

Лекція 2. Тягово-швидкісні властивості. Основи кінематики і динаміки автомобільного колеса

Перед тим, як приступати до розгляду питання динаміки автомобіля в загальному випадку з'ясуємо, що на автомобіль під час руху діють такі сили :

- ΣP_p - сума рушійних сил;
- ΣP_y - сума сил опору;
- ΣP_ϕ - сума сил зчеплення.

Основною умовою руху автомобіля є таке їх співвідношення :

$$\Sigma P_y < \Sigma P_p < \Sigma P_\phi \quad (1.11)$$

Дотримання цих умов ($\Sigma P_y < \Sigma P_p$ та $\Sigma P_p < \Sigma P_\phi$) забезпечує можливість руху автомобіля в заданих дорожніх умовах без буксування.

Тоді рівняння руху автомобіля (в загальному вигляді):

$$\Sigma P_y = \Sigma P_p = \Sigma P_\phi \quad (1.12)$$

Якщо поділимо складові рівняння на повну вагу автомобіля G_a , отримаємо:

$$\frac{\Sigma P_y}{G_a} = \gamma_c - \text{питома сумарна сила опору автомобіля};$$

$$\frac{\Sigma P_p}{G_a} = \gamma_p - \text{питома сумарна сила тяги автомобіля};$$

$$\frac{\Sigma P_\phi}{G_a} = \gamma_\phi - \text{питома сумарна сила зчеплення автомобіля}.$$

На основі зазначеного можна скласти рівняння руху автомобіля в питомих величинах:

$$\gamma_c = \gamma_p = \gamma_\phi \quad (1.12a)$$

Сили і моменти, що діють на автомобіль.

Визначення сил, моментів, швидкостей і прискорень транспортного засобу може бути проведене на основі методик теоретичної механіки . Для спрощення вирішення цієї задачі без суттєвого впливу на точність результату приймають такі припущення:

- автомобіль симетричний відносно поздовжньої осі;
- дорожні умови під всіма колесами однакові;
- взаємні переміщення окремих мас автомобіля відсутні;
- нормальні реакції дороги прикладені до середини контактної поверхні;
- сили, що діють на міст, можуть бути приведені до його середини.

Розглянемо в загальному випадку прискорений рух автомобіля-тягача на підйом під кутом α (рис.1.3).

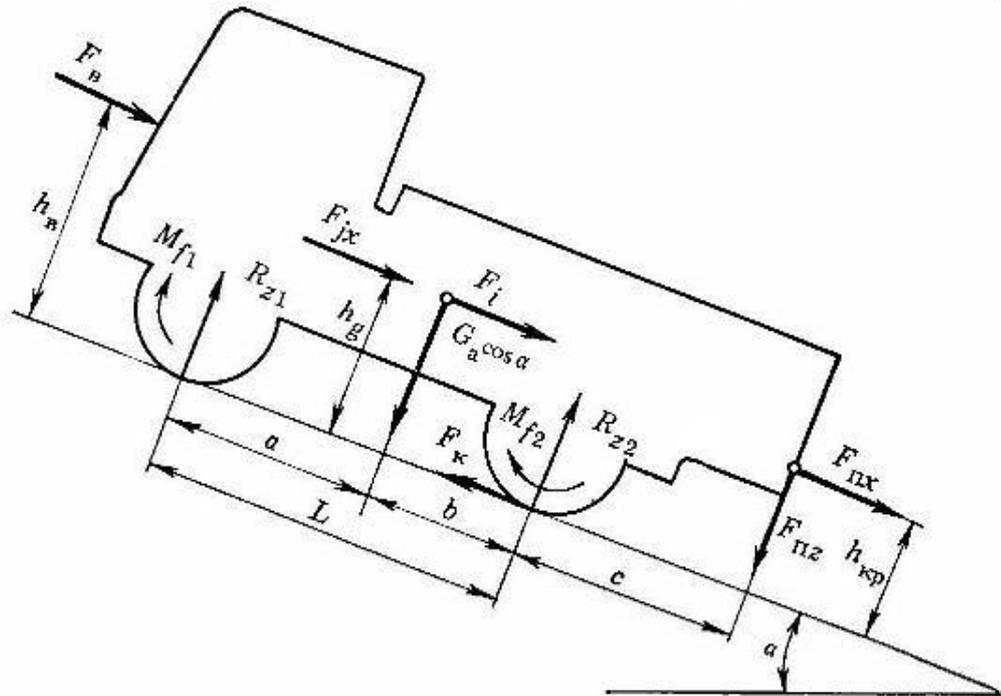


Рис 1.3. Схема сил і моментів, що діють на автомобіль у загальному випадку руху

Всі сили, що діють на автомобіль-тягач поділяються на три групи: рушійні, опору руху, нормальні до напрямку руху.

До першої групи відносяться рушійні сили:

– колова сила на ведучих колесах R_p .

До другої групи – сили опору руху :

– моменти опору кочення коліс M_{f1} і M_{f2} ;

– сила опору повітря P_w ;

– повздовжня складова сили тяжіння $P_h = G_a \sin \alpha$;

– сила інерції P_j ;

– повздовжня складова сили опору причепа $P_{\pi x}$.

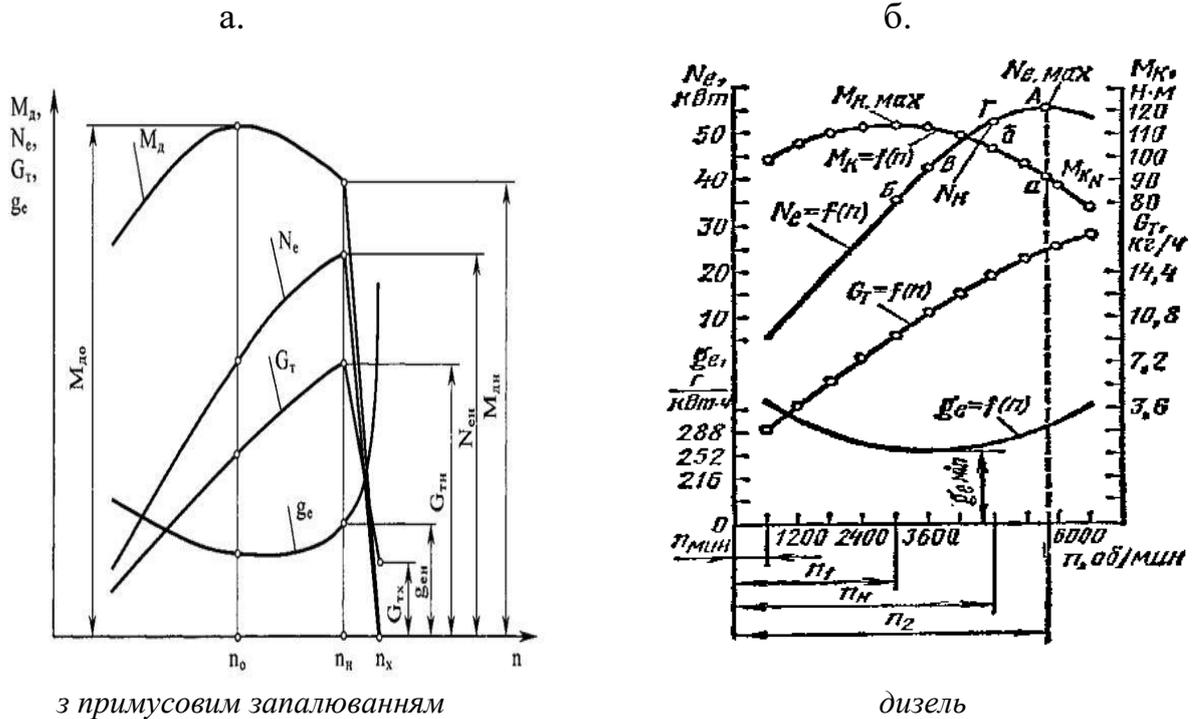
До третьої групи – сили, перпендикулярні (нормальні) до опорної поверхні :

– нормальні реакції дороги R_{z1} , R_{z2} ;

– нормальна складова сили тяжіння $G_a \cdot \cos \alpha$;

– вертикальна складова сили опору причепа $P_{\pi z}$.

Потужнісні можливості двигуна оцінюються за допомогою його швидкісної зовнішньої (при повному відкритті дросельних заслінок - карбюраторних, або при повному ході рейки ПНВТ - дизелів) вона має вигляд (рис.1.4):



з примусовим запалюванням дизель
 Рис. 1.4. Швидкісна зовнішня характеристика
 автомобільного поршневого ДВЗ

Сила тяги P_p – колова сила на ведучих колесах - виникає за рахунок крутного моменту, переданого трансмісією від двигуна. Вона визначається за наступною формулою:

$$P_p = \frac{M_k}{r_d} \quad (1.13)$$

де: M_k – крутний момент на ведучих колесах автомобіля;
 r_d – динамічний радіус ведучого колеса.

В свою чергу величина крутного моменту на ведучих колесах автомобіля дорівнює:

$$M_k = M_e \cdot u_k \cdot u_{dk} \cdot u_{rk} \cdot u_0 \cdot u_{br} \cdot u_{kr} \cdot \eta_T \quad (1.14)$$

де: M_e – крутний момент на колінчастому валу двигуна автомобіля;

u_i - відповідно передавальні числа (за їх наявності):

u_k – коробки передач;

u_{dk} – додаткової коробки;

u_{rk} – роздавальної коробки;

u_0 – головної передачі;

u_{br} – бортового редуктора;

u_{kr} – колісного редуктора;

η_T – механічний К.К.Д трансмісії.

Розрахунок показників силової установки автомобіля.

Швидкісна зовнішня характеристика існуючого двигуна, якщо він виробляється, є в його паспортних даних, і на її основі можна далі проводити тяговий розрахунок автомобіля.

Але, якщо характеристика двигуна, що його планується встановити на автомобіль, невідома, то розрахунки проводять, використовуючи приблизну швидкісну зовнішню характеристику, визначену за методикою, розробленою в МАДІ проф. Лейдерманом С.Р. :

$$N_i = N_{max} \left[a \frac{\omega_i}{\omega_N} + b \left(\frac{\omega_i}{\omega_N} \right)^2 - c \left(\frac{\omega_i}{\omega_N} \right)^3 \right] \quad (1.15)$$

$$M_{ki} = 1000 \frac{N_i}{\omega_i}, \text{ Н}\cdot\text{М} \quad (1.16)$$

$$g_{ei} = K_{\omega i} \cdot g_n, \text{ з/квт}\cdot\text{год} \quad (1.17)$$

де: a, b, c – коефіцієнти, що залежать від типу двигуна;

N_i, M_{ki}, ω_i - поточні значення потужності і крутного моменту двигуна і частоти обертання колінчастого валу;

ω_N – частота обертання колін валу при максимальній потужності N_{max} .

Спробуємо винайти коефіцієнти a, b, c при відомій N_{max} .

Оскільки рівняння має загальний вигляд, то воно повинне задовольняти і при $\omega = \omega_n$, а це можливо при

$$a + b + c = 1$$

Рівняння (1.15) можна представити у вигляді:

$$N_i = N_{max} \left(\frac{\omega_i}{\omega_N} \right) \left[a + b \left(\frac{\omega_i}{\omega_N} \right) - c \left(\frac{\omega_i}{\omega_N} \right)^2 \right] \quad (1.18)$$

І після відповідних перетворень при $\omega_i = \omega_N$ і $M_k = M_{kmax}$ отримаємо

$$K_M = a + \frac{b}{K\omega} + \frac{c}{K^2\omega} \quad (1.19)$$

де: $K_M = \frac{M_{kmax}}{M_{kN}}$ – коефіцієнт запасу крутного моменту ;

$K_\omega = \frac{\omega_N}{\omega_M}$ – коефіцієнт зменшення частоти обертання колінчастого вала двигуна при навантаженні.

Третє рівняння отримаємо при $\omega_i = \omega_N$ за умови екстремуму функції і рівності похідної нулю:

$$b + \frac{2c}{K\omega} = 0$$

Таким чином:

$$\left\{ \begin{aligned} a &= \frac{K_M K_\omega (2 - K_\omega) - 1}{K_\omega (2 - K_\omega) - 1} \\ b &= \frac{2 K_\omega (K_M - 1)}{K_\omega (2 - K_\omega) - 1} \\ c &= \frac{K^2 \omega (K_M - 1)}{K_\omega (2 - K_\omega) - 1} \end{aligned} \right.$$

Оскільки в вихідних даних є N_{max} , ω_n , M_{kmax} , ω_{Mmax} то, після підрахунку a , b , c і підстановки їх до рівняння (1.15), можна отримати дані для побудови швидкісної зовнішньої характеристики двигуна.

Визначення крутного моменту і сили тяги на неусталених і усталених режимах

Для розгляду питань механіки автомобільного колеса необхідно з'ясувати природу сил і моментів, які передаються на нього і виникають при його взаємодії з опорною поверхнею.

В багатьох експлуатаційних умовах двигун працює на неусталених режимах, тобто $\omega \neq const$ і $\frac{d\omega}{dt} \neq 0$ – для колінчастого вала. При цьому зміна крутного моменту двигуна ΔM_e не перевищує 3% і приблизно лінійно залежить від кутового прискорення колінчастого вала і визначається за формулою:

$$\Delta M_e = \gamma \times \Delta M_e \frac{d\omega}{dt} \quad (2.1)$$

де: $\gamma = 0,01-0,03$ – коефіцієнт зміни моменту.

Під час розгону автомобіля частина енергії витрачається на подолання сил інерції мас двигуна, трансмісії і коліс. Але в порівнянні з інерційним опором розгону мас двигуна і коліс, інерційні маси трансмісії досить невеликі, тому їх, як правило, не враховують.

З урахуванням цього до ведучих коліс автомобіля підводиться крутний момент:

$$M_K = M_e \left(1 - \gamma \frac{d\omega}{dt} - \frac{J_M}{M_K} \frac{d\omega}{dt} \right) \cdot u_m \cdot \eta_m \quad (2.2)$$

де: J_M – момент інерції маховика та зєднаних з ним деталей ;

u_T – передавальне число трансмісії;

η_T – к.к.д. трансмісії.

Таким чином, колова сила на ведучих колесах дорівнює:

$$P'_p = \frac{M_K u_T}{2g} - (\gamma M_K + J_M) \frac{u_T}{2g} \eta_m \frac{d\omega}{dt} - \sum J_K \frac{d\omega}{dt} \frac{1}{2g} \quad (2.3)$$

де: r_d – динамічний радіус колеса

n – число ведучих коліс автомобіля.

Під час рівномірного руху автомобіля $v_a = const$, тому колова сила дорівнює:

$$P_p = \frac{M_k \cdot u_T \cdot \eta_m}{2g} \quad (2.4)$$

Але під час руху автомобіля по дорозі ця сила може бути обмеженою по зчепленню коліс з опроною поверхнею, і дорівнює :

$$P_\varphi = \frac{M\varphi}{2g} = (\varphi + f) R_z \quad (2.5)$$

де: R_z – вертикальна реакція на колесо з боку дороги.

φ – коефіцієнт зчеплення ,

f - коефіцієнт опору коченню ведучих коліс.

Коефіцієнт корисної дії трансмісії характеризує втрати енергії двигуна при передачі до ведучих коліс , тобто:

$$\eta_T = \frac{E_d}{E_k} \quad (2.6a)$$

і визначається втратами за рахунок тертя між елементами трансмісії і втратами на подолання гідравлічного опору масла в агрегатах

$$\eta_T = \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{гдр}} = 0,98^k 0,97^b 0,95^m 0,999^n \quad (2.6b)$$

В розрахунках приймаються наступні значення к.к.д. :

- коробки передач 0,96-0,98 ;
- роздавальної коробки 0,93-0,97;
- одного карданного шарніра 0,995;
- головної передачі 0,93-0,97;
- колісної передачі 0,98-0,99,

обчислені з врахуванням значень к.к.д. вузлів, що входять до їх складу:

- 0,98 – пари циліндричних шестерень;
- 0,97 - к.к.д. конічної передачі;
- 0,995 – карданного шарніра;
- 0,999 – шліцевого з'єднання та інших.

2. Радіуси автомобільного колеса.

В загальному випадку під час руху автомобіля на колеса діють рушійні і гальмівні сили , сили зчеплення, які утримують його на дорозі , сили , які примушують його змінювати напрям руху.

При взаємодії автомобільного колеса з опроною поверхнею деформується як шина так і поверхня. В залежності від дорожніх умов, типу шини і тиску повітря в ній , по співвідношенню цих деформацій можна вирізнити такі види руху :

- еластичного колеса по твердій поверхні;
- жорсткого колеса по поверхні, що деформується;
- еластичного колеса по поверхні, що деформується.

Внаслідок деформації колеса змінюються його розміри, точніше відстань від осі колеса до опорної поверхні.

Для розглядання кінематики і динаміки колеса з'ясуємо його радіуси:

- r_n – номінальний (торгівельний) радіус – по маркуванню шини;
- r_b – вільний радіус – радіус колеса при $\omega_k=0$; $G_k=0$;
- r_c – статичний радіус – $\omega_k=0$, $G_k>0$;
- r_d – динамічний радіус – відстань від центра колеса до точки прикладання дотичних сил;
- r_k – кінематичний радіус – відстань від центра колеса до миттєвого центра перекидання колеса.

Вони можуть бути визначені аналітично за формулами:

$$r_{cm} = 0,5d + \lambda_z H$$

де: d – посадочний діаметр шини;

λ_z – коефіцієнт вертикальної деформації ($\lambda_z = 0,85-0,87$ – для тороїдних шин; $\lambda_z = 0,8-0,85$ – аروحних і з регулюванням тиску);

H – висота профілю шини .

В інженерних розрахунках при розгляді кочення колеса твердою поверхнею приймається: $r_d \approx r_c$.

Радіус кочення (кінематичний радіус):

$$r_k = \frac{vk}{\omega_k} \quad (2.7)$$

Враховуючи деформаційні властивості шини для визначення кінематичного радіусу акад. Є.О.Чудаков запропонував наступну формулу:

$$r_k = r_{k0} - \lambda_m \cdot M_{кол}. \quad (2.8)$$

де: r_{k0} – радіус кочення при $M_{кол} = 0$;

λ_m – коефіцієнт тангенційної еластичності шини.

Експериментально кінематичний радіус r_k визначають за формулою:

$$r_k = \frac{S}{2\pi n_k} \quad (2.9)$$

де: S – шлях , пройдений віссю колеса.

Окрім цього безпосередній радіус кочення колеса залежить від обертового моменту M_k , що йому передається (рис. 2.1). На рис. 2.1а ділянки мають такі характеристики: 0-1 і 4-5 – повне проковзування елементів шини щодо опорної поверхні; 1-2 і 3-4 – пружне прослизання й ковзання колеса; 2-3 – пружна деформація коліс; точка 0 і 5 –юз і буксування колеса.

а.

в.

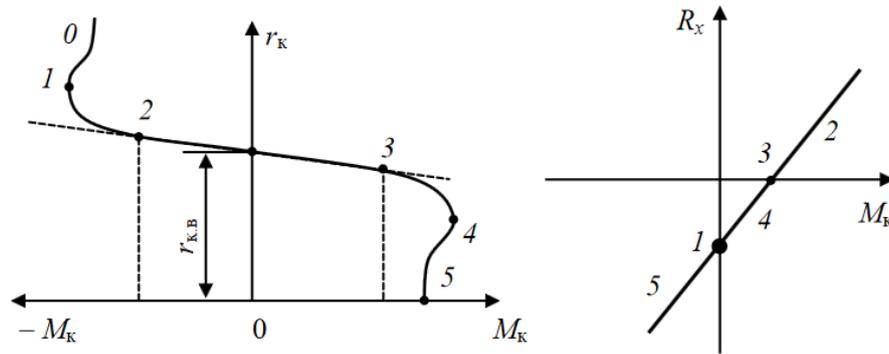


Рис.2.1. Залежність радіусу кочення колеса від величини крутного моменту.

1. Деформації шини

Для розгляду режимів кочення колеса встановимо зв'язок між силами, що діють на нього, моментами і реакціями. Розрізняють три випадки кочення колеса:

- 1) деформація опорної поверхні мала порівняно з деформацією колеса;
- 2) деформацією колеса можна знехтувати порівняно з деформацією опорної поверхні;
- 3) деформації колеса й опорної поверхні співрозмірні.

Розглянемо характер і епюри напруг в опорній поверхні під дією нерухомого колеса і при їх взаємодії, що відповідає першому випадку, як найбільш типовому для дорожнього автомобіля, що відповідає коченню колеса з еластичною шиною по дорозі, що має тверде покриття. Частина ваги автомобіля, що припадає на колесо (G_K), призводить до деформації, як опорної поверхні (рис 2.2а), так і шини (рис. 2.2б).

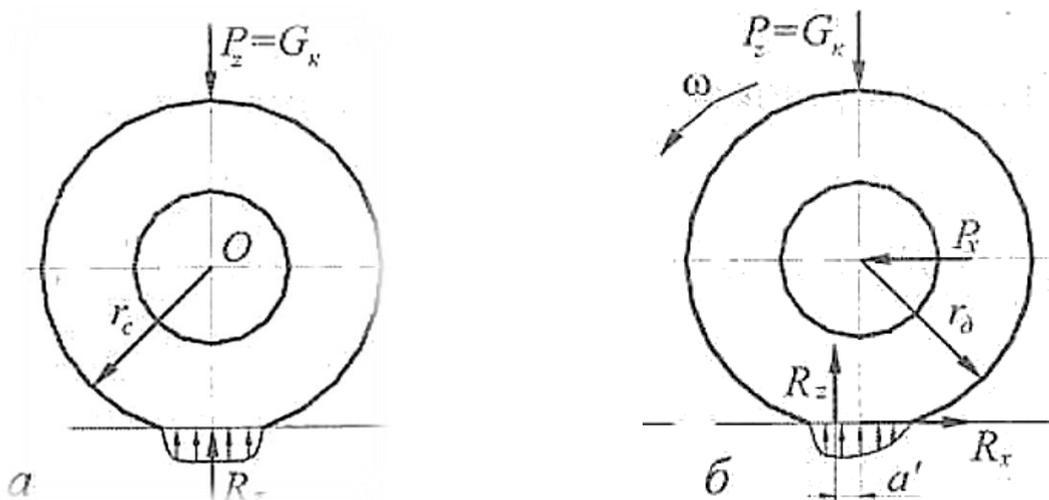


Рис.2.2а. Епюри напруг в опорній поверхні

а - $G_K > 0, M_k = 0, \omega_k = 0$; б - $G_K > 0, M_k > 0, \omega_k > 0$.

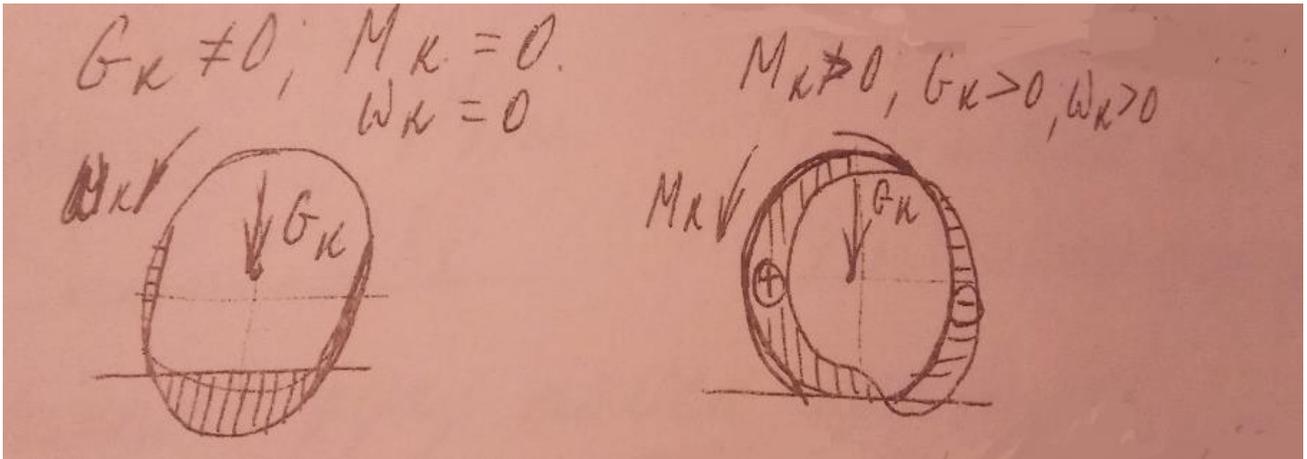


Рис.2.2б. Епюри напруг в протекторі автомобільної шини

При коченні колеса епюра тиску несиметрична (рис. 2.2б), тому рівнодіюча зміщена на величину a' , внаслідок чого виникає крутний момент $M_f = a' \cdot R_z$, який є моментом опору кочення колеса.

З певною точністю можна вважати, що внаслідок деформування шини її навантаження відбувається в зоні 0-1-2, а розвантаження - в зоні 2-3-0, причому найбільше навантаження в зоні 1-2-3 (рис.2.3а):

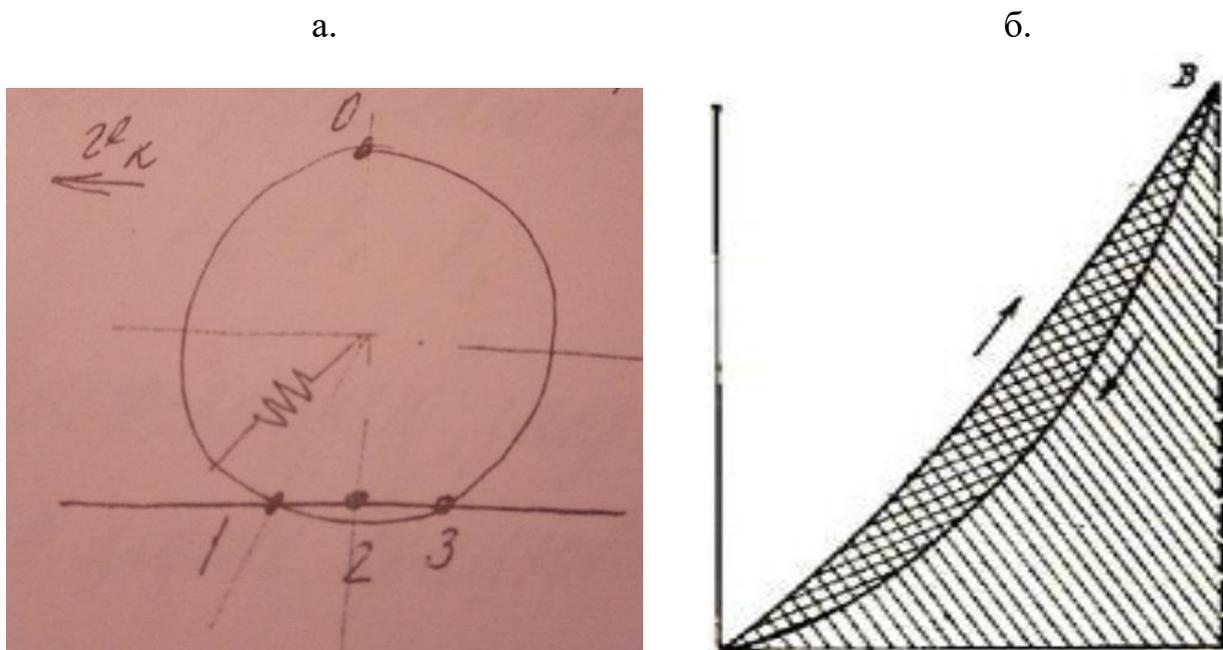


Рис.2.3. Розподіл завантаженості шини (а) і петля гістерезису при навантажуванні шини вертикальним навантаженням (б)

При деформації шини і подальшому відновленні її форми неминучі гістерезисні втрати.

Розглянемо схему деформації шини при її коченні (рис.2.2б). При цьому

площа під лінією розвантаження 2-3 менша ніж під лінією навантаження . Ці площі пропорційні енергіям, які витрачені на деформацію шини поверненої внаслідок відновлення форми за рахунок пружних сил. На твердій поверхні величина M_f зумовлена гістерезисними втратами енергії на кочення шини.

4. Режими кочення автомобільного колеса.

Розглянемо сили і моменти, що діють на колесо що котиться в загальному випадку руху (рис.2.4).

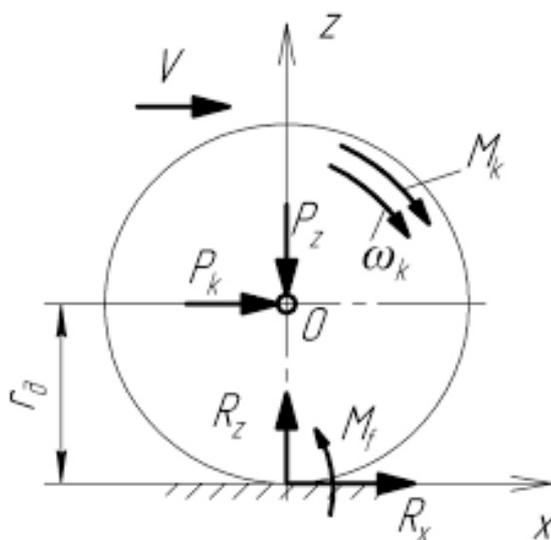


Рис.2.4. Схема сил, що діють на колесо

G_k – нормальне навантаження на колесо;

P_x – поздовжня сила колеса;

R_x, R_z – реакції дороги;

$M_{кол}$ – момент, який підводиться до колеса;

M_j – момент опору прискоренню колеса.

Рівняння руху колеса має вигляд :

$$P_{кол} + P_x = P_f + P_{jкол} \quad (2.10)$$

де: $P_{кол} = \frac{M_{кол}}{r_d}$ – колова сила колеса;

$P_f = R_z \frac{a_{ш}}{r_d} = R_z f$ – сила опору коченню колеса;

$P_{jкол} = \frac{M_{jкол}}{r_d}$ – сили опору розганянню колеса.

Під час рівномірного руху колеса $M_{jкол} = 0$, тобто рівняння рівноваги колеса має вигляд :

$$P_k + P_x = P_f \quad (2.11)$$

Згідно з класифікацією, запропонованою акад. Чудаковим Є.О, колесо може працювати в таких режимах :

- веденому : $M_k = 0$, колесо рухається за рахунок штовхаючої його реакції осі, яка спрямована в бік руху колеса $P_x > 0$;

- ведучому : $M_k > 0$, дотична реакція P_p (грунту) спрямована в бік руху колеса, а реакція осі – в протилежному $P_e < 0$;
- гальмівному : $M_k < 0$, тобто спрямований проти кочення, а $P_e > 0$ – в напрямку руху.
- нейтральному : $M_f > M_k > 0$, $P_e > 0$
- вільному : $M_f = M_k > 0$, $P_e = 0$.

- **Ведений режим**

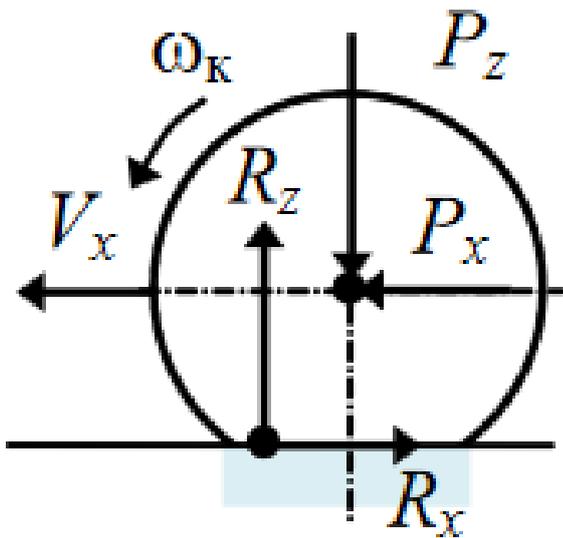


Рис.2.5. Схема сил, що діють на колесо у веденому режимі кочення

Рівняння руху колеса у веденому режимі має вигляд:

$$P_e = P_f + P_{jk}, \quad (2.12)$$

або в розгорнутому вигляді:

$$P_e = P_f + \frac{J_k}{r_d} \times \frac{d\omega_k}{dt}, \quad (2.13)$$

(при рівномірному русі $P_e = P_f$)

Під силою опору коченню колеса слід розуміти силу, яку потрібно прикласти до осі колеса в напрямку його руху для подолання моменту опору кочення:

$$M_f = a_{ш} R_z = \frac{a_{ш}}{r_d} R_z r_d = f R_z r_d \quad (2.14)$$

де: f – коефіцієнт опору коченню

В той же час максимальне значення поздовжньої складової реакції дороги :

$$R_{xmax} = \varphi R_z \quad (2.15)$$

Тоді умова кочення колеса приймає вигляд :

$$R_x = P_f \leq \varphi R_z, \quad \text{або} \quad f = \varphi \quad (2.16)$$

- **Ведучий режим**

При цьому на раму автомобіля передається сила, напрям якої співпадає з напрямом руху автомобіля, а на колесо діє протилежно спрямоване зусилля P_p , що передається на раму автомобіля і зветься силою тяги колеса.

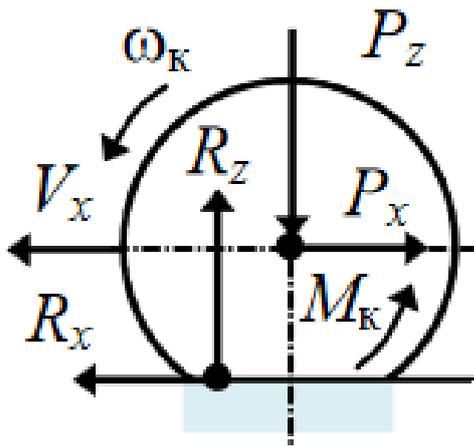


Рис.2.6. Схема сил, що діють на колесо у ведучому режимі кочення

При усталеному русі:

$$M_{kmax} = (\varphi + f) R_z r_d \quad (2.19)$$

$$P_{\varphi max} = \varphi R_z \quad (2.20)$$

- Гальмівний режим

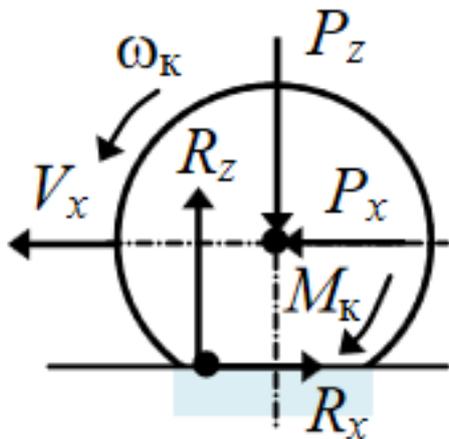


Рис.2.7. Сили, що діють на колесо у гальмівному режимі.

У загальному колеса рушійною силою є штовхаюча сила з боку рами автомобіля, а гальмівний момент M_τ спрямований в бік протилежний обертанню колеса.

Враховуючи, що $M_\tau = -M_k$, рівняння руху колеса в цьому режимі має вигляд

$$P_e = \frac{M_\tau}{r_d} + P_f + P_j = P_\tau + P_f + P_j \quad (2.21)$$

де: P_τ – гальмівна сила.

При гальмуванні колесо обертається із уповільненням, тобто з $-\omega_\tau$ і v_τ , а значить:

$$\frac{dv}{dt} = -\frac{dv_\tau}{dt}; \quad \frac{d\omega_\tau}{dt} = \frac{d\omega_k}{dt} \quad (2.22)$$

При цьому кутове сповільнення дорівнює:

$$\frac{d\omega_\tau}{dt} = \frac{r_d}{J_k} \left(\frac{M_\tau}{r_d} - P_B + f R_z \right) \quad (2.23)$$

За умови зчеплення з дорогою максимальне значення гальмівного моменту дорівнює:

$$M_{\tau max} = (\varphi - f) R_z r_d + J_k \frac{d\omega_k}{dt} \quad (2.24)$$

$$\frac{R_x}{G_k} = \frac{P_x}{m_k \cdot g} \quad (2.25)$$

Оскільки $P_p = P_B$, рівняння руху колеса набуває вигляду:

$$P_k = P_p + P_f + P_{jкол} \quad (2.17)$$

$$\text{або } P_p = P_k - P_f - P_{jкол}.$$

Тобто сила тяги колеса дорівнює коловій силі за винятком сил опору.

Максимальний крутний момент, який може бути реалізований ведучим колесом за умови зчеплення:

$$\begin{aligned} M_{kmax} &= R_{xmax} r_d + P_f r_d + M_{kj} = \\ &= (\varphi + f) R_z r_d + J_k \frac{d\omega_k}{dt} \end{aligned} \quad (2.18)$$

- **Вільний режим**

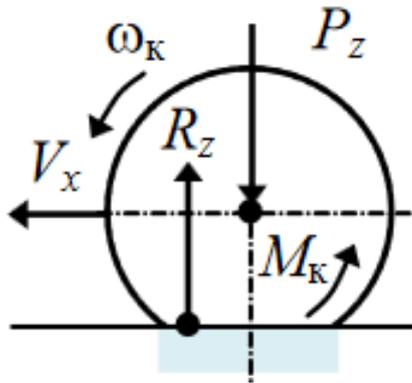


Рис.2.8. Сили, що діють на колесо (вільний режим)

Вільним вважається режим, при якому колесо приводиться в обертання крутним моментом M_k від трансмісії, а поздовжня сила $P_x=0$. Енергія, що підводиться, витрачається лише на компенсацію власних витрат на кочення. Таке ведучее колесо не виконує корисної роботи, тому такий режим називають вільним. Прикладом такого режиму руху є рух коліс повнопривідного автомобіля.

- **Нейтральний режим**

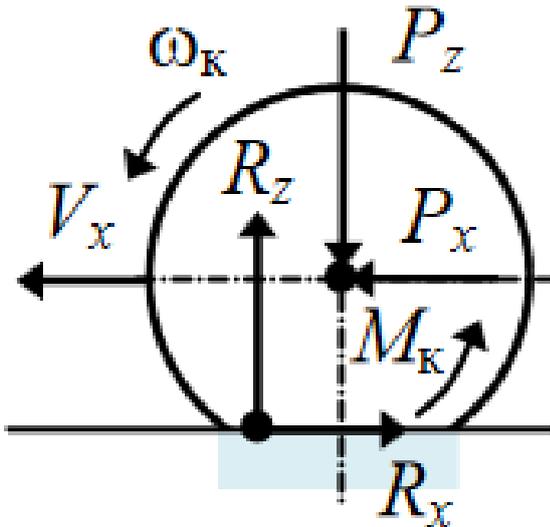


Рис.2.9. Схема сил, що діють на колесо у нейтральному режимі

Нейтральний режим кочення колеса це режим, при реалізації якого колесо одержує енергію для свого руху від двигуна через трансмісію й від корпусу автомобіля, тобто воно приводиться в обертання моментом M_k і силою P_x , що штовхає. Сили реакції співвідносяться з обертовим моментом відповідно у відповідній пропорції.

Колесо, що працює в такому режимі, зветь нейтральним. Як приклад можна навести відповідний режим кочення колеса повнопривідного автомобіля.

Коефіцієнт зчеплення ϕ залежить від :

- на твердій дорозі : типу покриття , протектора, вологості.
- на ґрунті: внутрішнього тертя ґрунту , опору зрізу ґрунту, малюнка протектора.

В розрахунках використовують середні значення ϕ при оптимальному і 100% ковзанні (табл.2.1):

Таблиця 2.1.

Середні значення коефіцієнта зчеплення при оптимальному і 100% ковзанні

Тип і стан опорної поверхні	φ_{\max}	$\varphi_{100\%}$
<i>Сухий асфальт , бетон</i>	<i>0,8 - 0,9</i>	<i>0,7-0,8</i>
<i>Мокрий асфальт</i>	<i>0,5 - 0,7</i>	<i>0,45-0,6</i>
<i>Мокрий бетон</i>	<i>0,75 - 0,8</i>	<i>0,65-0,7</i>
<i>Гравій</i>	<i>0,55 - 0,65</i>	<i>0,5-0,55</i>
<i>Суха ґрунтова дорога</i>	<i>0,65 - 0,7</i>	<i>0,6 – 0,65</i>
<i>Мокра ґрунтова дорога</i>	<i>0,5 - 0,55</i>	<i>0,4 - 0,5</i>
<i>Ущільнений сніг</i>	<i>0,15 – 0,2</i>	<i>0,15</i>
<i>Лід</i>	<i>0,1</i>	<i>0,07</i>