди ж заносять визначені за графіками рис. 9а і 9б значення коефіцієнтів K_W^Q і K_N .

Після підрахування сил $P_\psi = \psi * G_a$, $P_{Wi} = W * v_i^2$ та потужності $N_{пi}$, яка дорівнює:

$$N_{пi} = (\psi_1 * G_a * v_i + P_{Wi} * v_i)/(1000 * \eta_{тр}) \qquad (33)$$

де: $N_{пi}$ - потужність, яку повинен розвити двигун при русі автомобіля по дорозі з коефіцієнтом опору ψ = 0,02 зі швидкістю v_i; значення P_ψ , P_{Wi} та $N_{пi}$ заносять до табл. 10.

На основі вихідних даних (табл. 10) розраховують значення Q_{Si} (за формулою (32)) і будують графік залежності $Q_{Si} = f(v_a)$ (рис. 10).

Таблиця 10

До визначення показників паливно-швидкісної характеристики автомобіля

Величина	Частота обертання колінчастого вала ω_i, c^{-1}						
	ω_1	ω_2	ω_3	ω_4	ω_5	……..	ω_n
ω_1/ω_n							
N_{ei} ,кВт							
v_i ,км/год							
K_{Wi}^Q							
K_N							
P_ψ , Н							
P_{Wi}, Н							
$N_{пi}$, кВт							
$N_{пi}/N_i$							
Q_{Si} , л							

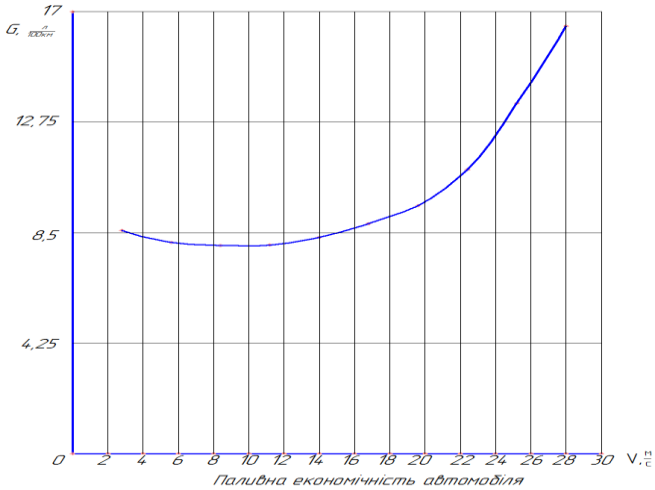


Рис.10. Паливно-швидкісна характеристика автомобіля

2.2.4. Гальмові властивості автомобіля

Для оцінки гальмових властивостей автомобіля використовуються показники:

- шлях гальмування $S_г$, м

$$S_г = \frac{v_a^2}{2g(\varphi \cdot \cos\alpha + f \pm \sin\alpha)}, \qquad (34)$$

де v_a - швидкість автомобіля, з якої починається гальмування (встановлюється згідно вимог до випробувань гальмових систем), км/год.;

α - кут нахилу полотна дороги, град.;

f - коефіцієнт опору кочення коліс;

φ - коефіцієнт зчеплення коліс з полотном дороги;

$g = 9{,}81$ м/с^2 - прискорення сили ваги.

- уповільнення j_c, м/с^2

$$j_c = (\varphi \cdot \cos\alpha + f \pm \sin\alpha)g\,. \qquad (35)$$

Значення α, f, φ відповідають показникам рівної ділянки дороги з сухим цементобетонним або асфальтним покриттям.

На основі розрахунків будують графіки залежностей $S_{г\ i} = f(v_a, \varphi)$ та $j_c = f(v_a, \varphi)$ (рис. 11).

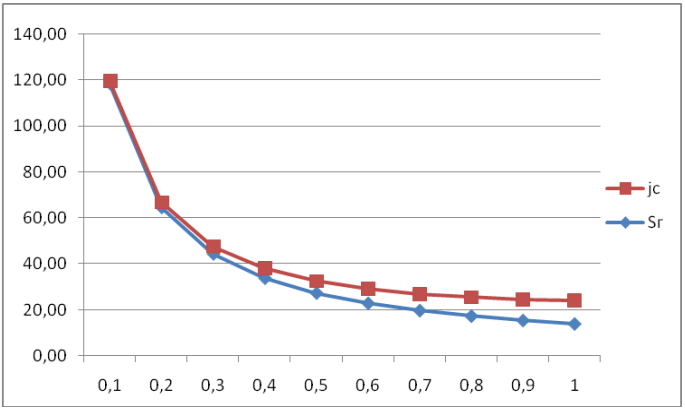


Рис. 11. Графіки залежностей $S_{г\ i} = f(v_a, \varphi)$ та $j_c = f(v_a, \varphi)$

Отримані значення $S_г$ і j_c порівнюють з вимогами “Правил дорожнього руху України” і роблять висновок про ефективність гальмової системи і відповідність діючим вимогам.

2.2.5. Стійкість автомобіля

Поперечна стійкість автомобіля оцінюється за величиною критичної швидкості автомобіля під час руху по криволінійній траєкторії згідно з умовами бічного перекидання $v_{пер}$ і заносу $v_з$:

$$v_{пер} = \sqrt{\frac{gRB}{2h_g}}\ ; \qquad (36)$$

$$v_з = \sqrt{gR\varphi}\ , \qquad (37)$$

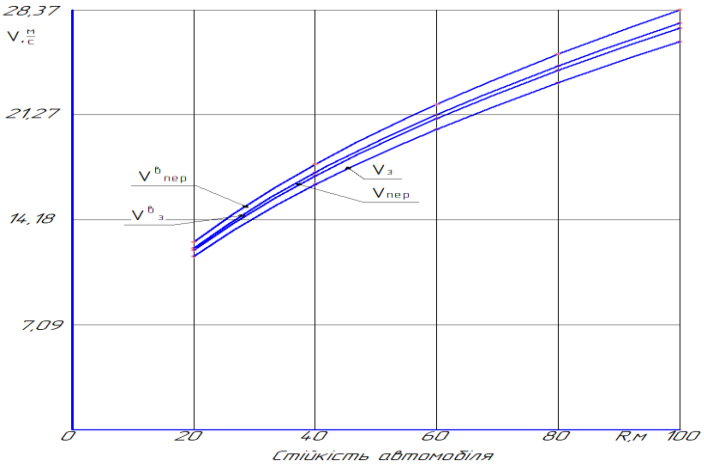
де R - радіус кривизни полотна дороги в плані, м;

B - ширина колії автомобіля, м;

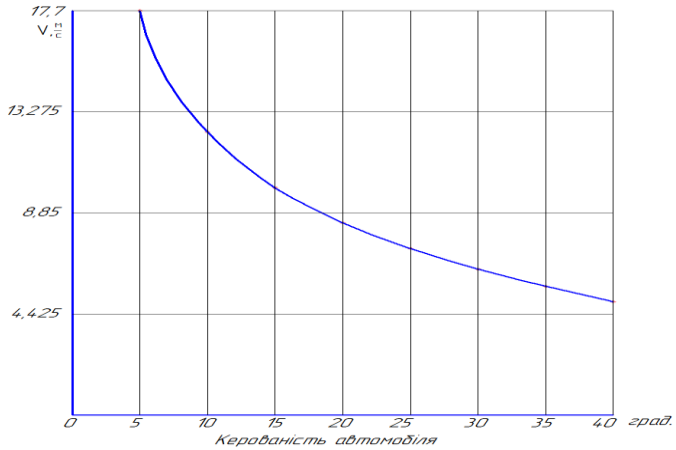
h_g - висота центра мас автомобіля, м;

φ - коефіцієнт зчеплення (асфальт, асфальтобетон).

Розрахунки значень $v_{пер}$ і $v_з$ проводяться для значень R (20, 40, 60, 80, 100м). Після отримання значень $v_{пер}$ і будують графік залежності $v_{пер\,(ков)} = f(R)$ (рис. 12а).



а



б

Рис. 12. Залежності критичних швидкостей руху автомобіля:
- а – від радіусу повороту; - б – за умови керованості від кута повороту керованих коліс

При русі автомобіля на віражі критчні швидкості визнача-ються за формулами:

$$V^{в}_{пер} = \sqrt{\frac{gR\left(\frac{B}{2} + h_g \cdot tg\beta\right)}{h_g - \frac{B}{2} tg\beta}}\ ; \qquad (36)$$

$$V^{в}_{з} = \sqrt{\frac{gR(\varphi + tg\beta)}{1 - \varphi \cdot tg\beta}}\ , \qquad (37)$$

де $\boldsymbol{\beta}$ =4° - кут поперечного нахилу дороги.

Для кожного значення R (10 м; 20 м; 30 м; 40 м; 50м; 60 м; 70 м; 80 м; 90 м; 100 м) необхідно розрахувати значення $V_{пер}$ і $V_{вковз}$ під час руху на віражі та побудувати графіки залежностей $V^{в}_{пер}$ =f(R) та $V^{в}_{з}$ = f(R).

На основі аналізу графіків, зображених на рис. 12, зроби-ти висновки про вплив поперечного нахилу дороги на вели-чини критичних швидкостей та стійкість автомобіля.

2.2.6. Керованість автомобіля

Керованість автомобіля визначається мірою відповідності траєкторії його руху положенню керованих коліс. Її оцінюють критичними швидкостями руху по боковому ковзанню $v_{кер}$ і по збоченню $v_{зб}$ коліс, а також радіусом повороту автомобіля R_e.

Критична швидкість з умов керованості дорівнює:

$$v_{кер}=\sqrt{\left[\frac{\sqrt{\varphi^2-f^2}}{tg\theta}-f\right]-L\cdot g\cdot\cos\theta}\,, \qquad (38)$$

де φ - коефіцієнт зчеплення шин з дорогою (розрахункове значення 0,4);

f - коефіцієнт опору коченню коліс (f =0,02);

L - повздовжня база автомобіля, м;

θ - середній кут повороту керованих коліс автомобіля, м.

Графік залежності $v_{керi}$ = f(θ) (рис. 12б) будується після обчислення $V_{кер}$ і при значеннях θ = 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40°.

Під час руху автомобіля зі швидкістю більшою, ніж $v_{кер}$, керовані колеса будуть ковзати в поперечному напрямку і поворот їх на ще більший кут не приведе до зміни загального напрямку руху.

Радіус повороту автомобіля (рис. 13) дорівнює:

$$R_e=\frac{L}{tg(\theta-\delta_1)+tg\delta_2}\,, \qquad (39)$$

де $\delta_1=\frac{P_{\delta_1}}{\sum K_{від_1}}$; $\delta_2=\frac{P_{\delta_2}}{\sum K_{від_2}}$ - кути бокового збочення відповідно передніх і задніх коліс, град;

P_{δ_1}, P_{δ_2} - бокові сили, які діють на колеса відповідно передньої і задньої осей автомобіля, Н;

$K_{від_1}$, $K_{від_2}$ - коефіцієнти опору збоченню одного одинарного колеса відповідно передньої і задньої осі, Н/град (для колеса легкового автомобіля значення $K_{від}$ дорівнює 500...1000 Н/град, вантажного автомобіля - 800...1500 Н/град).

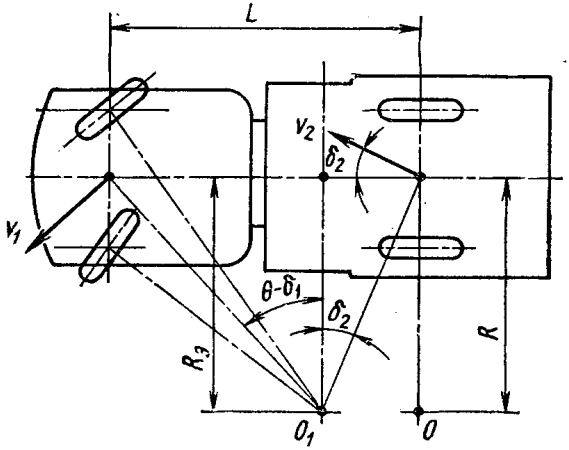


Рис.13. Схема повороту автомобіля з еластичними колесами.

Граничні значення бокових сил, при яких колеса котяться без бокового ковзання

$$P_{\delta_1} = 0{,}4\,P_{\varphi_1}\,; \qquad P_{\delta_2} = 0{,}4\,P_{\varphi_2}\,,$$

де $P\varphi_1 = \varphi\, G_1$; $P\varphi_1 = \varphi\, G_2$ - сили зчеплення з полотном дороги коліс відповідно передньої і задньої осей, Н.

Після визначення кутів бокового збочення коліс δ_1 і δ_2 обчислюють радіус повороту автомобіля, що проектується, з еластичними колесами (R_e), з радіусом повороту автомобіля з жорсткими (в бічному напрямі) колесами (R), який дорівнює:

$$R = L/\mathrm{tg}\,\theta\,, \qquad (40)$$

і порівнюють отримані R_e і R.

Керованість автомобіля при:

$R_e = R$ - нейтральна;

$R_e > R$ - недостатня;

$R_e < R$ - надлишкова.

Доцільно, щоб керованість автомобіля була нейтральною або недостатньою. Якщо ж отримані значення R_e і R відповідають

надлишковій керованості, то необхідно визначити критичну швидкість за умови бокового збочення коліс осей за формулою:

$$v_{зб} = \sqrt{\frac{g \cdot L}{\frac{G_2}{\sum K_{від_2}} - \frac{G_1}{\sum K_{від_1}}}}\,. \qquad (41)$$

Отримане значення $v_{зб}$ повинно бути на 20...30% більшим від заданої максимальної швидкості руху автомобіля.

2.2.7. Плавність ходу автомобіля

Плавність ходу автомобіля при його коливаннях оцінюється:
- частотою вільних коливань підресорених мас;
- частотою вільних коливань непідресорених мас;
- прискоренням підресорених мас;
- швидкістю зміни прискорення підресорених мас.

Частота вільних коливань підресорених мас автомобіля може бути визначена з виразу:

$$\nu_{п} = \frac{1}{2\Pi}\sqrt{\frac{g}{f_{ст}}}\ , \text{ с}^{-1} \qquad (42)$$

де $f_{ст}$ - статичний прогин підвіски, м.

Для вантажних автомобілів і міських автобусів приймають $f_{ст}$ = 0,08...0,13 м, при цьому більші значення приймають для передньої підвіски, менші - для підвіски задніх коліс вантажних автомобілів.

У сучасних легкових автомобілів для передньої підвіски $f_{ст}$ =0,15...0,25 м, для задньої підвіски $f_{ст}$ =0,12...0,18 м. Для міжміських автобусів $f_{ст}$ = 0,12…0,18 м.

Плавність ходу можна вважати задовільною, якщо:

$\nu_{п}$ = 0,8...1,3 Гц - для легкового автомобіля;

$\nu_{п}$ = 1,2...1,8 Гц - для вантажного автомобіля.

Частота вільних коливань непідресорених мас автомобіля дорівнює:

$$\nu_{п} = \frac{1}{2П}\sqrt{\frac{\sum C_{ш}}{m_{м}}}\ , \qquad (43)$$

де $\Sigma C_{ш}$ - сумарна радіальна жорсткість шин моста, Н/м;

$m_{м}$ - маса моста, кг.

Жорсткість однієї шини визначити за залежністю:

$$C_{ш} = \frac{G_{ш\,max}}{(Д_{в}/2) - г_{с}}\ , \qquad (44)$$

де $G_{ш\,max}$ - максимальне припустиме навантаження на шину, Н;

$Д_{в}$ - зовнішній діаметр шини при максимальному тиску без навантаження, м;

$г_{с}$ - статичний радіус шини при максимальному тиску і навантаженні, м.

Чисельні значення $G_{ш\,max}$, $Д_{в}$, $г_{с}$, наведені в додатку 3. Для задовільнення вимог плавності ходу автомобіля частота вільних коливань його непідресорених мас повинна бути:

$\nu_{н}$ = 8...12 Гц - для легкових автомобілів;

$\nu_{н}$ = 6,5...9 Гц - для вантажних автомобілів.

Під час руху автомобіля по дорозі, яка має нерівності, він здійснює вимушені коливання, частота і амплітуда яких залежить від швидкості руху автомобіля, висоти і довжини хвиль нерівностей на дорозі.

Частота вимушених коливань в цьому випадку дорівнює:

$$\nu_{а} = v_{а}/S, \qquad (45)$$

де $v_{а}$ - швидкість руху автомобіля, м/с;

S - довжина хвилі нерівності на дорозі, м ($S_{м}$=0,5...5м).

Під час руху автомобіля можуть виникнути резонансні явища:

- низькочастотні - $\nu_{п} = \nu_{в}$;
- високочастотні - $\nu_{н} = \nu_{в}$,

що мають місце при відповідних швидкостях руху автомобіля:

$$v_a = \nu_п S \quad і \quad v_a = \nu_н S \qquad (45)$$

Використовуючи залежності (45), необхідно побудувати залежності $v_a = f(S)$ для підресорених і непідресорених мас передніх і задніх мостів автомобіля, що проектується (рис. 14).

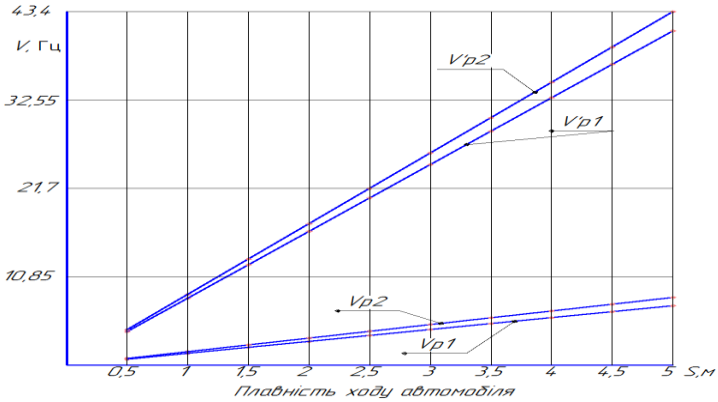


Рис. 14. Залежність резонансних швидкостей руху автомобіля від довжини нерівності

2. ПРОЕКТУВАННЯ ОСНОВНИХ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТРАНСМІСІЇ, ХОДОВОЇ СИСТЕМИ, ОРГАНІВ КЕРУВАННЯ АВТОМОБІЛЯ

Метою цієї частини індивідуального завдання є вибір та обгрунтування основних функціональних елементів автомобіля відповідно до завдання з урахуванням особливостей цільового призначення і умов експлуатації автомобіля, що проектується. При цьому необхідно враховувати як досвід автомобілебудування, впроваджений в конструкціях вітчизняних і зарубіжних автомобілів, так і основні тенденції розвитку їх функціональних елементів і автомобілів в цілому.

Конструкції вузлів, механізмів, систем, що проектуються, повинні відповідати вимогам мінімізації матеріальних і трудових витрат на їх обслуговування в процесі експлуатації і ремонті (легкість зборки і розбирання, простота регулювання, достатній доступ для проведення обслуговування).

В розрахунково-пояснювальній записці повинні бути включені кінематичні схеми з відповідними конструктивними параметрами, необхідні розрахунки головних параметрів з наведенням переліку матеріалів, які використовують для виготовлення основних деталей кожного вузла або механізму. В ній також наводяться розрахунки основних деталей на міцність, яка повинна відповідати значенням розрахункових навантажень.

Графічна частина проекту включає в себе детальну розробку конструкції функціональних елементів автомобіля згідно індивідуального завдання. Конструкція цих елементів повинна бути представлена в загальному вигляді і мати необхідну для повного розуміння конструкції кількість проекцій і розрізів.

Оформлення розрахункової і графічної частини проекту повинно відповідати діючим стандартам.

3.1. Трансмісія

Для розвитку окремих вузлів і агрегатів автомобіля можуть бути використані різні розрахункові режими, які повинні відповідати поставленій у проекті задачі.

Перший розрахунковий режим (по максимальному крутному моменту двигуна) використовується для повірочних розрахунків.

Другий розрахунковий режим (по максимальному зчепленню ведучих коліс з опорною поверхнею) доцільно використовувати при розрахунках карданних валів і мостів багатовісних повноприводних автомобілів, а також автомобілів з блокованим приводом, коли розподіл моменту двигуна по окремих мостах не може бути визначений.

Третій розрахунковий режим (по максимальному динамічному навантаженню, яке має місце під час руху автомобіля) є основним при розрахунках на міцність і дозволяє встановити максимально можливі напруги в деталях трансмісії.

Четвертий розрахунковий режим враховує дійсні експлуатаційні навантаження і використовується в розрахунках на втомлюваність.

3.1.1. Зчеплення

Після вибору і обгрунтування конструкції зчеплення його кінематична схема вміщується до розрахунково-пояснювальної записки (рис. 15).

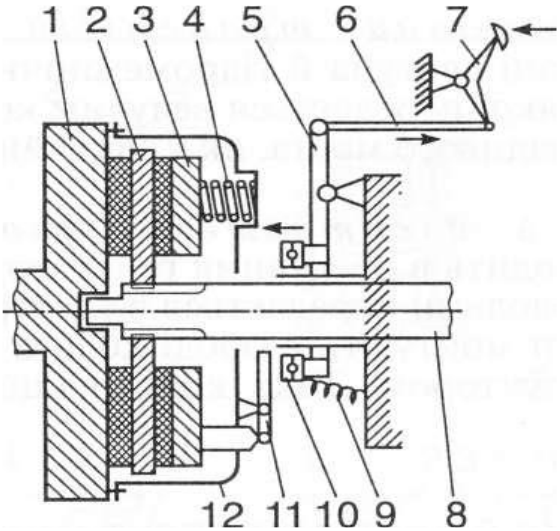


Рис.15. Кінематична схема сухого однодискового фрикційного зчеплення: 1 - маховик двигуна; 2 - ведений диск зчеплення; 3 - натискний диск; 4 - пружина; 5 - важіль зчеплення; 6 - тяга; 7 - педаль зчеплення; 8 - первинний вал коробки передач; 9 - пружина відтискна; 10 - підшипник вижимний; 11 - важіль відтискний; 12 - кожух зчеплення

Середній радіус тертя фрикційного дискового зчеплення дорівнює:

$$R_c = \sqrt[3]{\frac{\beta \cdot \mathrm{M}_{e\max}}{2\pi \cdot q_\phi \cdot z \cdot k \cdot \mu}}, \qquad (46)$$

де $\beta = \dfrac{M_c}{M_{e\max}}$ - коефіцієнт запасу зчеплення (M_c, - статичний момент тертя зчеплення, Н м);

$M_{e\max}$ - максимальний крутний момент двигуна, Н м;

$q_ф$ = 0,14…0,3 МПа – тиск на фрикційну накладку;

z = 2n – кількість поверхонь тертя (n – кількість ведених дисків зчеплення);

$k = \frac{в}{Rc} = 0{,}38...0{,}63$ - коефіцієнт ширини фрикційної накладки ($в = Rз - Rв$ - ширина накладки, мм);

$\mu = 0{,}25...0{,}50$ - коефіцієнт тертя фрикційних накладок по чавуну.

Значення коефіцієнта k прямопропорційно залежить від величини $M_{e\max}$.

Значення коефіцієнта запасу зчеплення β вибирають з урахуванням зміни (зменшення) коефіцієнта тертя накладок μ в процесі експлуатації, усадки натискних пружин, наявності регулювання натискного зусилля, кількості ведених дисків в залежності від типу автомобіля, що проектується:

легковий автомобіль - β = 1,2…1,75;

вантажний (автобус) - β = 1,5…2,2;

автомобіль підвищеної, високої прохідності β = 1.8…3,0.

Використовуючи значення середнього радіуса R_c, обчисленого за формулою (46), визначають зовнішній діаметр фрикційної накладки: $Д_з = 2R_c + в$.

За обчисленою величиною $Д_з$ підбирають з табл. 11 найближче значення і вважають його дійсним значенням зовнішнього діаметра фрикційної накладки. Одночасно з цієї ж таблиці визначають внутрішній діаметр накладки $d_в$.

Таблиця 11

Зведена таблиця розмірів накладок зчеплення

Розміри, мм			
Зовнішній діаметр, D	Внутрішній діаметр, d	Товщина, δ	Тиск, q, МПа
1	2	3	4
150	94	4	0,14…0,25

176	65	4	0,14…0,25
180	100	4,5	0,14…0,25
180	120	8	0,14…0,25
190	130	3,5	0,14…0,25
195	115	4	0,14…0,25
200	130	3,3	0,14..0,25
200	140	3,5	0,14…0,25
1	2	3	4
200	140	3,5	0,14…0,25
200	142	3,3	0,14…0,25
204	146	3,3	0,14…0,25
215	140	4	0,14…0,25
225	150	3,5	0,14..0,25
230	90	6	0,14…0,25
240	160	3,5	0,14…0,25
254	150	3,5	0,14…0,25
280	164	3,5	0,14…0,25
300	164	4	0,14…0,25
342	186	4	0,14…0,30
350	200	4,7	0,14…0,30
400	220	4,15	0,14…0,30
400	220	5	0,14…0,30

Враховуючи стандартизовані значення $Д_з$ і $d_в$, обчислюють дійсне значення середнього радіуса тертя:

$$R_c = \frac{Д_д + d_в}{4}.$$

Для визначення необхідності використання підсилювача приводу зчеплення, кількості поверхонь тертя необхідно визначити силу, що діє на поверхні тертя:

$$P_н = \frac{\beta \cdot M_{e_{\max}}}{\mu \cdot R_c \cdot Z}.$$

При $P_н$>9 кН для полегшення керування зчепленням необхідно передбачити збільшення кількості поверхонь тертя Z, або використання підсилювача. В зчепленнях використовуються багатопружинні натискні елементи і тарільчасті натискні пружини.

При використанні багатопружинних натискних елементів натискне зусилля однієї пружини дорівнює:

$$P_{пр} = \frac{P_н + P_o}{Z_n}, \qquad (47)$$

де $P_o = (0{,}05...0{,}08) \cdot P_н$ - сумарне зусилля відтяжних і відтискних пружин зчеплення;

Z_n - кількість натискних пружин; тобто $P_{пр} = \frac{(1{,}05...1{,}08) \cdot P_н}{Z_n}$.

Натискні пружини зчеплення розраховують на міцність, виходячи з розрахункового зусилля $P_{пр.р}$, яка виникає за додаткової деформації Δf пружини під час виключення зчеплення

$$P_{пр.р} = 1{,}2 \cdot P_{пр} \cdot k, \qquad (48)$$

де: $k = 1{,}1...1{,}2$ - коефіцієнт, який враховує нерівномірність навантаження пружин, викликану розбіжністю їх довжин і жорсткостей.

Діаметр дроту, з якого виготовлюють пружину, визначають з виразу:

$$d = 10\sqrt[3]{\frac{8 \cdot P_{пр.р.} \cdot Д_c}{\pi[\tau]}}, \qquad (49)$$

де: $Д_c$ - обраний з конструктивних міркувань середній діаметр пружини, мм;

$[\tau]$ - допустимі напруги кручення витків пружини $([\tau] = 800\ МПа)$.

Робоча кількість витків пружини дорівнює:

$$n = \frac{\Delta f \cdot d^4 \cdot G}{8\Delta P \cdot Д_c^{\ 3}}, \qquad (50)$$

де: $\Delta f = 3$ - для однодискового і $\Delta f = 4$ - для дводискового зчеплення;

$G = 85\ ГПа$ - модуль зсуву матеріалу пружини (сталь);

$\Delta P = P_{пр.р} - P_{пр}$ - величина збільшення сили пружності при виключенні зчеплення, Н.

Повна кількість витків натискної пружини $n_n = n + (1{,}5...2{,}0)$.

При розробці конструкції місця встановлення натискних пружин слід враховувати дію на них відцентрових сил. Для запобігання нагріву пружин під них встановлюють теплоізолюючі шайби.

Зчеплення з тарільчастими пружинами завдяки своїм властивостям широко застосовуються, особливо на легкових автомобілях.

Використання тарільчастих пружин спрощує конструкцію зчеплення, зменшує його розміри, число деталей, забезпечує плавне включення, рівномірний тиск на натискний диск, незначну зміну натискного зусилля при зношенні накладок.

Схема для розрахунку натискної тарільчастої пружини наведена на рис. 16.

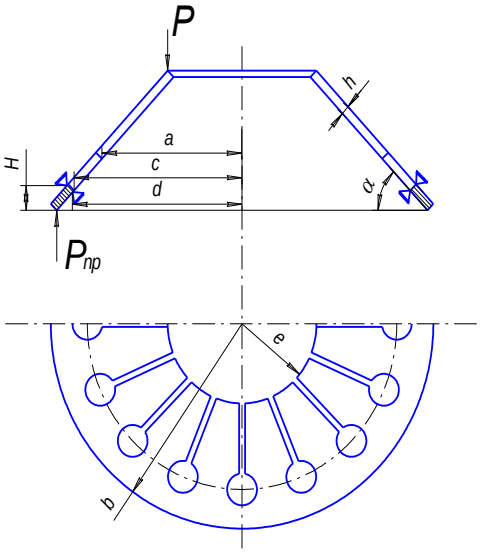


Рис. 16. Розрахункова схема натискної тарільчастої пружини дискового зчеплення

При проектуванні рекомендовано: $Д_1/Д_2 = 1{,}2...1{,}5$; $Д_1/Д_{вн} = 2{,}5...3{,}5$; $Д_1/\delta = 75...100$; $Д_1 \approx Д_{зовн}$; $h/\delta = 1{,}6...2{,}8$.

Сила, необхідна для виключення зчеплення, розраховується за формулою:

$$P_{вик} = P_н \frac{Д_1 - Д_c}{Д_c - Д_{вн}}. \qquad (51)$$

Тарільчаста пружина відповідає вимогам міцності, якщо розрахункове значення напруги в середині пелюстків розрізаної частини пружини за найбільшої деформації не буде перевищувати $[\sigma] \le 1400\ МПа$:

$$\sigma = \frac{2 \cdot P_{викл} \cdot Д_2}{\delta^2 (Д_{вн} + Д_2)} + \frac{0{,}5(Д - Д_2) \cdot \alpha^2 + \delta \cdot \alpha}{Д_2} \cdot \frac{0{,}5E}{1 - \mu^2}, \qquad (52)$$

де $Д = \dfrac{Д_1 - Д_2}{\ln \dfrac{Д_1}{Д_2}}$; $\alpha = \dfrac{2n}{Д_1 - Д_2}$; $\mu \approx 0{,}26$; $E = 210\ ГПа$.

При розробці зчеплення згідно спеціального завдання проекту додатково розраховуються на міцність маточина веденого диска і важелі виключання зчеплення; проводиться перевірка зчеплення на нагрівання.

3.1.2. Коробка передач

Засновують на результатах розрахунків максимального крутного моменту двигуна, кількості передач і їх передаточних чисел, а також враховуючи цільове призначення і умови експлуатації автомобіля, що проектується, необхідно вибрати тип коробки передач і, після визначення відстані між осями валів, осьового розміру коробки передач, накреслити її кінематичну схему.

Для тривальних коробок передач вантажних автомобілів, автобусів і легкових автомобілів орієнтоване значення міжосьової відстані може бути визначене за величиною крутного моменту на веденому валу:

$$\alpha_w \approx k_\alpha \sqrt[3]{M_{вих}}\ ; \qquad (53)$$

де $k_\alpha = 8{,}9...9{,}3$ - для легкових автомобілів;

$k_\alpha = 8{,}6...9{,}6$ - для вантажних автомобілів і автобусів;

$M_{вих} = M_{e_{\max}} \cdot u_1$ - крутний момент на веденому валу, Н м.

Осьовий розмір по картеру визначається шириною $в$ вінців зубчастих коліс, шириною В підшипників і осьовими розмірами H зубчатих муфт синхронізаторів:

$$l = m \cdot в + n \cdot B + c \cdot H\ , \qquad (54)$$

де m, n, c - відповідно кількість зубчатих коліс, підшипників і зубчастих муфт синхронізаторів на вторинному і первинному валах коробки;

$в \approx (0{,}19...0{,}25)\alpha_w$; $B \approx (0{,}20...0{,}28)\alpha_w$; $H \approx (0{,}45...0{,}78)\alpha_w$.

Зразки кінематичних схем коробок передач різних типів наведені на рис. 17.

Кількість зубів шестерень коробки передач визначають за умови відповідності передаточних чисел на кожний з передач передаточним числам, знайденим при тяговому розрахунку автомобіля. При цьому для забезпечення паралельності валів суми чисел зуб'їв кожної пари шестерень (при однакових модулях і кутів нахилу зубів) повинні бути однаковими, тобто:

$$Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_4 = \ldots.. = Z_{i-1} + Z_i .$$

Якщо на автомобілі, що проектується, буде встановлена тривальна коробка передач, то при визначенні кількості зуб'їв шестерень слід враховувати, що на всіх передачах, крім прямої, крутний момент передається через дві пари шестерень - пару шестерень постійного зачеплення і пару шестерень відповідної передачі. Передаточне число i-тої передачі в цьому випадку визначається із виразу:

$$u_{k_i} = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_{iв}}{Z_{in}},$$

де Z_2 і Z_1 - числа зубів шестерень приводу проміжного вала (Z_1 - на первинному, Z_2 - на проміжному валу);

$Z_{iв}$ і Z_{in} - числа зубів шестерень i - тої передачі

($Z_{iв}$ - на вторинному валу, Z_{in} - на проміжному валу).

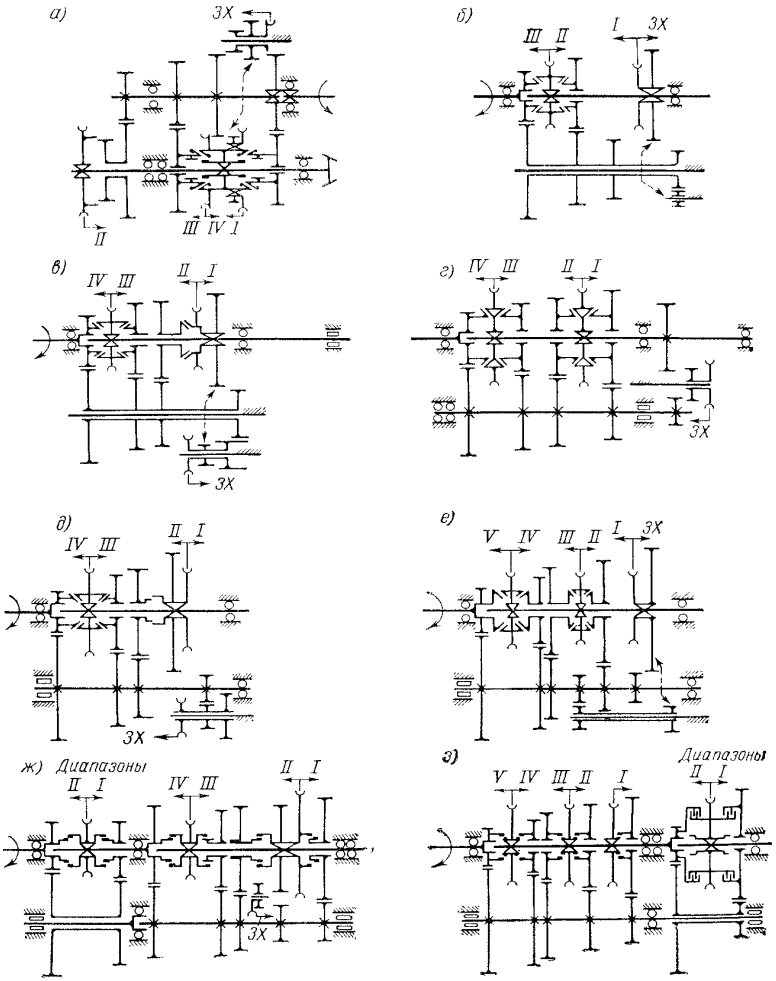


Рис. 17. Кінематичні схеми ступінчастих коробок передач автомобілів: а, б, в, г –легкових; д, е, ж, з –вантажних; I – VI номер передачі

Передаточне число шестерень постійного зачеплення тривальної коробки передач підбирають в межах $u_n = \frac{Z_2}{Z_1} = 1{,}8...2{,}5$ при цьому $Z_1 = 17...23$. Тоді $Z_2 = u_n \cdot Z_1$. Після прийняття Z_1 і обчислення Z_2, враховуючи знайдену в тяговому розрахунку величину u_{k_i}, із системи рівнянь:

$$\begin{cases} Z_1 + Z_2 = Z_{iв} + Z_{in} \\ u_{k_i} = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_{iв}}{Z_{in}} \end{cases}$$

обчислюють значення $Z_{iв}$ та Z_{in}. Таким чином знаходять числа зуб'їв шестерень на кожній з передач.

При використанні на автомобілі, що проектується, двовальної коробки передач, число зуб'їв ведучої шестерні першої передачі приймають в межах $Z_1 = 17...23$, тоді число зуб'їв веденої шестерні дорівнює $Z_2 = u_{k_1} \cdot Z_1$. При однакових модулях і кутах нахилу зубів шестерень на всіх передачах кількість зубів шестерень кожної передачі визначають із системи рівнянь:

$$\begin{cases} Z_{1_1} + Z_{2_1} = Z_{1_i} + Z_{2_i} \\ u_{k_i} = \frac{Z_{2_i}}{Z_{1_i}} \end{cases},$$

де Z_{1_1} і Z_{2_1} - відповідно кількість зубів першої передачі на ведучому і веденому валах;

Z_{1_i} і Z_{2_i} - кількість зубів шестерень i-тої передачі відповідно на ведучому та веденому валах.

Визначені кількості зубів шестерень коробки передач округлюють до цілих чисел, визначають дійсні передаточні числа і порівнюють їх значення з передаточними числами, отриманими у тяговому розрахунку (різниця між ними не повинна перевищувати 0,05 u_{k_i}).

Нормальний модуль зубів шестерень коробки передач визначається із виразу:

$$m = 10^3 \sqrt{\frac{2M_{розр.} \cos\beta'}{\pi \cdot z \cdot y \cdot в \cdot k_\sigma}}, \text{ мм} \qquad (55)$$

де $M_{розр}$ - розрахунковий крутний момент на валу шестерні, визначений із виразу $M_{розр} = M_{e_{\max}} \cdot \beta \cdot u_n$;

$M_{e_{\max}}$ - максимальний крутний момент двигуна, Н м;

β - коефіцієнт запасу зчеплення; u_n - передаточне число від зчеплення до вала, що розглядається);

β' - кут нахилу зубів в шестерень, град.;

z - кількість зубів шестерні, що розглядається;

y - коефіцієнт форми зуба;

$в$ - ширина шестерні біля основи зуба, мм;

k_σ - допустимі напруги згину біля основи зуба з урахуванням ступеня його навантаження, Н/м^2.

Кут нахилу лінії зуба β' косозубих шестерень коробок передач має такі значення, $(°)$: тривальна легкового автомобіля - $\beta' = 22...34°$; двовальна легкового автомобіля - $\beta' = 20...25°$; вантажного автомобіля, автобуса - $\beta' = 18...26°$.Коефіцієнт форми зуба $\underline{y}$ вибирають із табл. 12 (для косозубих шестерень $\underline{y}$ визначають, виходячи із приведеної кількості зубів $Z_{пр} = Z/\cos^3\beta'$).

Таблиця 12

Коефіцієнт форми зуба

$Z_{пр}$	16	17	18	19	20	21	22	23	24	28	30	32

y	0,101	0,102	0,104	0,105	0,106	0,108	0,110	0,112	0,114	0,117	0,120	0,123

$Z_{пр}$	35	37	40	45	50	60
Y	0,128	0,131	0,136	0,142	0,145	0,150

Ширина шестерні коробки передач біля основи зуба $в$:легкових автомобілів - $в = 15...25$ мм; вантажних автомобілів, автобусів - $в = 20..40$ мм. Допустимі напруги згину біля основи зуба k_σ визначають із таблиці 13.

Таблиця 13

Допустимі напруги згину

Шестерня	k_σ ,МПа	
	Легкові та вантажні автомобілі вантажопідйомністю, до 50 кН	Вантажні автомобілі вантажопідйом – ністю, понад 50кН
Першої передачі та заднього ходу	750…850	500…650
Приводу проміжного вала та решти передач	350…450	175…275

Винайдені значення модуля зуб’їв округлюють до найближчого за стандартом (ст РЕВ 310-76) (табл. 14), віддаючи перевагу першому ряду.

Таблиця 14

Рекомендовані значення модулів зубів шестерень коробок передач

Ряд	Модуль зуб'їв, мм									
1	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6	8	10	12	16
2	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18

Перевірку зуб'їв на міцність за контактними напругами здійснюють по залежності:

$$\sigma_{cm} = 0{,}418 \cos\beta' \sqrt{\frac{PE}{в_0 \sin\alpha \cos\alpha} \cdot \left(\frac{1}{r_{01}} - \frac{1}{r_{02}}\right)}, \qquad (56)$$

де β' - кут нахилу зубів, град.;

P - колове зусилля, знайдене, виходячи із значень крутного моменту, що передається валом шестерні, Н;

E - модуль поздовжньої пружності матеріалу, з якого виготовлена шестерня (для сталі E=210 ГПа);

α - кут зачеплення шестерень ($\alpha = 20°$);

r_{oi} - радіус первісного обводу шестерень, мм;

$в_0 = (r_{01} + r_{02}) \cdot \sin\alpha$ - довжина лінії зачеплення, мм.

Знайдене значення σ_{cm} повинно знаходитися в межах:

1500…..3000 МПа – для прямозубих шестерень;
1000…..2500 МПа – для косозубих шестерень.

Якщо значення σ_{cm} знаходиться поза межами контактних напруг, що допускаються, розрахунки необхідно повторити, скоригувавши вихідні дані ($\beta', в$).

За обчисленим значенням модуля зубів необхідно знайти розміри шестерень постійного зачеплення (приводу проміжного вала), відстань між осями валів і орієнтовані габаритні розміри коробки передач, користуючись формулами (53 і 54).

3.1.3. Карданна передача

Виходячи із компоновочної схеми автомобіля, що проектується, його призначення, схеми приводу ведучих коліс, необхідно вибрати та обгрунтувати схему карданної передачі, кількість ва-лів та шарнірів, а також тип шарнірів. При застосуванні кардан-ної передачі з асинхронними шарнірами необхідно виконати умо-ви забезпечення синхронного обертання валів. Потім необхідно накреслити кінематичну схему карданної передачі (рис. 18).

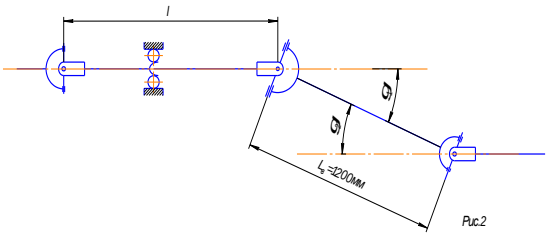


Рис. 18. Кінематична схема карданної передачі

Внутрішній та зовнішній діаметри карданних валів обчислюють, виходячи з критичної частоти обертання, $W_{кр}$:

$$W_{кр} = K_{зап} \cdot W_{\max}; \qquad (57)$$

де $K_{зап} = 1{,}2...2{,}0$ - коефіцієнт запасу;

$W_{\max} = (1{,}1...1{,}2) \cdot \dfrac{W_{д\max}}{U_{к\min}}$ – максимально можлива частота обертання карданного вала під час руху автомобіля;

$W_{д\max}$ - максимальна частота обертання колінчастого вала двигуна;

$U_{к\min}$ - мінімальне передаточне число коробки передач.

Знайдене значення $W_{кр}$ (с$^{-1}$) підставляють в формулу:

$$W_{кр} = 1{,}25 \cdot 10^{7} \cdot \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L_в^2}, \qquad (58)$$

де D, d - відповідно зовнішній і внутрішній діаметри труби карданного вала, мм;

$L_в$ - довжина (відстань між шарнірами) карданного вала, мм.

При $L_в \geq 1600$ мм, визначеній за компонувальною схемою автомобіля, необхідно використовувати двовальну передачу.

Вибравши стандартизоване значення d (табл. 15), з виразу (58) знаходять зовнішній діаметр труби карданного вала D і округлюють до найбільшої ближчої.

Таблиця 15

Розміри перерізів труб карданних валів

D, мм	49;50;51	59;60;61;62	74;6;75;2;76	90;91;92	114;115;116
D, мм	45	55	71	85	110

Міцність вала на кручення перевіряють за виразом:

$$\tau = \frac{16 M_p \cdot D}{\pi\left(D^4 - d^4\right)}; \qquad (59)$$

де $M_{розр}$ - розрахунковий крутний момент, Н м;

$$M_{розр} = \beta \cdot M_{e\max} \cdot u_{k1}, \qquad (60)$$

де β - коефіцієнт запасу зчеплення;

$M_{e\max}$ - максимальне значення крутного моменту двигуна, Н·м;

u_{k1} - передаточне число першої передачі.

Напруга кручення повинна бути в межах 100…300 МПа.

Кут закручування вала карданної передачі:

$$\varphi = \frac{M_{розр} \cdot L_в}{G \cdot J_p} \cdot \frac{180}{\pi}, \qquad (61)$$

де G - модуль зсуву матеріалу (для сталі G = 85 ГПа);

J_p - полярний момент інерції перерізу вала.

$$J_p = \frac{\pi\left(D^4 - d^4\right)}{32}. \qquad (62)$$

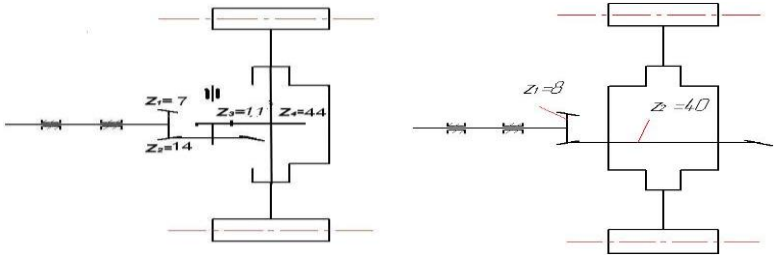
Кут закручування не повинен перевищувати $6°$ на кожний метр довжини вала. Якщо $\varphi_{1м} > 6°$, необхідно збільшити площу перерізу карданного вала або зменшити його довжину.

В разі отримання в завданні розробки карданної передачі необхідно додатково провести розрахунки вилок і хрестовин карданних шарнірів, а також шліцьових з`єднань у випадку використання складених валів.

3.1.4. Головна передача

На основі заданого цільового призначення автомобіля, що проектується, необхідно обрати та обгрунтувати тип головної передачі і, враховуючи її конструктивні особливості, накреслити її кінематичну схему.

Кінематичні схеми найбільш поширених конструкцій головних передач автомобілів представлені на рис.19.



а б

Рис. 19. Кінематичні схеми головних передач автомобілів: а- подвійна; б- одинарна

Вихідними даними для розрахунку головної передачі є: передаточне число, визначене при проведенні тягового розрахунку автомобіля, крутний момент на валу ведучої шестерні, а також

обрана кінематична схема. Результатами розрахунків головної передачі повинні бути визначені кількість зуб'їв шестерень, їх модулі, габаритні розміри.

Кількість зуб'їв шестерень визначають, виходячи з передаточного числа головної передачі, визначеного при проведенні тягового розрахунку u_o, кінематичної схеми та мінімальної кількості зуб'їв ведучої шестерні Z_1 (приймають Z_1 = 5…11). У випадку використання двоступінчастої (подвійної) головної передачі її передаточне число:

$$u_0 = u_{кон} \cdot u_{цил}\,, \qquad (63)$$

де $u_{кон} = \dfrac{z_2}{z_1} = 1{,}7$ - передаточне число конічної пари;

$u_{цил} = \dfrac{u_0}{u_{кон}}$ - передаточне число циліндричної пари,

$$u_{цил} = \frac{z_4}{z_3}; \qquad (64)$$

Прийнявши значення z_3 за формулою (64), визначають кількість зуб'їв веденої шестерні циліндричної пари z_4.

Модулі зубів конічних шестерень за більшим радіусом:

$$m_r = \sqrt{\frac{6 \cdot M_{розр} \cdot \cos\beta_1}{\pi \cdot y \cdot L\left(1-\lambda^3\right) \cdot \sigma}}\,,$$

де $M_{розр} = \beta \cdot M_{e_{\max}} \cdot u_{к_1}$ - розрахунковий момент для розрахунку першого конічного ступеня головної передачі, Н м;

β - коефіцієнт запасу зчеплення;

$M_{e_{\max}}$ - максимальний крутний момент двигуна, Н м;

$u_{к_1}$ - передаточне число першої передачі;

$\beta_1 = 30...45°$ - кут нахилу спіралі зуба ведучої шестерні;

y - коефіцієнт форми зуба (визначений за табл. 12, виходячи з приведеної кількості зубів)

$$Z_{пр} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta_1 \cdot \cos \delta},$$

$\delta = arctg \dfrac{z_1}{z_2}$ - половина кута при вершині первісного конуса ведучої шестерні;

$L = 90...550$ мм – довжина твірної конуса;

$\lambda = 1 - \dfrac{в}{L}$, ($в$ – довжина зуба, мм); $в \approx \dfrac{L}{3}$;

$\delta = 450...550$ МПа – напруга згину зуба.

Довговічність зубів шестерень оцінюють за контактними напругами:

$$\sigma_{ст} = 0{,}418 \sqrt{\frac{PE}{в_0 \sin\alpha \cdot \cos\alpha} \cdot \left(\frac{1}{r_{l_1}} + \frac{1}{r_{l_2}} \right)}, \qquad (65)$$

де P – умовне колове зусилля, що діє на середньому радіусі $P = M_{розр} / r_{ср}$;

E – модуль поздовжньої пружності матеріалу (для сталі E = =210 ГПа);

$в_0 = \left(r_{ср_1} + r_{ср_2} \right) \cdot \sin\alpha$ - довжина лінії контакту зубів, мм;

$r_{ср_1}$, $r_{ср_2}$ - середні радіуси відповідно первісного конуса ведучої та веденої шестерень, мм;

$r_{ср_1} = r_{1_{осн}} - \dfrac{в_1}{2} \sin\delta_1$; $r_{ср_2} = r_{2_{осн}} - \dfrac{в_2}{2} \sin\delta_2$;

$r_{1_{осн}}$, $r_{2_{осн}}$ - радіуси основ первісних конусів ведучої та веденої шестерень,мм;

$\alpha = 20°$ - кут зачеплення;

r_{l_1} , r_{l_2} - радіуси еквівалентних циліндричних шестерень, що відповідають ведучій та веденій шестерням;

$$r_{l_1} = \frac{r_{1_{ср}}}{\cos^2 \beta \cdot \cos \delta_1}; \; r_{l_2} = \frac{r_{2_{ср}}}{\cos^2 \beta \cdot \cos \delta_2}. \qquad (66)$$

Обчислене значення $\sigma_{ст}$ не повинно перевищувати припустимої (1000 МПа).

У гіпоїдній головній передачі кут нахилу спіралі зубів ведучої шестерні приймають рівним $\beta_1 = 45...50°$; веденої шестерні $\beta_2 = 20...25°$ - для легкових автомобілів і вантажних автомобілів особливо малої вантажопідйомності; для вантажних автомобілів середньої, великої та особливо великої вантажопідйомності $\beta_2 = 30...35°$.

Розміри шестерень конічного ступеня головної передачі знаходять з умов:

$$u_0 = u_{кон} = \frac{Д_2 \cdot \cos\beta_2}{Д_1 \cdot \cos\beta_1}, \qquad (67)$$

а розміри циліндричних шестерень другого ступеня головної передачі:

$$u_{цил} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{Д_4 \cdot \cos\beta_4}{Д_3 \cdot \cos\beta_3}, \qquad (68)$$

де $Д_1$, $Д_2$ - відповідно середні значення діаметрів первісних конусів конічних шестерень, мм;

$Д_3$, $Д_4$ - діаметри первісних обводів відповідно ведучої та веденої шестерень циліндричних косозубих шестерень, мм;

β_1, β_2 - кути нахилу спіралей відповідно ведучої та веденої конічних шестерень, град.;

β_3, β_4 - кути нахилу зубів ведучої та веденої циліндричних косозубих шестерень, град.

В разі отримання завдання на детальну розробку конструкції головної передачі необхідно додатково розрахувати діаметри валів і здійснити підбір підшипників ведучого та веденого вузлів.

3.1.5. Диференціал

На основі цільового призначення і умов експлуатації автомобіля, що проектується, необхідно здійснити вибір та обгрунтування типу і конструкції диференціала та накреслити його кінематичну схему (рис. 20 а,б).

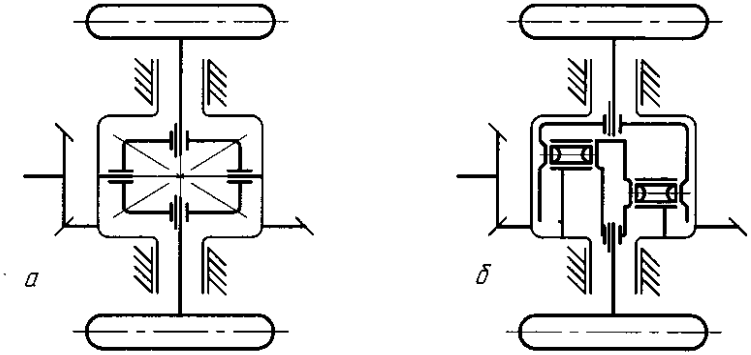


Рис. 20. Кінематичні схеми диференціалів: а – конічний симетричний; б – кулачковий підвищеного тертя

Визначення максимального значення коефіцієнта розподілу крутного моменту між ведучими колесами автомобіля здійснюються за виразом:

$$K_м = \frac{u + K_б}{1 + u}, \qquad (69)$$

де $u = 1$ - внутрішнє передаточне число диференціала;

$K_б$ - коефіцієнт блокування.

В залежності від типу і конструкції диференціала:

$K_б$ = 0…0,2 – для диференціалів з малим внутрішнім тертям;

$K_б$ = 0,2…0,6 - для диференціалів підвищеного тертя;

$K_б$ = 0,6 – для самоблокованих диференціалів.

Розрахунок зубчастих диференціалів має деякі особливості. Більшу частину пробігу автомобіля зубчасті колеса диференціалів знаходяться відносно корпуса в нерухомому стані або мають малі переміщення, викликані різними значеннями кінематичних радіусів коліс. З причини майже повної відсутності циклічного характеру зміни напруг в зубчастих колесах диференціалу під дією тривалих робочих навантажень їх розрахунок проводиться тільки на статичну міцність.

Середній модуль зубчастих коліс диференціала в середньому перерізі визначається з виразу:

$$m_д = \sqrt[3]{\frac{M_{e_{\max}} \cdot \beta \cdot u_{к1} \cdot u_0 \cdot u_{рк}(1+K_б) \cdot y_F \cdot K_F \cdot K_д}{0{,}85[\sigma]_{F_{ст}} \cdot q \cdot \Psi_a \cdot Z_1^2}}, \qquad (70)$$

де q - кількість сателітів (q =2 – для легкових автомобілів; q =4 – для вантажних автомобілів і автобусів);

Z_1 - кількість зубів сателіта (Z_1 = 10…14);

$K_д$ - динамічний коефіцієнт ($K_д$ =1,2…1,6);

$M_{e_{\max}}$ - максимальний крутний момент двигуна, кВт;

β - коефіцієнт запасу зчеплення;

$u_{кп_1}$, u_0, $u_{рк}$ - передаточні числа відповідно першої передачі коробки передач, головної передачі, роздаточної коробки;

$K_б$ - коефіцієнт блокування диференціала;

y_F - коефіцієнт форми зубів (визначається по еквівалентному числу зубів $Z_{пр} = Z_1/\cos\beta$ за табл. 12 при $\cos\beta = 1$ - для прямозубих коліс);

k_F - коефіцієнт навантаження (k_F = 1,8…3,2);

Ψ_d - коефіцієнт ширини (Ψ_d = 4,2…6);

$[\sigma]_{F_{ст}} = 700 \ldots 900\ МПа$ - допустима напруга вигину зубів сателітів.

Шипи хрестовин диференціалу розраховують на зім'яття та зріз. Діаметр шипа хрестовини визначається із виразу:

$$d_ш = \sqrt{\beta M_{e_{\max}} u_{K1} \cdot u_0 \cdot u_{p_K} / K_{N\beta} \cdot q \cdot r_{ср} [\sigma]_з} \qquad (71)$$

де β- коефіцієнт запасу зчеплення;

$M_{e_{\max}}$ - максимальний крутний момент двигуна, кВт;

u_{k1}, u_0, - передаточні числа відповідно коробки передач (перша передача); головної передачі, роздаточної коробки;

$K_{N\beta}$=1,4…2,0 - коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між сателітами;

q - кількість сателітів;

$r_{ср}$ - відстань від центра хрестовини до середини сателіта ($r_{ср}$ = 0,02..0,05 м для легкових і $r_{ср}$=0,04..0,08м - для вантажних автомобілів);

$[\sigma]_з$ - припустима напруга зім'яття ($[\sigma]_з$= 80 МПа - для легкових; $[\sigma]_з$= 100 МПа - для вантажних автомобілів).

Одержане значення $d_ш$ округлюється в бік збільшення до стандартизованої величини: 10, 12, 14, 15, 16, 18 , 20, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 35, 36, 38, 40.

Схема сил, які діють на радіально-розташований плунжер кулачкового диференціала, представлена на рис. 21.

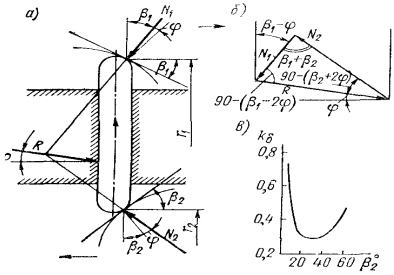


Рис. 21. До розрахунку кулачкового диференціала: а,б – схеми сил, що діють на плунжер; в – графік зміни коефіцієнта блокування

На плунжер діють такі сили: з боку зовнішньої кулачної обійми - N_1, з боку внутрішньої шайби - N_2, з боку ведучої обійми (водила) - R. Кут тертя позначений через φ_T.

З трикутника сил (рис. 21) за теоремою синусів можна записати:

$$\frac{N_1}{\sin[90-(\beta_2+2\varphi_T)]}=\frac{N_2}{\sin[90-(\beta_1-2\varphi_T)]}, \qquad (72)$$

звідки:

$$N_2 = N_1 \frac{\sin[90-(\beta_1-2\varphi_T)]}{\sin[90-(\beta_2+2\varphi_T)]} = N_1 \frac{\cos(\beta_1-2\varphi_t)}{\cos(\beta_2+2\varphi_T)}. \qquad (73)$$

Моменти M″ на внутрішній шайбі, зв'язаній з відстаючим колесом:

$$M'' = N_2 \sin(\beta_2+\varphi_T) r_2. \qquad (74)$$

Момент на зовнішній обоймі, зв'язаній із колесом, що забігає:

$$M' = N_1 \sin(\beta_1-\varphi_T) r_1. \qquad (75)$$

Коефіцієнт блокування $K_б$:

$$K_б = \frac{M''-M'}{M''+M'} = \frac{N_2 \sin(\beta_2+\varphi_T) r_2 - N_1 \sin(\beta_1-\varphi_T) r_1}{N_2 \sin(\beta_2+\varphi_T) r_2 + N_1 \sin(\beta_1-\varphi_T) r_1}. \qquad (76)$$

Підставивши значення N_2 з (73) до виразу (76), одержимо:

$$K_б = \frac{\cos(\beta_1-2\varphi_T)\cdot\sin(\beta_2+\varphi_T) - \cos(\beta_2+2\varphi_T)\cdot\sin(\beta_1-\varphi_T) г_1}{\cos(\beta_1-2\varphi_T)\cdot\sin(\beta_2+\varphi_T) + \cos(\beta_2+2\varphi_T)\cdot\sin(\beta_1-\varphi_T) г_1}. \qquad (77)$$

Графік $K_б = f(\beta_2)$ для диференціала із співвідношення $r_1 = 2r_2$ і кутом тертя $\varphi_T=6^0$ представлений на рис. 21.

Розрахунок плунжерів і кулачкових шайб здійснюється на зминання в контакті з кулачками для випадку прямолінійного руху автомобіля:

$$\sigma_c = 0{,}418\sqrt{\frac{N_{1(2)}E}{l}\left(\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}\right)} \le 2{,}5\ ГПа\ , \qquad (78)$$

де N_1 і N_2 - результуючі сили, які діють на плунжери з боку зовнішньої кулачкової обійми і внутрішньої шайби, віднесені до одного плунжера, Н;

E - модуль пружності першого роду;

l - довжина контакту між плунжерами і обіймами, мм;

ρ_1, ρ_2 - відповідно радіуси кривизни плунжера і кулачка, що дотикається до нього.

Значення $N_{1(2)}$, l, ρ_1, ρ_2 обчислюються з урахуванням крутного момента, який передається диференціалом, і компоновочних розмірів диференціала.

Знак плюс в останній формулі відповідає випадку, коли центри кіл деталей, що дотикаються, розташовані з різних боків від точки дотикання, а знак мінус, коли центри кіл деталей, що дотикаються, розташовані з одного боку відносно точки дотику.

При розрахунку по максимальному моменту зчеплення коліс з грунтом слід мати на увазі, що такі високі значення σ_c мають місце нетривалий час.

3.1.6. Привод ведучих коліс

Передача крутного момента від диференціала до ведучих коліс в залежності від типу підвіски коліс здійснюється за допомогою суцільних валів півосей або карданних передач. Півосі використовуються в приводі ведучих некерованих коліс; карданні передачі з простими карданними шарнірами - в приводі некерованих коліс з підресореною головною передачею; карданні передачі з синхронними шарнірами - в приводі керованих коліс. Привод до ведучих коліс повинен забезпечити відсутність пульсацій момента і частоти обертання як до керованих, так і до некерованих коліс при повному ході колеса, що допускається підвіскою автомобіля.

Півосі ведучого моста з жорсткою балкою в залежності від навантажень, що діють на них, умовно поділяються на піврозвантажені (рис. 22 а), розвантажені на три чверті (рис. 22 б) і повністю розвантажені (рис. 22 в).

Піврозвантажена піввісь має зовнішню опору, встановлену в середені балки моста. При цьому з боку колеса піввісь сприймає всі зусилля і моменти, які діють від дороги.

Піввісь, розвантажена на три чверті, має зовнішню опору між маточиною колеса і балкою моста. При цьому згинаючі моменти від реакцій R_{zk}, $P_k(P_\tau)$ і R_y сприймаються одночасно і піввіссю, і балкою моста через підшипник.

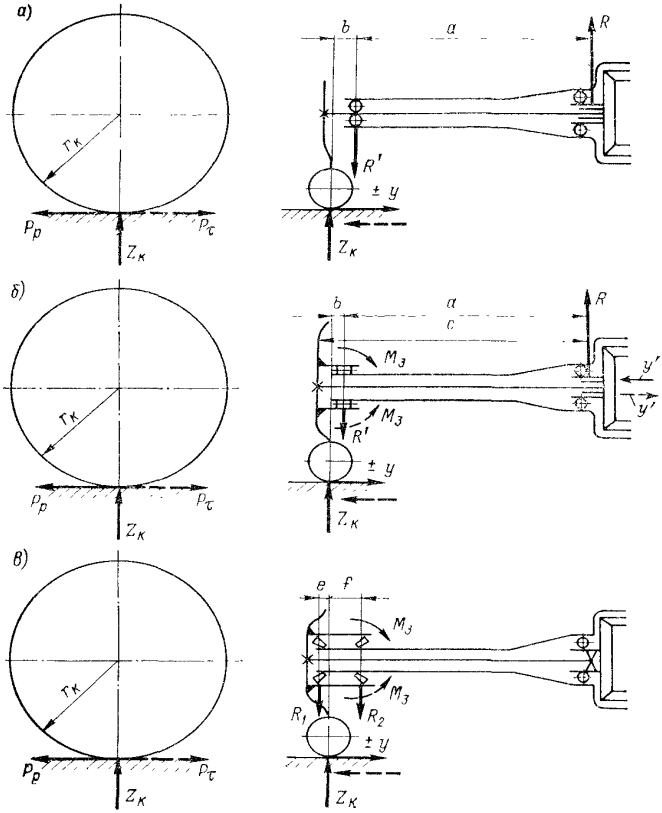


Рис. 22. Схеми сил, що діють на приводні вали (півосі) ведучих мостів автомобілів: а - піврозвантажені, б - розвантажені на три чверті, в - повністю розвантажені

Повністю розвантажена піввісь має зовнішню опору з маточиною колеса, встановлену на двох рознесених роликових або кулькових радіально-упорних підшипниках. Піввісь теоретично навантажується тільки крутним моментом, який передається від диференціала до коліс.

Для автомобіля, який конструюється, необхідно обрати і обгрунтувати тип і конструкцію приводу коліс. Потім креслять його кінематичну схему і описують особливості конструкції.

В загальному випадку руху на колесо діють крутний момент від тягової або гальмової сили $M_к$ і $M_τ$; тягова або гальмова сила при гальмуванні центральним гальмом $P_к$ і $P_τ$; бічна сила R_y, яка виникає під час поворотів або заносів, і нормована реакція R_{zk}. Одночасне виникнення максимальної поздовжньої і поперечної сили в контакті колеса з дорогою неможливе, оскільки їх спільна дія обмежується силою зчеплення:

$$R_{zk} \cdot \varphi = \sqrt{(P_k)^2 + R_y^2} \ . \qquad (79)$$

Розрахунок півосей проводять на статичну міцність і втому. Розрахунок на міцність виконується за максимальним динамічним моментом, який має місце при різкому включенні зчеплення, або за зчепленням ведучих коліс з грунтом при максимальному значенні φ.

Перший розрахунковий режим - ***прямолінійний рух***

На піввісь діють сили R_{zk} і моменти:

$$P_{k\max} = R_{zk} \cdot \varphi_{\max} \qquad (80)$$

або $P_{\tau\max} = R_{zk} \cdot \varphi_{\max}$,

$$M_{k\max} = P_{k\max} \cdot r_k \qquad (81)$$

або $M_{\tau\max} = P_{\max} \cdot r_k$.

Відповідні складні напруги згинання і кручення визначаються за такими формулами:

- для піврозвантаженої півосі (рис. 22 а):

$$\sigma' = \frac{\sqrt{b^2(P_{k\max}^2 + R_{zk}^2) + P_{K\max}^2 \cdot г_k^2}}{0{,}1d^3} \ ; \qquad (82)$$

- для півосі, розвантаженої на три чверті (рис. 22 б):

$$\sigma = \frac{\sqrt{P_{K\max}^2 \cdot г_k^2 + R^2 \cdot c^2}}{0{,}1d^3} \ . \qquad (83)$$

Для повністю розвантаженої півосі при обчисленні тільки кручення (рис. 22 в):

$$\tau = \frac{P_{k\max} \cdot r_k}{0{,}2d^3}, \qquad (84)$$

де d - діаметр півосі в небезпечному перерезі, мм;

φ - коефіцієнт зчеплення ($\varphi_{\max}$=0,8…0,9).

Другий розрахунковий режим - ***поворот або занос***.

Найбільші значення осьової сили при повороті або заносі будуть мати місце при P_k, або P_τ=0.

Діючі сили $R_{zk} \underline{i} \pm R_y = R_{zk} \cdot \varphi_{\max}$.

Відповідні напруги згинання визначаються за такими формулами:

- для піврозвантаженої півосі:

$$\sigma = \frac{R_{zk} \cdot b \pm R_y \cdot r_k}{0{,}1d^3}; \qquad (85)$$

- для півосі, розвантаженої на три чверті:

$$\sigma = \frac{R \cdot c}{0{,}1d^3}. \qquad (86)$$

Величина реакції на внутрішній кінець півосі з боку диференціала визначається за формулою:

$$R = \frac{R_{zk} \cdot b \pm R_y \cdot r_k}{a}. \qquad (87)$$

Якщо не враховувати можливі деформації згинання, які виникають при встановленні півосі внаслідок технологічних неточностей, то повністю розвантажена піввісь під час повороту або заносу не піддається деформації згинання, розтягування або стискування, оскільки відповідні сили і моменти сприймаються підшипниками маточин коліс і балкою моста.

Третій розрахунковий режим - ***максимальне динамічне навантаження при різкому включенні зчеплення***.

Момент, який діє на піввісь при різкому включенні зчеплення(для автомобіля типу 4×4):

$$M_n = \frac{M_{T\max} \cdot \dot{u}_{k1} \cdot \dot{u}_o \cdot \dot{u}_{pk} \cdot K_д (1 + K_б)}{2}, \qquad (88)$$

де $M_{Tmax} = \beta M_{emax}$ максимальний крутний момент, який передається від двигуна до трансмісії, Н м;

$\dot{u}_{k1}, \dot{u}_o, \dot{u}_{pk}$ - відповідно передаточні числа першої передачі коробки передач, головної передачі, роздавальної коробки;

$K_д$ - коефіцієнт динамічності, який приймається в залежності від умов експлуатації в межах $K_д$ =1,1…1,5;

$K_\delta = \frac{P_k'' - P_k'}{P_k'' + P_k'}$ - коефіцієнт блокування. При повністю заблокованому диференціалі $K_б$=1, тобто момент від двигуна передається на одну піввісь.

Напруга згинання в небезпечному перерізі півосі:

$$\tau = \frac{M_n}{0{,}2 d^3}. \qquad (89)$$

Півосі також розраховуються на міцність в режимі переїзду ведучими колесами через перешкоду. В цьому випадку враховується тільки вертикальне зусилля:

$$R_{z_{kg}} = \frac{M_0 \cdot g}{2} \cdot K_{дд}, \qquad (90)$$

де $K_{дд}$ - коефіцієнт динамічності від дороги (для легкових автомобілів $K_{дд}$ =1,75, для вантажних - $K_{дд}$ =2,5).

Розміри півосей визначають, виходячи з найбільш небезпечного випадку навантажування. Небезпечний переріз для піврозвантаженої півосі знаходиться в зоні встановлення підшипника. При першому навантажувальному режимі еквівалентне напруження від згинання і крутіння:

$$\sigma_u = \frac{\sqrt{R_{zk} b^2 + P_k^2 b^2 + M_k^2}}{0{,}1 d^3}, \qquad (91)$$

де d - діаметр півосі в небезпечному перерізі.

Під час заносу згинаючі моменти і напруження, які діють на піввісь:

$$M_в = R_{zв} \cdot b - R_{yв} \cdot г_к;\ M_H = R_{ZH} \cdot b + R_{YH} \cdot г_к; \qquad (92)$$

$$\sigma_{в(н)} = \frac{M'_a \cdot g}{20{,}1 d^3}\left(1 \pm \frac{2\varphi' h_g}{B}\right)(b_H \pm \varphi' \cdot г_к); \qquad (93)$$

(верхні знаки відносяться до внутрішньої півосі, нижні - до зовнішньої по відношенню до напрямку заносу).

При переїзді ведучих коліс через перешкоду напруження:

$$\sigma_{зг} = M'_a \cdot g \cdot K_{дд} \cdot b \big/ 20{,}1 d^3. \qquad (94)$$

Повністю розвантажена піввісь підлягає розрахунку тільки на кручення на режимі максимальної тяглової сили.

Піввісь розраховують також на максимальний кут закручування:

$$\theta = \frac{M_n \cdot l \cdot 180^0}{GI_{кр}\pi}, \qquad (95)$$

де l - довжина півосі, мм;

$I_{кр} = \dfrac{\pi d^4}{32}$ - момент інерції перерізу півосі при крученні, Нм.

Припустимий кут закручування θ =8° на 1 м довжини півосі. Максимальний кут закручування до руйнування 300°.

Півосі виготовляються з легованих сталей марок 30ХГС, 40ХНМА, 40Х і піддають гартуванню СВЧ.

Напруження конструкцій півосей при максимальних навантаженнях складають ($К_д$=1): складні напруження згинання і кручення σ =(600…750) МПа; кручення τ =(500…650) МПа.

Розрахунок шліцьового з’єднання півосі з шестернею півосі і шпильок кріплення півосі виконується на основі загальних методик розрахунків на міцність.

3.2. Ходова система автомобіля

3.2.1. Несуча система

В залежності від типу автомобіля і його силової схеми основним несучим елементом може бути рама або кузов. При проектуванні несучої системи необхідно враховувати тип, призначення, умови експлуатації автомобіля, що проектується, і особливості конструкції і компонування його трансмісії. Типові схеми рам легкових і вантажних автомобілів наведені на рис. 23.

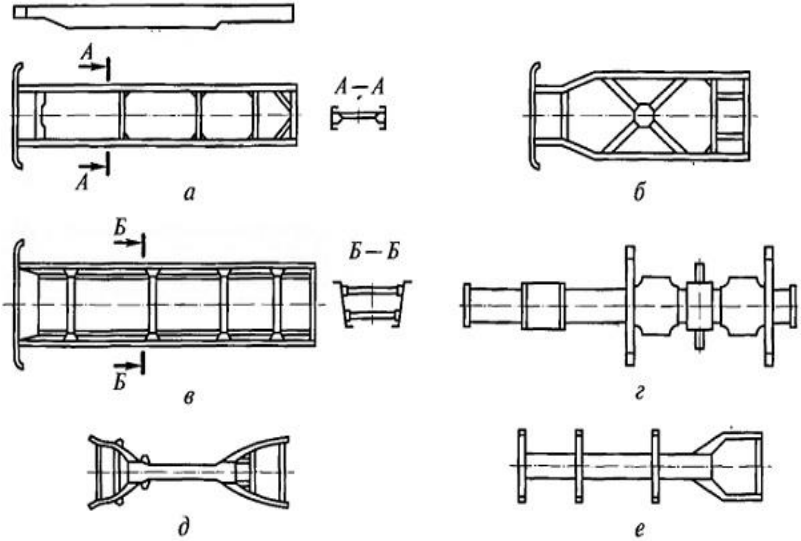


Рис. 23. Конструктивні схеми рам автомобілів: а - периферійна; б - Х-подібна; в-драбинна; г-з Х - подібними поперечинами; д - хребтова

Розрахунково-пояснювальна записка повинна вміщувати обгрунтування, схему несучої системи та опис особливостей її конструкції.

3.2.2. Мости автомобіля

За призначенням мости автомобіля поділяються на ведучі, керовані, керовані ведучі і підтримуючі.

Ведучі мости використовують в якості заднього (і середнього) моста, керовані - в якості переднього моста вантажних автомобілів, а керовані ведучі - в якості переднього моста повноприводних автомобілів.

Керовані задні мости використовують виключно на багатоприводних автомобілях високої прохідності.

Підтримуючі мости використовують в якості заднього або середнього моста з метою підвищення вантажопідйомності автомобіля і в конструкціях причепів та напівпричепів.

В розрахунково-пояснювальну записку необхідно включити обгрунтування конструкції кожного моста автомобіля, що проектується, його схему, опис конструктивних особливостей.

3.2.3. Підвіска автомобіля

Виконуючи конструювання підвіски, необхідно обрати і обгрунтувати конструкцію кожного з її елементів: пружного елемента, напрямного пристрою, гасіння коливань і , при необхідності, стабілізатора поперечної стійкості.

Кінематичні схеми підвісок автомобілів наведені на рис. 24.

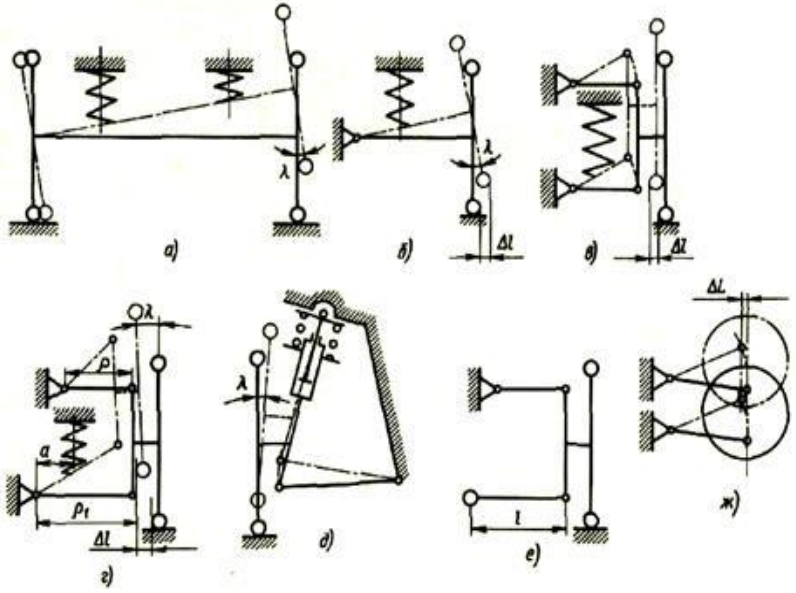


Рис. 24. Кінематичні схеми підвісок автомобілів: а – залежної; б- одноважільної незалежної; в- двоважільної незалежної з важелями рівної довжини; г - двоважільної незалежної з важеля-ми різної довжини; д – незалежної важільно-телескопічної; е – двоважільної незалежної з торсіоном; ж - незалежної з поздовжнім качанням

Після вибору і обгрунтування напрямного пристрою необхідно до розрахунково-пояснювальної записки включити його кінематичну схему з елементами несучої системи.

При виборі і обгрунтуванні конструкції пружного елемента необхідно намагатися, щоб його характеристика була щонайближче до ідеальної, тобто жорсткість пружного елемента була б нелінійною. У випадку, коли обраний основний пружний елемент має лінійну жорсткість, до його конструкції необхідно ввести додаткові пружні елементи, спільне використання яких з основним могло б максимально наблизити пружну характеристику підвіски. Вибір, обгрунтування і розрахунок підвіски виконуються окремо для підвісок передніх і задніх коліс.

Після вибору напрямного пристрою і пружного елемента характеристику пружних властивостей підвіски необхідно представити у вигляді графіків f = f(z); (рис. 25),

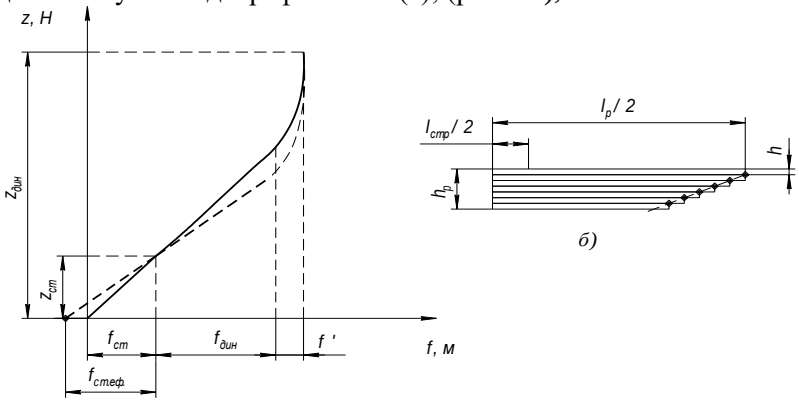


Рис. 25. Пружна характеристика підвіски: z_0 - навантаження на підвіску від порожнього автомобіля, Н; $z_{ст}$, $z_{дин}$ - відповідно статичне і дина-мічне навантаження на підвіску, Н; $f_{ст\ еф}$-

ефективний прогин подвіски, м; $f_{ст}$ $f_{дин}$ - відповідно статичний і динамічний прогини підвіски; $f^{'}$ - величина одно-часного прогину основного (сталевого) і додаткового (гумового) пружних елементів

При проектуванні приймають:

$z_{ст}$=(2…3) $z_{дин}$- для автомобілів, призначених для експлуатації на дорогах з твердим покриттям;

$z_{ст}$=(3…4) $z_{дин}$- для автомобілів, що експлуатуються в умовах бездоріжжя і на грунтових дорогах;

$f_{дин}$=(0,5…0,7) $f_{ст}$ - для легкових автомобілів;

$f_{дин}$=(0,7…0,9) $f_{ст}$ - для автобусів;

$f_{дин}$=(0,8…1,0) $f_{ст}$ - для вантажних автомобілів.

Статичний прогин підвіски визначається з виразу:

$$f_{ст} = \frac{g}{4\pi^2 \nu^2}, м \qquad (96)$$

де ν - частота вільних коливань автомобіля, $с^{-1}$ (приймається такою ж, як при розрахунку плавності ходу).

Для: - легкових автомобілів ν =(0,8…1,2), $с^{-1}$;

- вантажних автомобілів і міських автобусів ν =(1,2..1,9), $с^{-1}$;

- міжміських автобусів ν =(0,7…1,35), $с^{-1}$.

Одержані за виразом (96) значення статичного прогину $f_{ст}$ повинні відповідати значенням:

$f_{ст}$ = (0,15…0,2) м - для легкових автомобілів;

$f_{ст}$ = (0,12…0,18) м - для автобусів;

$f_{ст}$ = (0,08…0,12) м - для вантажних автомобілів.

У випадку перевищення обчислених значень $f_{ст}$, рекомендованих значень статичного прогину для сучасних автомобілів, його приймають за ефективний прогин $f_{ст\ еф}$. При цьому, будуючи характеристику пружних властивостей підвіски, частину ефективного прогину, відповідну прогину підвіски сучасних автомобілів, відкладають на осі абсцис праворуч від нуля, а решту - ліворуч (рис. 25 а).

При побудові характеристики пружних властивостей підвіски з додатковим гумовим пружним елементом, необхідно врахувати, що

його деформація не перевищує половини висоти цього елемента. При визначенні координат точок характеристики з підвійним сталевим пружним елементом необхідно врахувати, що додатковий пружний елемент повинен починати спрацьовувати при навантаженні $z_0=(0,6…0,7)z_{ст}$.

При виконанні індивідуального завдання необхідно побудувати характеристики пружних властивостей підвісок коліс всіх мостів.

Розрахунок листової півеліптичної ресори

Визначення геометричних розмірів ресори виконується з урахуванням розмірів автомобіля. Довжина ресори визначається згідно рис. 26, при цьому приймається:

- для задніх ресор легкових автомобілів $L_p=(0,4…0,55)L$;
- для ресор вантажних автомобілів

передніх $L_p=(0,25…0,35)L$;

задніх $L_p=(0,35…0,45)L$;

де L - поздовжня база автомобіля, м.

Коефіцієнти асиметрії ресори визначаються з конструктивних міркувань за виразами:

$$K_1 = \frac{l_2}{L_p},\ K_2 = \frac{l_1}{L_p}, \tag{97}$$

де l_1, l_2- відповідно довжина короткого і довгого кінця ресори; $l_1+l_2+l_c=L_p$ (l_c - відстань між стрім'янками).

На рис. 26 справа показані визначення довжин листів ресори при їх прямокутному обрізанні, а зліва - при трапецієподібному.

Статичний прогин ресори може бути визначений за виразом:

- для симетричної ресори ($к_1= к_2=0,5$)

$$f_{cm} = \delta \frac{z_{cm} L_p^3}{48E \cdot I_\Sigma}, \tag{98}$$

- для несиметричної ресори ($к_1 \neq к_2$)

$$f_{cm} = \delta \frac{z_{cm} L_p^3}{3EI_\Sigma \cdot L_p}(1-\varepsilon^2)^2, \tag{99}$$

де: δ - коефіцієнт деформації ресори (для ідеальної ресори рівного опору δ=1,5; в реальних ресорах δ=1,25…1,45 в залежності від форми кінців листів і кількості листів однакової довжини: при відтягнутих кінцях листів δ=1,4…1,45; з листами, обрізаними по прямій, двома корінними і одним зворотнім листом δ=1,35; з кількома листами однакової довжини δ=1,25); $L_р$- ефективна довжина ресори (l_1+l_2 за рис. 26); E = 215 ГПа- модуль поздовжньої пружності; I_Σ -сумарний момент інерції ресори в середньому перерізі;

$\varepsilon = \dfrac{l_2 - l_1}{l_1 + l_2 + l_0}$ - коефіцієнт асиметрії ресори, ε=0,1…0,3.

За формулою (98) або (99)) обчислюють величину I_Σ, яка, в свою чергу, дорівнює:

$$I_\Sigma = \frac{b(t \cdot n_л)^3}{12}, \qquad (100)$$

де *b* і *t*- відповідно ширина і товщина листа ресори, мм;

$n_л$ - кількість листів ресори.

Прийнявши в залежності від типу автомобілів $n_л$=6…14 та відношення *b*/*t* = 6…10, необхідно знайти величини t і b.

Одержані в результаті розрахунку величини t і b порівнюють з наведеними в (табл. 16) та обирають стандартні значення *t* і *b*.

Таблиця 16

Листові ресори для автомобілів.

Основні параметри

1. Легкові автомобілі. Автобуси та вантажні автомобілі на

Параметри листових ресор			Навантаження на ресору, кН
Ширина листа, мм	Товщина листа, мм	Форма кінців	

2. базі легкових

Передня підвіска

/45/	4,5;5;6;6,5;7	Відтягнуті	3,0…4,5
55	5;6;7;7,5	-\\-	3,0…5,0

Задня підвіска

/45/	5;6;6,5;7	Відтягнуті	3,0…5,5

55	5;6;7;7,5	-\\-	3,0…5,0

3. Автобуси з ресорами, що не уніфіковані з ресорами легкових і вантажних автомобілів

Передня підвіска.

/65/	7;8;9;10	Трапецеїдальні	5,0…12,0
75	8;9;10;12	-\\-	5,0…12,0
/90/	9;10;12	-\\-	12,0..20,0

4. Вантажні автомобілі та автобуси

Передня підвіска

55	6;7;8;9	Трапецеїдальні	4,0…7,0
/65/	6;6,5;7;8;9	-\\-	6,0…14,0
75	7;8;9;10	-\\-	7,0…15,0
/90/	8;9;10;12	-\\-	12,0..25,0
100	10;12;14;16	-\\-	15,0..30,0

Задня підвіска. Основна ресора

55	5;7;8;9;10;11	Трапецеїдальні	4,5…12,0
/65/	7;8;9;10; 11;12	-\\-	10,0..20,0
75	8;9;10;12	-\\-	12,0..25,0
/90/	9;10;12	-\\-	20,0..40,0
100	9;10;12	-\\-	

Додаткова ресора

/65/	6;7;8	Трапецеїдальні	3,0…8,0
75	7;8;9	-\\-	5,0…9,0
90	9;10	-\\-	70,0…140,0
100	9;10	-\\-	80,0…140,0

Задня підвіска (балансирна)

/90/	10;12;14	Трапецеїдальні	30,0…40,0
100	12;14;16	-\\-	30,0…100,0
120	14;16;20;25	-\\-	50,0…120,0

Примітка: при виборі розмірів перерізу листової ресори перевага повинна надаватись розмірам, відміченим без лапок.

При розробці конструкції листової ресори відстань між стрім’янками обирають з конструктивних міркувань. Довжину листів ресори (крім корінного) визначають графоаналітичним

методом на основі схеми ресори, виконаної в масштабі 1:5 або 1:10 (рис. 26).

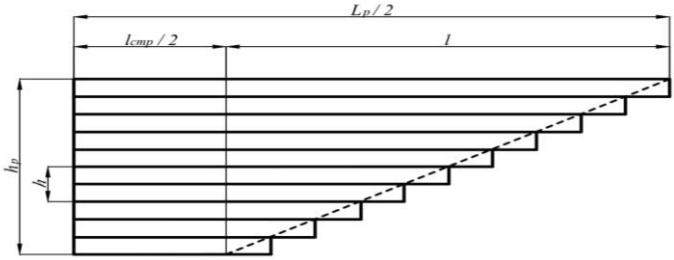
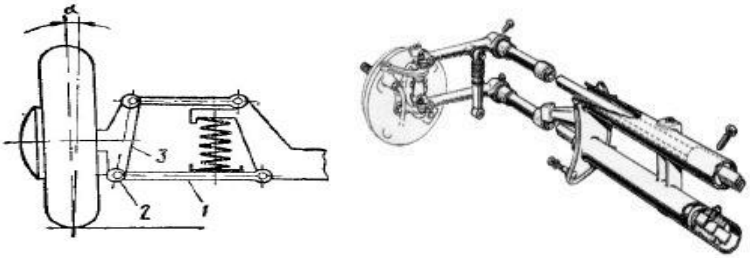


Рис. 26. До визначення довжини листів ресори

Розрахунок циліндричної пружини підвіски

Спіральні циліндричні пружини в якості головного пружного елемента використовуються головним чином для легкових автомобілів з незалежною підвіскою коліс. Вони виготовляються з прутка з круглим або прямокутним перерізом.



а б

Рис. 27. Схеми підвісок з металевими пружними елементами: а- пружиною; б- торсіоном

Діаметр прутка пружини визначається за умови міцності:

$$d = \sqrt[3]{\frac{8P_{пр} \cdot D_c}{\pi[\tau]}}, \qquad (101)$$

де $P_{пр}$- зусилля. яке стискає пружину, Н (визначається на основі схеми підвіски і сил, що діють в ній);

D_c - середній діаметр пружини, м (обирається з конструктивних міркувань);

[τ]=1000МПа - припустима напруга при максимальній деформації пружини (матеріал - сталь 55ГС, 50 СГ, 60 СГ).

Стискаюче зусилля $P_{пр}$ визначається при діючій на підвіску силі $Z_{дин}$.

Число робочих витків пружини

$$n_{пр} = \frac{f_{дин} G d^4}{8 P_{пр} D^3_{ср}}, \qquad (102)$$

де $f_{сум} = f_{ст} + f_{дин}$ – сумарний прогін підвіски, мм;

G = 78 ГПа – модуль зсуву матеріалу пружини;

Повне число витків пружини дорівнює: $n_п = n_{пр} + (1,5 \ldots 2,0)$.

Розрахунок торсіонного пружного елемента підвіски

Підвіски з торсіонними пружними елементами мають меншу масу непідресорених частин, більш сприятливий розподіл навантажень на раму (при поздовжньому розташуванні торсіонів), оскільки моменти від вертикальних навантажень передаються не у навантажені зони розташування важелів, а через протилежний кінець торсіона.

За розташуванням торсіони поділяються на поперечні і поздовжні. Вони мають круглий, пластинчастий, пучковий та складений переріз. Найбільше поширення отримали круглі торсіони.

Діаметр торсіона круглого перерізу знаходять з виразу:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{кр}}{\pi \cdot [\tau]}}, \qquad (103)$$

де $M_{кр} = Z_{дин} L_в$ – момент закручування торсіона, Н·м;

$Z_{дин}$ – динамічне навантаження підвіски, Н;

$L_в$ – довжина важеля торсіона, М;

$[\tau]$ = 1,0 … 1,05 ГПа – припустимі напруги в матеріалі торсіона при закручуванні.

Кут закручування торсіона дорівнює:

$$\varphi = \frac{M_{kp} L_T}{G I_p} \cdot \frac{180}{\pi}, \text{ град.} \qquad (104)$$

де L_T – робоча довжина торсіона, М;

$I_p = \frac{\pi d^4}{32}$ - полярний момент інерції поперечного перерізу торсіона, Н м.

Припустимий максимальний кут закручування торсіона на 1м довжини складає 15°.

Робоча довжина торсіона дорівнює L_t може бути визначена з виразу (104). Діаметри і довжину шліцьових частин торсіону необхідно обирати із співвідношень:

$d_ш = (1,2 \ldots 1,3)d;\ l_ш = (0,6 \ldots 1,2)d$

Для зручності збирання шліцьові кінці виготовляють різних диаметрів.

Напруга в пластинчастому торсіоні

$$\tau = 3M_{kp} \frac{\left(1 + 0,6\frac{h}{b}\right)}{ih^2 b}, МПа \qquad (105)$$

де i – число листів в торсіоні;

b і h – геометричні розміри перерізу листа торсіона, м;

Значення $[\tau]$ не повинно перевищувати 900 МПа.

Основні параметри і монтажні розміри амортизаторів підвіски автомобіля, що проектується, обирають за стандартом.

Залежно від геометричних розмірів шини, обраної при тяговому розрахунку, умов експлуатації і типу автомобіля обгрунтовують і обирають тип і розміри обода, диска. В розрахунково-пояснювальній записці необхідно описати особливості конструкції цих елементів колеса.

3.3. Розрахунок органів керування автомобілем

Органи керування автомобілем включають гальмову систему і рульове керування, і відіграють найважливішу роль в забезпеченні безпеки руху.

Розрахунки органів керування включають:

- розрахунок гальмового механізму;
- розрахунок гальмового приводу;
- розрахунок рульового механізму;
- розрахунок рульового приводу;
- розрахунки підсилювачів гальм і рульового керування (в разі необхідності встановлення їх на автомобілі).

При проектуванні механізмів органів керування необхідно обгрунтувати їх тип, конструкцію і компоновочну схему, визначити параметри, необхідно також обрати і обгрунтувати конструкції приводів, навести їх схеми та визначити основні параметри.

3.3.1. Гальмова система

Гальмовий механізм

При виборі і обгрунтуванні конструкції гальмового механізму необхідно виходити з умови створення необхідного моменту тертя при забезпеченні мінімальних розмірів, маси, високої надійності, стабільності ефективності дії, відсутності самозаклинювання і рішення загальнотехнічних вимог.

Для забезпечення ефективної роботи гальмової системи граничне значення моменту тертя гальмового механізму M_m повинно відповідати значенню гальмового моменту на колесі автомобіля M_τ.

Гальмовий момент на колесі автомобіля дорівнює:

$$M\tau = Z_\tau r_g \varphi_{розд}, \qquad (106)$$

де Z_τ – вертикальна реакція опорної поверхні, Н

r_g – динамічний радіус колеса; м;

$\varphi_{розр}$ = 0,6 – розрахункове значення коефіцієнту зчеплення.

$$\varphi_{розр} = \frac{K_\tau (a-b)}{(K_\tau + 1) h_g}, \qquad (107)$$

де a, b – відповідно відстань від вертикалі центру мас автомобіля до осей коліс передньої і задньої осей; м;

h_g - висота центру мас автомобіля; м;

$K_\tau = \dfrac{K_{\tau 1}}{K_{\tau 2}}$ - коефіцієнти розподілу гальмових сил (при $a=b$, $K_\tau = 1,3...1,6$, при $a > b$, $K_\tau = 0,8...1,0$).

Значення a ,b і h_g визначені при виконанні тягового розрахунку автомобіля.

Значення реакцій опорної поверхні до коліс попередньої $Z_{\tau 1}$ і задньої осі $Z_{\tau 1}$ визначаються із виразів:

$$Z_{\tau 1} = \frac{G_a}{2}\left(\frac{b + \varphi_{розд} h_g}{L}\right); Z_{\tau 2} = \frac{G_a}{2}\left(\frac{a - \varphi_{розд} h_g}{L}\right), \qquad (108)$$

де G_a – повна вага автомобіля, *Н*;

L – повздовжня база автомобіля, м.

Гальмовий момент задніх коліс в разі гальмування їх стоянковим гальмом дорівнює:

$$M_\tau^{/} = \frac{G_a}{L}(h_g \sin\alpha + a\cos\alpha)\varphi_{розр} r_g \qquad (109)$$

де α – кут ухилу дороги, який відповідає ухилу:

- 16% - для транспортних засобів з повним навантаженням;
- 23% - для легкових автомобілів, інших модифікацій для перевезення вантажів, а також автобусів у спорядженому стані;
- 31% - для вантажних автомобілів і автопоїздів у спорядженому стані.

Момент тертя $M_{тер}$ гальмового механізму, необхідний для гальмування автомобіля, визначають залежно від типу і схеми гальмового механізму(рис. 28).

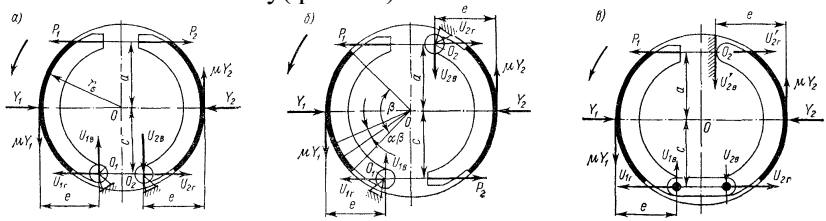


Рис. 28. Схеми сил, що діють в колодкових гальмах: а- однобічне розташування опор; б- при використанні рознесених опор; в- гальмовий механізм із самопідсиленням

Визначення сили P, яка здійснює притискання гальмових колодок до барабанів (дисків), виконується при порівнянні значень гальмового моменту на колесі автомобіля M_τ і моменту тертя, який повинен бути створений в гальмовому механізмі $M_{тер}$. Чисельне значення сили P є вихідним для розрахунку гальмового приводу.

В розроблюваній конструкції гальмового механізму при виконанні індивідуального завдання необхідно передбачити засоби для регулювання зазору між зовнішньою поверхнею накладки гальмової колодки та поверхнею барабана (диска) по можливості зобезпечити автоматичне виконання цієї операції.

Гальмовий привод

Для робочої гальмової системи переважними є два види приводів – гідравлічний і пневматичний, в меншій мірі використовуються механічні і комбіновані приводи.

Гідравлічний привод відрізняється високою швидкодією, простотою конструкції, малими габаритними розмірами, малою масою і вартістю. При цьому він має обмежене силове передавальне число, що приводить до необхідності використання підсилювачів і ускладнення конструкції.

Пневматичний привод має складну конструкцію, більший час спрацьовування, значні габаритні розміри, більшу масу і високу вартість. Пневматичний привод дозволяє одержати більш приводні сили, а також простими засобами здійснити з’єднання з тягачем гальмових механізмів причіпних ланок.

Механічний привод переважно використовується для ручних стоянкових гальм.

Комбінований гальмовий привод являє собою в більшості випадків синтез елементів гідравлічного і пневматичного приводів.

При обранні і обгрунтуванні типу та конструкції гальмового приводу необхідно передбачити міри забезпечення оптимального розміру гальмових сил між колесами автомобіля, плавності спрацювання та його мінімального гасу, довговічності, надійності і простоти конструкції, зручності користування.

Підвищення надійності роботи гальмового приводу може бути досягнутим при виконанні двоконтурних систем з роздільним підведенням енергій до колії різних осей. Для використання елементів робочої гальмової системи в якості запасної доцільно використовувати привод стоянкової системи до колісних гальмових механізмів.

Після вибору і обгрунтування типу приводу необхідно визначити конструкцію його основних механізмів і пристроїв.

Кінематичне U_k і силове U_p числа гальмового приводу визначаються за виразами:

$$U_k = \frac{S_n}{\sum S_k}; U_p = \frac{\sum P_{ГМ}}{P_{ПЕД}}, \qquad (110)$$

де S_n – робочий хід педалі або важелів гальма (для вантажних автомобілів S_n = 80…100 мм; для легкових - S_n = 70…75мм);

$\sum S_k$ - сумарне переміщення кінців колодок у місці їх з'єднання з поршнями або розтискними кулаками ($\sum S_k$ = 3…6мм);

$P_{пед}$ – сила натискання на гальмову педаль під час гальмування автомобіля;

$\sum P_{гм}$ – сумарне зусилля натискання на кінці колодних поршнів або розтискних кулаків, Н.

Силове передаточне число гальмового привода u_n визначається за умови рівності тисків, які виникають від сили $P_{пед}$ натискання на гальмову педаль (при гідравлічному приводі) або від сили тиску повітря (при пневматичному приводі) і сил, які розтискають колодки гальмового механізму (рис. 28).

Для гідравлічного гальмового приводу :

$$u_p = \frac{d_{рц}^2}{d_{гц}^2} \; \frac{a}{b} \; \frac{1}{\eta_{пр}}, \qquad (111)$$

де $d_{рц}$ – діаметр робочого гальмового циліндра, мм;

$d_{гц}$ – діаметр головного гальмового циліндра, мм;

$\eta_{пр}$ = 0,95…0,97 – ККД гідравлічного гальмового приводу;

$u_г = \dfrac{d_{рц}^2}{d_{гц}^2}$ – передаточне число гідравлічної частини приводу;

$\dfrac{a}{b} = u_м$ – передаточне число механічної частини приводу.

Згідно діючих нормативів силове передаточне число гідравлічного приводу повинно мати такі значення:

для вантажних автомобілів $u_р$=50…60;

для легкових автомобілів $u_р$=30…40.

Середні значення тиску робочої рідини в системі гідравлічного гальмового приводу $P_{рр}$ =2…3 МПа, а в умовах аварійного гальмування – $P_{рр}$ =7…10 МПа.

Для загальмовування автомобіля водій повинен прикласти до педалі автомобіля зусилля $P_{пед}$:

$$P_{пед} = \frac{\Sigma P\tau}{u_р \cdot \eta_{пр}}, \qquad (112)$$

де $\Sigma P\tau$ - сумарна гальмівна сила, яка діє на колеса автомобіля, Н.

Під час робочого гальмування згідно діючих нормативів $P_{пед} \le 100...150Н$, а аварійного гальмування $P_{пед} \le 500Н$.

Якщо обчислене значення $P_{пед} > 400Н$, то у гальмовому приводі необхідно передбачити використання підсилювача.

Силове передаточне число пневматичного гальмового приводу:

$$u_р = \frac{2l}{c \cdot \eta_{пр}}, \qquad (113)$$

де: l і c - геометричні параметри приводу гальмового механізму;

$\eta_{пр} = 0,92...0,95$ – ККД механічних елементів приводу.

Згідно діючих нормативів силове передаточне число пневматичного гальмового приводу повинно бути $u_p = 100...300$, тиск повітря в гальмовій системі $P_{пов} = 0{,}6...0{,}8$ МПа.

3.3.2. Рульове керування. Кінематичні схеми і силові передавальні числа

Рульове керування служить для зміни або підтримання обраного напрямку руху автомобіля і здійснення маневрування. В загальному випадку воно складається з трьох основних частин: рульового механізму, рульового приводу і підсилювача.

Зміна напрямку руху автомобіля може здійснюватись чотирма способами:

- поворотом керованих коліс (коліс передньої осі, коліс кількох осей, коліс всіх осій);
- поворотом керованих осей або керованих візків (передньої осі, кількох осей, всіх осей або візків);
- складанням ланок транспортного засобу (так званий опозитний спосіб повороту);
- бортовим способом (по-гусеничному).

З числа перелічених способів найбільше задовольняє вимогам споживачів автомобілів загального призначення спосіб повороту керованих коліс.

Оцінюючими параметрами рульового керування є кінематичне і силове передаточні числа, величина зазору в зачепленні і ККД рульового механізму і рульового приводу.

При виборі і обгрунтуванні конструкції органів рульового керування необхідно забезпечити виконання вимог до нього: витримка таких співвідношень між кутами коліс, за якого кочення всіх коліс не супроводжується їх бічним ковзанням; забезпечення узгодженості в кінематичному і силовому відношенні між поворотом рульового і керованого коліс; створення умов для забезпечення легкості керування і високої маневреності автомобіля.

Кінематичне передаточне число рульового приводу дорівнює відношенню елементарного кута θ_c повороту вала сошки до

півсуми елементарних кутів α_1 і α_2 повороту відповідно внутрішнього і зовнішнього керованих коліс:

$$u_{кп} = \frac{2\Delta\theta_c}{\Delta\alpha_1 + \Delta\alpha_2}. \quad (114)$$

Величина $u_{кп}$ не є постійною і залежить від положення ланок приводу. Тому її значення повинні визначатись графічно для різних кутів повороту коліс.

Кінематичне передаточне число рульового механізму в залежності від принципу, покладеного до основи його конструкції може бути постійним або змінним:

$$u_{км} = \frac{\theta_{рк}}{\theta_c}, u_{км} = \frac{\Delta\theta_{рк}}{\Delta\theta_c}. \quad (115)$$

де $\Delta\theta_{рк}$ і $\Delta\theta_c$ – зміна кутів повороту відповідно рульового колеса і вала сошки, град.

Враховуючи два останні вирази, загальне кінематичне передаточне число рульового керування:

$$u_{кр} = u_{кп} \cdot u_{км} = \frac{2\Delta\theta_{рк}}{\Delta\alpha_1 + \Delta\alpha_2}. \quad (116)$$

Кут повороту рульового колеса сучасних автомобілів складає $\theta_{рк}$ = 540 ... 1080°, кути повороту керованих коліс $\alpha_1 = \alpha_2$ = 30 ... 40°, кінематичні передаточні числа рульового керування вантажних автомобілів $u_{кр}$ = 20 ... 25, легкових $u_{кр}$ = 13 ... 22.

Силове передаточне число рульового керування дорівнює:

$$u_{ср} = \frac{1{,}25 \cdot G_к \cdot (f_r + \varphi \cdot r_{ковз}) \cdot R}{M_{рк} \cdot c} = u_{см} \cdot u_{сп}, \quad (117)$$

де $G_к$ – сила тяжіння автомобіля, що припадає на керовані колеса, Н;

f_r = 0,018 ... 0,022 – коефіцієнт опору кочення;

φ = 0,6 ... 0,8 – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою;

$r_{ковз}$ = (0,12 ... 0,15) · $r_к$ – радіус ковзання шини, м;

$r_к$ – радіус кочення шини, м;

R = (0,20 … 0,25) *м* – радіус рульового колеса, м;

$M_{рк} = P_{рк} \cdot R$ – момент, який прикладається до рульового колеса, Н·м;

$P_{рк}$ – зусилля, яке прикладається до рульового колеса, Н;

c – радіус обкочування керованого колеса м (для вантажних автомобілів c = 0,05 ... 0,12 м, для легкових c = 0,05 ... 0,06 м).

В існуючих конструкціях сучасних автомобілів $u_{ср}$ = 100 ... 300.

Рульовий привод.

Рульовий привод, який уявляє собою систему тяг і важелів, служить для передачі зусилля від сошки на поворотні цапфи і здійснення заданої залежності між кутами повороту керованих коліс. Частина рульового приводу, яка забезпечує цю залежність, зветься рульовою трапецією. Типові схеми рульового приводу представлені на рис. 29.

Основною задачею кінематичного розрахунку є визначення оптимальних параметрів рульової трапеції.

Рульовий привод повинен забезпечувати поворот керованих коліс автомобіля на різні кути, значення яких (без урахування бокового відведення шин) знаходяться в залежності:

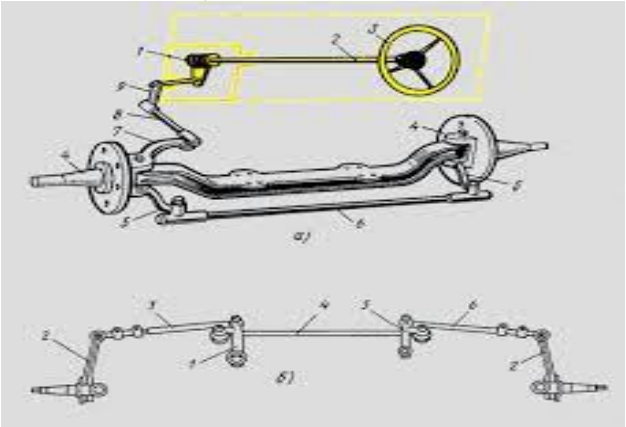


Рис. 29. Типові схеми рульового приводу: а – для автомобілів із залежною підвіскою, б – з незалежною підвіскою

$$ctg\,\alpha_з - ctg\,\alpha_в = \frac{B}{L}, \qquad (118)$$

де $\alpha_з$ $\alpha_в$ – кути повороту відповідно зовнішнього і внутрішнього керованого моста,град.;

B – відстань між шарнірами (осями) повороту коліс, м;

L – поздовжня база автомобіля, м.

Використовуючи рівнобічну трапецію необхідно визначити M, m, n (рис. 30)

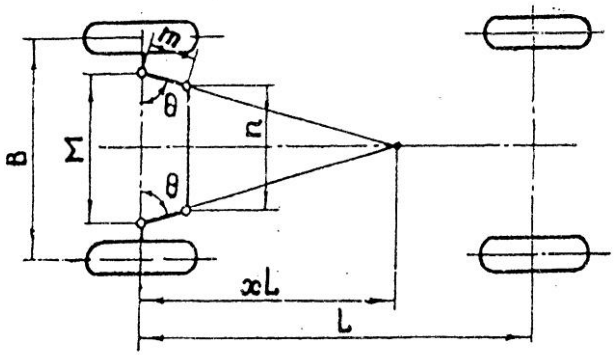


Рис. 30. Схема рульової трапеції автомобіля (L і B відповідно поздовжня і поперечна база автомобіля, визначені при розробці компоновочної схеми автомобіля)

Для визначення відстані між осями повороту коліс *B* задаються довжиною поворотної цапфи $L_ц$, яку можна прийняти рівною ширині профілю шини $в_ш$.

Довжина поперечної тяги:

$$n = \frac{M}{1 + 2\frac{m}{n}\cos\theta}, \text{м} \qquad (19)$$

де $\frac{m}{n} = 0{,}12 \ldots 0{,}16$;

Значення кута θ знаходять з виразу:

$$ctg\,\theta = \frac{M}{2K \cdot L},$$

де К = 0,7 – при задньому, К = 1,0 – при передньому розташуванні рульової трапеції.

Для перевірки відповідності обраних розмірів рульової трапеції задовольняння вимоги кочення коліс при повороті без бокового ковзання необхідно побудувати графік залежності $\alpha_з = f\ (\alpha_в)$ за даними, одержаними аналітичним методом на основі виразу (120), і даними графічної побудови кінематики рульової трапеції. Для реалізації аналітичного методу на основі виразу

$$\alpha_з = arcctg\left(ctg\alpha_в + \frac{M}{L} \right) \qquad (120)$$

проводять обчислення кута повороту зовнішнього колеса $\alpha_з$ при значеннях $\alpha_в$: 0°, 5°, 10°, 15°, 20°, 25°, 30°, 40°.

Для реалізації графічного методу необхідно в масштабі не менше ніж 1:10 накреслити схему рульової трапеції і графічно повертаючи внутрішнє колесо в межах можливого кута повороту від 0° до 40° з кроком 5°, визначити кути повороту зовнішнього колеса $\alpha_з$ (рис. 31).

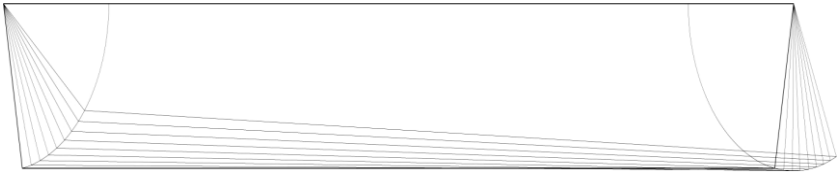


Рис. 31. До визначення залежності кутів повороту керованих коліс автомобіля

Результати отримані при реалізації аналітичного і графічного методів необхідно представити у вигляді таблиці (таблиця 17) і графіка (рис. 32)

Таблиця 17

Кут повороту керованих коліс

Кут повороту колеса, град	Внутрішнього, $\alpha_в$		0	5	10	15	20	25	30	35	40
	Зовні-нього	Теоретичний									

	α_3	Графічний									

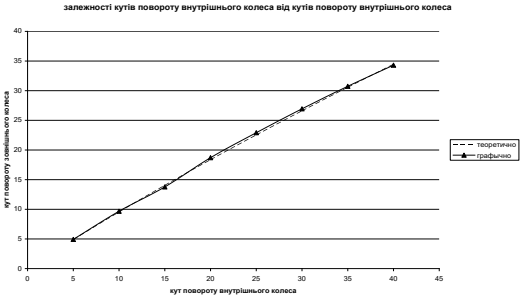


Рис. 32. Залежності між кутами повороту керованих коліс автомобіля

Обрані розміри рульової трапеції вважають задовільними, якщо при кутах повороту внутрішнього колеса до 20° графічна та теоретична залежності співпадають, а при наближенні до 40°, їх розбіжність не перевищує 2 ... 3°.

При виконанні даного розділу індивідуального завдання необхідно описати спосіб регулювання кута сходження керованих коліс, конструкцію шарнірних з’єднань та способи їх мащення, а при отриманні завдання на конструкторську розробку привода – провести розрахунки на міцність основних деталей: повздовжньої і поперечної тяг, елементів шарнірних з’єднань та ін.

Рульовий механізм

В сучасних автомобілях використовуються шестеренні, черв’ячні, гвинтові та кривошипні рульові механізми. До їх конструкції пред’являються спеціальні вимоги: високий ККД в прямому напрямку (від рульового колеса до керованих коліс) для полегшення керування автомобілем і знижений ККД в зворотному напрямку для зменшення сили поштовхів, які виникають при переїзді через нерівності; зворотність рульової пари для забезпечення елементів рульової пари в нейтральному положенні керованих коліс при забезпеченні можливості його регулювання в процесі експлуатації; заданий характер зміни передаточного числа

рульового механізму; травмобезпечність рульового механізму; та деякі загальні вимоги відносно матеріалоємності, технологічності виготовлення, вартості, простоти обслуговування та ремонтопридатності.

При виконанні індивідуального завдання, керуючись особливостями конструкції, компоновки і умов експлуатації автомобіля, необхідно обрати і обгрунтувати конструкцію рульового механізму і накреслити його кінематичну схему.

Міцнісний розрахунок деталей рульового механізму проводиться з урахуванням того, що найбільші навантаження в ньому виникають при повороті на місці керованих коліс на сухій асфальтобетонній опорній поверхні. Момент опору повороту коліс при цьому:

$$M_{оп} = \sum M_{пі} + \sum M_{ті}, \text{ Н·м} \qquad (121)$$

де $\Sigma M_{пі}$ – сумарний момент опору повороту коліс, Н м;

$\Sigma M_{ті}$ – момент тертя в рульовому приводі, Н м.

Момент опору повороту керованих коліс нерухомого автомобіля:

$$M_{оп} = 1{,}25 G_{КК} (f_c + \varphi \cdot r_{ковз}), \text{ Н·м} \qquad (122)$$

де $G_{КК}$ – частина ваги автомобіля, яка припадає на керовані колеса, Н;

f_c – коефіцієнт опору коченню (для автомобілів загального призначення, які експлуатуються на дорогах з твердим покриттям f_c = 0,02 ... 0,04);

φ = 0,7 ... 0,85 – коефіцієнт зчеплення коліс з опорною поверхнею;

$r_{ковз}$ = (0,10 ... 0,16) $r_к$ – радіус ковзання, м.

Необхідність використання підсилювача рульового керування виникає в тому випадку, коли зусилля, яке необхідно прикласти водію до рульового колеса для повороту керованих коліс, перевищує 400 Н. Це зусилля визначається за виразом:

$$P_{рк} = \frac{M_{оп}}{R_{рк} \cdot u_м \cdot u_{рп} \cdot \eta_м \cdot \eta_{рп}}, \text{ Н·м} \qquad (123)$$

де $R_{рк}$ – радіус рульового колеса, м; $R_{рк}$ = (380 ... 550) мм;

$u_м$ – кінематичне передаточне число рульового механізму;

$u_{рп}$ – кінематичне передаточне число рульового приводу;

$\eta_м$, $\eta_{рп}$ – відповідно ККД рульового механізму і рульового приводу ($\eta_м$ = 0,75 ... 0,92; $\eta_{рп}$ = 0,85 ... 0,95).

При виконанні опису конструкції рульового механізму необхідно вказати спосіб забезпечення і проведення регулювань.

При включенні рульового механізму в індивідуальне завдання слід визначити його геометричні параметри і провести розрахунки елементів на міцність.

Рульовий механізм з глобоїдним черв'яком і роликом (рис. 33)

Зачеплення такого типу забезпечується зубцям високу міцність на згинання. З цієї причини особлива увага в розрахунках приділяється зносостійкості та контактній міцності. Оцінка здійснюється за величиною напруг стискування, які з достатньою точністю можуть бути визначені за виразом:

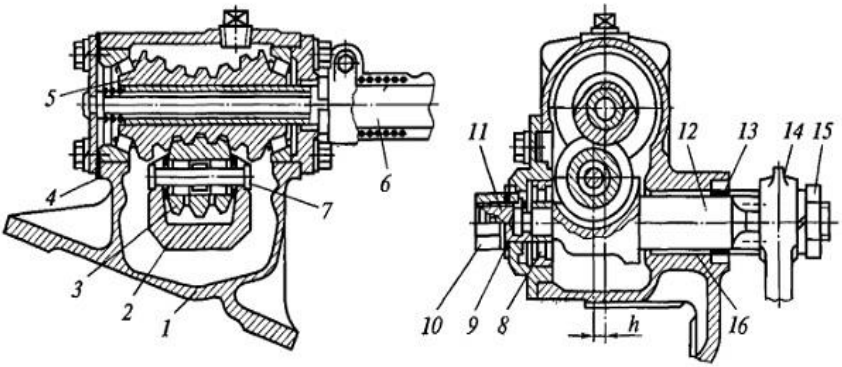


Рис. 33. Рульовий механізм типу «глобоїдний черв'як – ролик»: 1-картер рульового механізму; 2-головка валу рульової сошки; 3-тригребеневий ролик; 4-прокладки для регулювання; 5- черв'як; 6-

рульовий вал; 7-вісь; 8-підшипник валу сошки; 9-стопорна шайба; 10-ковпачкова гайка; 11-регулювальний гвинт; 12-вал сошки; 13-сальник; 14-рульова сошка; 15-гайка; 16-ронзова втулка; h-глибина зачеплення ролика з черв'яком, що регулюється

Зачеплення такого типу забезпечується зубцям високу міц-ність на згинання. З цієї причини особлива увага в розрахунках приділяється зносостійкості та контактній міцності. Оцінка здійнюється за величиною напруг стискування, які з достатньою точністю можуть бути визначені за виразом:

$$\sigma_{ст} = \frac{Q_1}{F} \le [\sigma_{ст}], \qquad (124)$$

де $Q_1 = \dfrac{P_{м\max} \cdot R_м}{r_1} \cdot tg\,\beta_1$;

$$F = i\frac{1}{2}[(\varphi_1 - \sin\varphi_1)\cdot r_{1з}^2 + (\varphi_2 - \sin\varphi_2)\cdot r_{2з}^2]$$

i – кількість гребенів ролика, які передають зусилля;
$r_{1з}$ і $r_{2з}$ – зовнішні радіуси черв'яка і ролика, мм;
φ_1 і φ_2 – центральні кути контактної площини, град.;
$[\sigma_{ст}]$ = 100 … 300 МПа – для тригребеневих роликів.

Рульовий механізм типу "гвинт-гайка-рейка-сектор" (рис.34)

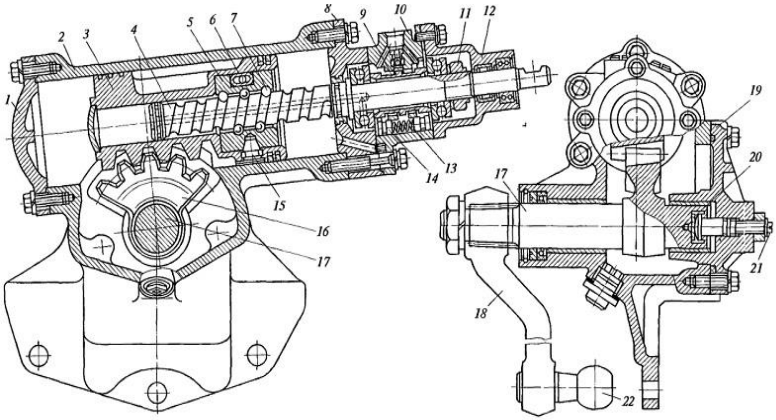


Рис. 34. Рульовий механізм типу “гвинт-гайка-рейка-сектор”: 1 - кришка циліндру; 2 - картер рульового механізму; 3 - пор-шень-рейка; 4 - гвинт; 5 - кулькова гайка; ; 6 - кулькова канавка; 7 - кульки; 8 - проміжкова кришка; 9 - золотник; 10 - корпус клапану керування; 11 - гайка; 12 - верхня кришка; 13 - пружина плунжеру; 14 - плунжер; 15 - стопорний гвинт; 16 - зубчастий сектор; 17 - вал; 18 - сошка; 19 - бокова кришка; 20 - стопорне кільце; 21 - гвинт регу-лювання; 22 - кульовий палець

Для рульового механізму типу “гвинт-гайка-рейка-сектор” в ланці “гвинт-кулькова гайка” визначають умовне навантаження на одну кульку:

$$P_к = 5 \cdot Q_1 / (m_в \cdot i \cdot \cos\delta_{кон}), \qquad (125)$$

де Q_1 – осьове зусилля, яке сприймається гайкою, Н;

$m_в$ – кількість робочих витків;

i – кількість кульок, які знаходяться одночасно на одному витку за умови повного заповнювання канавки;

$\sigma_{кон}$ – кут контакту кульок з канавками ($\sigma_{кон}$ = 45 ... 60°).

Контактна напруга, яка визначає напругу в парі кулька-поверхня канавки:

$$\sigma_{ст} = m^3\sqrt{\frac{4Q_1 \cdot E^2(\frac{1}{d} - \frac{1}{d_к})^2}{i \cdot \sin\beta_1 \cos\sigma}} \le [\sigma_{ст}], \qquad (126)$$

де m – коефіцієнт, який залежить від кривизни поверхонь, що дотикаються (для існуючих конструкцій m = 0,6 ... 0,8);

E = 200 ГПа – модуль пружності першого роду (для сталей);

d – діаметр кульки,мм;

$d_к$ – діаметр канавки гвинта (гайки),мм;

$\beta_1 = \frac{\pi}{2} - \beta_1^{'}$, $\beta_1^{'}$ – кут нахилу канавок гвинта (рейки), град.

Значення Q_1 знаходиться за виразом:

$$Q_1 = \frac{P_{м\max} \cdot R_м}{r_1} \cdot tg\,\beta_1, \qquad (127)$$

де $P_{м\,max}$ = (0,1 ... 1,5) кН – зусилля на рульовому колесі;

$R_м$ – радіус рульового колеса, м;

r_1 – відстань від осі гвинта до центру кульки, мм.

Рульові механізми типу “гвинт-гайка-рейка-сектор” використовуються з підсилювачами рульового керування.

Рульовий механізм рейкового типу (рис. 35)

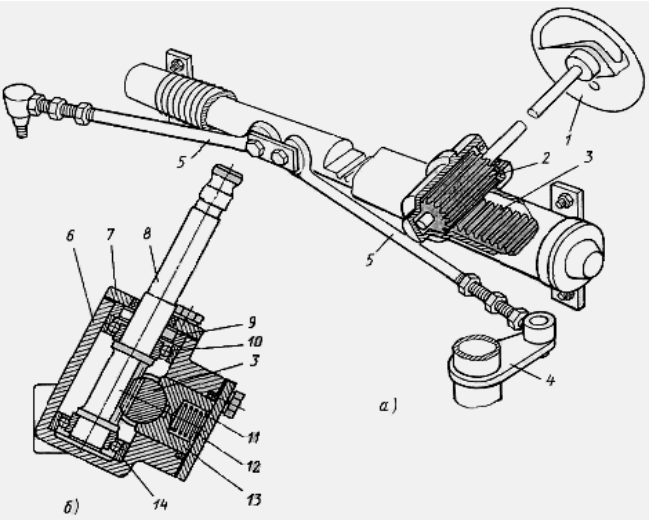


Рис. 35. Рейковий рульовий механізм: 1 - рульове колесо; 2 - шестерня рульового валу; 3 - рейка; 4 - поворотний важіль; 5 - поперечні тяги; 6 - корпус рульового механізму; 7 - кришка; 8 - вал шестерні; 9 - сальник; 10, 14 – підшипники; 11 - кришка рейки; 12 - пружина підтискна рейки; 13 - втулка рейки

При проведенні розрахунків рейкового рульового механізму кількість зубців приводної шестерні приймають z_1 = 6 ... 10. Нормальний крок зубів рейки та їх кількість:

$$P_H = m \cdot \pi \; ; \tag{128}$$

$$Z = \frac{L}{P_H} \; , \tag{129}$$

де m = 3,0 ... 3,5 мм – модуль приводної шестерні;

L – довжина нарізаної частини рейки, мм.

Довжина нарізаної частини рейки (рис. 35 б):

$$L = \left(OA_к\right) \sin 2\alpha_{\max} \; , \tag{130}$$

де α_{max} – максимальний кут повороту керованих коліс, град.;

$OA_к$ – відстань від осі повороту колеса до шарніра рульової трапеції, встановленого на продовженні рейки, м.

Висота та товщина зубів рейки рульового механізму:

- висота зуба: $h = (2 \cdot h_o^{'} + c^{'}) \cdot m$; (131)

- товщина зуба: $S_y = 0{,}5 \cdot \Pi \cdot m$, (132)

де $h_o^{'}$ = 1,0 – коефіцієнт висоти головки;

$c^{'}$ = 0,25 – коефіцієнт радіального зазору.

Довжина рейки після уточнення:

$$L = (z - 0{,}5)P_n . \quad (133)$$

Відстань від базової поверхні до ролика при висоті рейки Н = 20 ... 30 мм, куті головного профілю α = 20°:

$$R_p = H + 0{,}85m\left(\frac{1}{\sin\alpha} + 1\right) - \left(\frac{\Pi}{4\,tg\alpha} + 1\right) \cdot m \text{, мм} \quad (134)$$

При проведенні розрахунку зубів рейки на міцність необхідно обчислити ширину зубчастої частини рейки.

Додаток 1

Варіанти індивідуальних завдань

№ варі-анту	***Вихідні дані***				***Конструк-торська розробка***
	Ванта-жопід`єм-ність, Gв, Н	*Паса-жиро-міст-кість, чол..*	*Маси-мальна швид-кість, $v_{atax.}$, м/с.*	*Сумарний коефіцієнт опору дороги при максималь-ній швидкості, Ψ_v*	
1.	*5000*	*–*	*29*	*0.022*	*Зчеплення*
2.	*6000*	*–*	*28*	*0.026*	*Карданна передача*
3.	*7000*	*–*	*27*	*0.023*	*Головна передача*
4.	*–*	*8*	*29*	*0.024*	*Привод ведучих коліс*
5.	*8000*	*–*	*28*	*0.022*	*Підвіска передніх коліс*
6.	*9000*	*–*	*27*	*0.027*	*Підвіска задніх коліс*
7.	*10000*	*–*	*29*	*0.022*	*Гальмівний привод*
8.	*–*	*12*	*29*	*0.024*	*Гальмівний механізм передніх коліс*
9.	*11000*	*–*	*27*	*0.023*	*Гальмівний механізм задніх коліс*
10.	*13000*	*–*	*26*	*0.026*	*Стоянковий гальмівний механізм*
11.	*15000*	*–*	*25*	*0.029*	*Диференціал*
12.	*–*	*17*	*29*	*0.022*	*Рульовий механізм*
13.	*17000*	*–*	*27*	*0.028*	*Рульовий привод*

14.	*19000*	*–*	*28*	*0.025*	*Підвіска передніх коліс*
15.	*20000*	*–*	*27*	*0.022*	*Підвіска задніх коліс*
16.	*–*	*25*	*29*	*0.027*	*Зчеплення*
17.	*23000*	*–*	*27*	*0.023*	*Карданна передача*
18.	*25000*	*–*	*26*	*0.025*	*Головна передача*
19.	*28000*	*–*	*25*	*0.022*	*Привод ведучих коліс*
20.	*–*	*40*	*27*	*0.024*	*Підвіска передніх коліс*
21.	*30000*	*–*	*26*	*0.022*	*Підвіска задніх коліс*
22.	*35000*	*–*	*25*	*0.023*	*Гальмівний привод*
23.	*40000*	*–*	*29*	*0.029*	*Гальмівний механізм передніх коліс*
24.	*–*	*50*	*27*	*0.022*	*Гальмівний механізм задніх коліс*
25.	*50000*	*–*	*26*	*0.026*	*Стоянковий гальмівний механізм*
26.	*70000*	*–*	*25*	*0.029*	*Диференціал*
27.	*90000*	*–*	*27*	*0.023*	*Рульовий механізм*
28.	*–*	*80*	*26*	*0.025*	*Рульовий привод*
29.	*120000*	*–*	*25*	*0.024*	*Підвіска передніх коліс*
30.	*180000*	*–*	*24*	*0.028*	*Підвіска задніх коліс*

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Сахно В.П. та ін. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів. В 3-х книгах: навчальний посібник / В.П. Сахно, А.В. Костенко, М.І. Загороднов та ін. – Донецьк: Вид-во «Ноулідж», 2014.
2. Основи теорії експлуатаційних властивостей автомобіля: навчальний посібник / В.П. Волков, О.П. Кравченко – Луганськ: Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2009. – 248 с.
3. Сирота В.І., Сахно В.П. Автомобілі. Основи конструкції, теорія: Навчальний посібник. – 2-ге видання, виправлене та доповнене. – К.: Арістей, 2008. - 288 с.