

## SISTEMUL DE RULARE AL AUTOVEHICULELOR

Transmisiile autovehiculului intervin în fluxul de putere între motor și roțile motoare. Datorită existenței reciprocității între cerere și ofertă, transmisia adaptează puterea de ieșire asigurată de motor la puterea necesară funcționării autovehiculului prin transformarea momentului și turației.

Puterea necesară la roțile motoare se determină din rezistența la deplasare.

*Posibilitatea deplasării* autovehiculului apare ca efect al utilizării energiei transmise la roțile motoare, iar caracterul mișcării este determinat de mărimea și sensul forțelor care acționează asupra lui (forța de tracțiune, rezistențele la înaintare, reacțiunile drumului și forța de inerție) care influențează și stabilitatea autovehiculului în timpul mișcării.

La deplasarea uniformă a autovehiculului, forța de tracțiune este egală cu suma tuturor rezistențelor la înaintare, iar forța de inerție este egală cu zero.

În cazul mișcării accelerate, care caracterizează demarajul autovehiculului, forța de tracțiune echilibrază rezistențele la înaintare și forța de inerție, iar surplusul de energie dezvoltat de motor se utilizează la accelerarea mișcării, acumulându-se ca energie cinetică a autovehiculului.

În timpul frânării, forța de tracțiune este zero, iar forța de inerție devine forță activă, învingerea rezistențelor la înaintare datorându-se energiei acumulate în timpul demarajului.

## 1.1. Momentul la roată și forța de tracțiune a autovehiculului

Mișcarea autovehiculului este posibilă atunci când la roțile motoare se transmite un moment activ suficient de mare pentru a învinge rezistențele la înaintare și a asigura deplasarea acestuia.

Momentul activ transmis roților motoare se numește *moment la roată*  $M_R$ , iar puterea corespunzătoare care se utilizează la autopropulsarea autovehiculului poartă denumirea de *putere la roată*  $P_R$ . Cele două mărimi diferă de momentul și puterea motorului ( $M_{em}$ ,  $P_{em}$ ) datorită pierderilor din transmisiile autovehiculului și se pot calcula cu relațiile:

$$P_R = P_{em} \cdot \eta_{tr} \quad \text{și} \quad M_R = M_{em} \cdot i_{tr} \cdot \eta_{tr} \quad (1.1)$$

în care:  $i_{tr}$  – raportul total al întregii transmisii,  $\eta_{tr}$  – randamentul global al transmisiilor autovehiculului.

Schema forțelor care acționează asupra roții unui autovehicul și produc momentul  $M_R$  este reprezentată în figura 2.1, cu următoarele notații:  $T$  – forțe periferice aplicate diametral opus pe circumferința roții în punctele A și B,  $F_R$  – forțe tangențiale cu sensuri contrare aplicate în punctul de contact cu drumul B, respectiv în centrul roții.

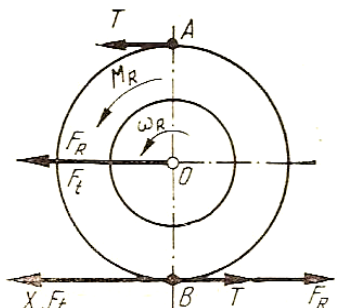


Fig. 1.1 – Acțiunea forțelor asupra roții autovehiculelor.

Din condiția ca:

$$M_R = 2 \cdot T \cdot r = F_R \cdot r \quad (1.2)$$

unde:  $r$  – raza roții, rezultă relația de calcul pentru *forța tangențială la roată*:

$$F_R = \frac{M_R}{r} = \frac{M_{em} \cdot i_{tr} \cdot \eta_{tr}}{r} \quad (1.3)$$

care este orientată în sens opus mișcării și reprezintă acțiunea roții motoare asupra drumului. Relația (1.3) este valabilă pentru un regim constant de deplasare, la care viteza autovehiculului este constantă ( $v_a = \text{const.}$ ), iar accelerația acestuia este zero ( $a_a = 0$ ).

În cazul mișcării accelerate ( $a_a > 0$  și  $v_a \neq \text{const.}$ ) o parte din energia dezvoltată de motor se pierde la accelerarea rotirii volantului și a celorlalte elemente ale transmisiei, precum și la creșterea vitezei de rotație a roților motoare, ceea ce face ca momentul și forța la roată să fie mai mici. Relațiile pentru determinarea acestora sunt următoarele:

$$M'_R = \left( M_{em} - I_m \cdot \frac{d\omega_m}{dt} \right) \cdot i_{tr} \cdot \eta_{tr} - \sum I_R \cdot \frac{d\omega_R}{dt} \quad (1.4)$$

$$F'_R = \left( M_{em} - I_m \cdot \frac{d\omega_m}{dt} \right) \cdot \frac{i_{tr} \cdot \eta_{tr}}{r} - \sum I_R \cdot \frac{d\omega_R}{dt} \cdot \frac{1}{r} \quad (1.5)$$

în care:  $I_m$  – momentul de inerție al pieselor motorului aflate în mișcare,  $I_R$  – momentul de inerție al unei roți motoare,  $\omega_m$  – viteza unghiulară a pieselor care se rotesc cu turația motorului și  $\omega_R$  – viteza unghiulară a roților motoare.

Concluzia care se poate formula pe baza relațiilor anterioare este că autovehiculul are *calități de tracțiune* cu atât mai bune cu cât elementele rotitoare ale motorului și ale transmisiei au greutate mai redusă (construcție rațională).

Deoarece greutatea autovehiculului încarcă roțile motoare, forța la roată  $F_R$  dă naștere la o reacțiune tangențială  $X$  (acțiunea drumului asupra roții), care împiedică alunecarea dintre roată și sol. Rezultă că rularea roții pe sol este posibilă prin dezvoltarea în centrul ei a unei forțe de împingere paralelă cu drumul, transmisă autovehiculului prin lagărul roții și care însumată pentru toate roțile motoare constituie *forța de tracțiune*  $F_t$  care îi asigură deplasarea (figura 1.1). Forța de tracțiune se consideră aplicată în centrul de greutate al autovehiculului, raportul dintre mărimea ei și rezistențele la înaintare determinând caracterul concret al mișcării.

Dacă se consideră că întreaga putere transmisă la roțile motoare se utilizează la deplasarea autovehiculului (cazul rulării unor **roți rigide** pe suprafețe tari), din condiția ca forța de tracțiune să fie egală cu forța la roată se obțin *relațiile de calcul a forței de tracțiune*:

- pentru mișcarea uniformă

$$F_t = \frac{M_{em} \cdot i_{tr} \cdot \eta_{tr}}{r} \quad (1.6)$$

- pentru mișcarea accelerată

$$F'_t = \left( M_{em} - I_m \cdot \frac{d\omega_m}{dt} \right) \cdot \frac{i_{tr} \cdot \eta_{tr}}{r} - \sum I_R \cdot \frac{d\omega_R}{dt} \cdot \frac{1}{r} \quad (1.7)$$

În realitate autovehiculul nu are **roți rigide** ci **elastice** care rulează pe drumuri mai mult sau mai puțin deformabile, din care cauză o parte din puterea transmisă roților se pierde la învingerea frecărilor și rezistențelor opuse la deformarea pneurilor și a drumurilor. Această pierdere de energie în procesul rulării constituie așa-numita *rezistență la rulare*  $F_r$  (forță care diminuează forța de tracțiune). Rezultă că pentru roțile cu pneuri elastice forța de tracțiune  $F_t$  este mai mică decât forța la roată  $F_R$  cu mărimea forței de rezistență la rulare  $F_r$ :

$$F_t = F_R - F_r \quad (1.8)$$

**Observație:** Forța la roată nu trebuie confundată cu forța de tracțiune la roată; uneori, prin neglijarea forței de rezistență la rulare, care are valori mult mai mici decât celelalte două forțe, se admite că  $F_t \equiv F_R$ .

Calitățile de tracțiune sunt determinate de mărimea momentului la roată și a forței de tracțiune, care depind de *puterea specifică* (puterea masică) a autovehiculului  $P_s$  dată de raportul dintre puterea maximă a motorului  $P_m$  și masa autovehiculului  $m_a$ :

$$P_s = \frac{P_m}{m_a} \quad [\text{kW/t}] \quad (1.9)$$

**Observație:** Puterea specifică mare asigură autovehiculului valori ridicate ale accelerației și vitezei, chiar și în condiții grele de deplasare

## 1.2. Rezistențele la deplasarea autovehiculelor

Roțile autovehiculelor rulează pe suprafața drumului fie sub acțiunea unei forțe aplicate la axul lor (roți neantrenate), fie sub acțiunea unui moment activ (roți motoare). La frânare, atât roțile neantrenate cât și cele motoare rulează sub acțiunea unei forțe de împingere aplicate la axul lor și a unui moment de frânare care se opune rotirii.

Rezistența anticipată la înaintare/deplasare este o variabilă importantă la proiectarea transmisiilor autovehiculului și este formată din:

- rezistența roții  $F_R$ ,
- rezistența aerului  $F_a$ ,
- rezistența la accelerație  $F_d$

create asupra autovehiculului aflat în mișcare de acțiunea drumului, aerului și inerției, sunt echilibrate de forța de tracțiune și care determină caracterul mișcării și mărimea vitezei dezvoltate de autovehicul.

Rezistența roții cuprinde forțele rezistente care acționează asupra roții care se rostogolește, este formată din:

- rezistența la rostogolire (rulare),
- rezistența suprafeței drumului,
- rezistența la alunecare (patinare).

Forța totală la roată obținută prin însumarea forțelor tangențiale de la toate roțile motoare ale autovehiculului se utilizează la învingerea rezistențelor la deplasare (figura 1.2) și anume: rezistența la rulare  $F_r$ , rezistența la urcarea pantei  $F_p$ , rezistența aerului  $F_a$  și rezistența la accelerare  $F_d$ .

Notațiile din figura 1.2 reprezintă:  $G_a$  – greutatea autovehiculului;  $X_{1,2}$  – forțe de frecare cu drumul;  $Z_{1,2}$  – reacțiuni normale pe roți;  $l$  – distanța longitudinală între roți;  $a$ ,  $b$  – distanțele dintre centrul de greutate și roți;  $h_g$  – înălțimea centrului de greutate;  $h$  – înălțimea de urcare;  $\alpha$  – unghiul de înclinare a pantei.

Pentru calculul rezistenței la deplasare se utilizează relația:

$$F_R = F_r + F_a \pm F_p \pm F_d \quad (1.10)$$

Rezistența la rulare  $F_r$  și rezistența aerului  $F_a$  sunt întotdeauna forțe care se opun mișcării autovehiculului. Rezistența datorată pantei  $F_p$  se opune mișcării la urcarea ei, iar la coborâre devine forță activă. Rezistența la accelerare  $F_d$  acționează asupra autovehiculului numai în timpul mișcării cu regim tranzitoriu ( $v_a \neq \text{const.}$ ) și este întotdeauna de semn opus accelerației (la demarare acționează ca forță de rezistență, la frânare ca forță activă).

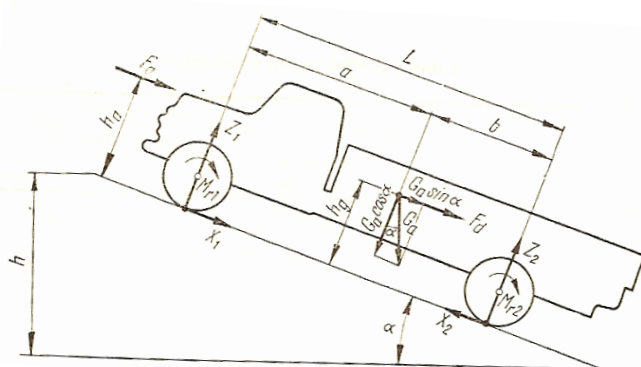


Fig. 1.2 – Componentele rezistenței la deplasare a autovehiculului.

### 1.2.1. Rezistența la rulare

Rezistența la rulare se manifestă în momentul în care roata începe să se rotească și vine în contact cu calea (pe drum orizontal reprezintă rezistența cea mai importantă până la viteze de 60 ... 80 km/h).

În procesul rularii, atât roțile cât și drumul sunt supuse unor deformații însoțite de frecări interioare în materialul pneului, în stratul deformat al drumului și de frecări între cauciucul roții și suprafața drumului. Deformarea pneului depinde de materialul din care este executat, de construcția lui, de presiunea aerului din interior, de încărcarea roții, de forțele și momentele aplicate la roată și de gradul de netezime a suprafeței de rulare. Deformarea căii de rulare (drumului) depinde de natura, rezistența și grosimea învelișului și fundației lui, precum și de mărimea presiunii roții asupra drumului.

Toate aceste deformări însumează o pierdere de energie a cărei manifestare exterioară este apariția unei forțe care se opune rulării roții (forța de rezistență la rulare). Datorită rezistenței la rulare se produce încălzirea pneului, ceea ce afectează rezistența la uzare a anvelopei și rezistența la oboseală de încovoiere a materialului acesteia.

(1) **Generarea rezistenței la rulare** are loc prin următoarele fenomene:

1. *pierderi de energie prin histeresis* la deformarea flancurilor și benzii de rulare (figura 1.3 a): pentru două puncte simetrice față de centrul petei de contact deformările sunt egale, dar presiunile diferă, iar în punctele I și E lungimea elementului de anvelopă este identică;
2. *deformarea căii de rulare* (figura 1.3 b);
3. *dezechilibrul între valorile tensiunilor longitudinale* din zona posterioară și cea anterioară ale petei de contact în cazul roții conduse (figura 1.3 c);
4. *procesele de adeziune* dintre suprafețele anvelopei și cale;
5. *procesele de histeresis din cauciucul anvelopei* produse la depășirea microneregularităților drumului (figura 1.3 d)
6. *frecarea cu aerul* din interiorul și exteriorul pneului.

La deplasarea pe cale uscată și dură, pierderile de energie prin rulare sunt:

- 90 ... 95% histeresis,
- 5 ... 10% frecări superficiale,
- 1 ... 3% pierderi aerodinamice.

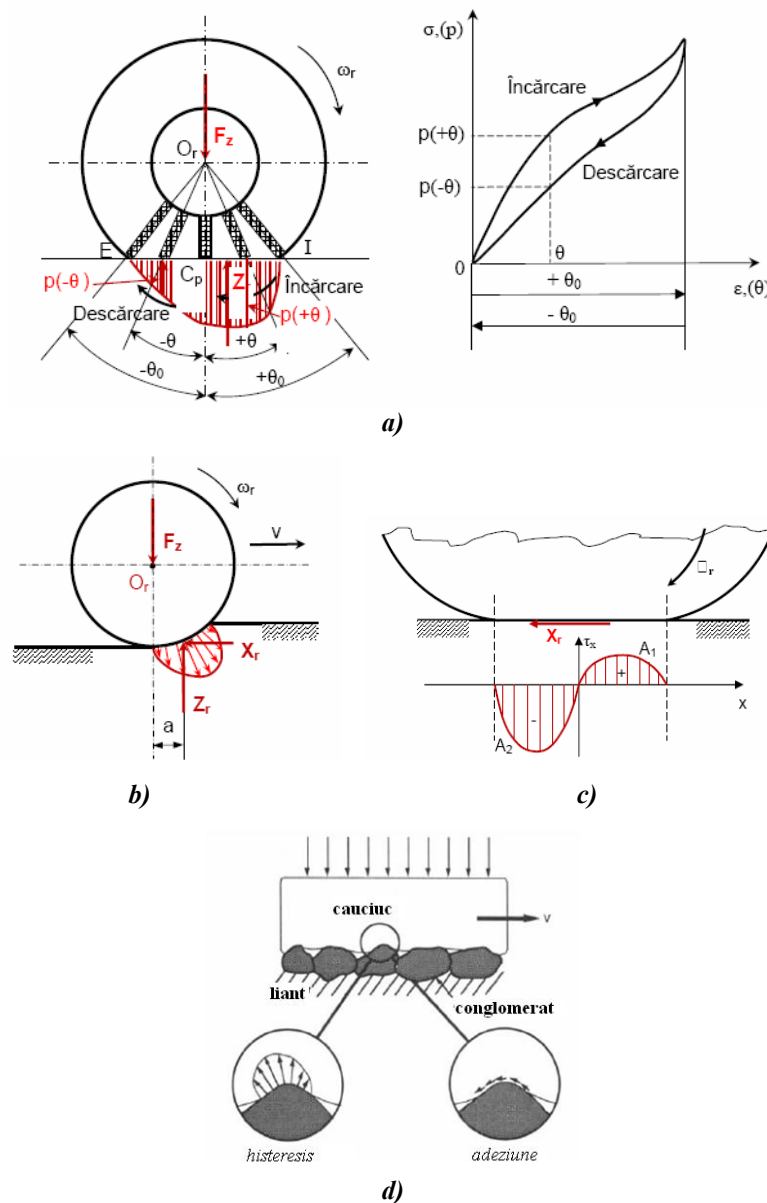


Fig. 1.3 – Fenomene care generează rezistența la rulare.

## (2) Calculul rezistenței la rulare

Figura 1.4 reprezintă forțele și momentele care acționează asupra roții unui autovehicul în timpul rulării.

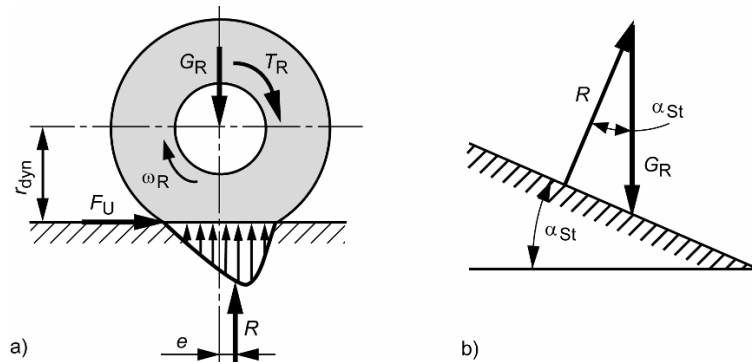


Fig. 1.4 – Forțe și momente la roată:  
a) pe porțiune plană; b) la urcare/coborâre pe pantă.

Considerând pneul deformabil și calea de rulare tare, greutatea roții  $G_R$  determină distribuția de presiune reprezentată în figura 1.4 a.

Integrala distribuției de presiune pe aria de contact a pneului determină o forță de reacțiune  $R$  egală cu încărcarea roții  $G_R$ . Datorită distribuției asimetrice a presiunii pe aria de contact a roții cu rostogolire, punctul de aplicație al reacțiunii  $R$  este poziționat în fața axei roții (în sensul de mișcare) cu mărimea excentricității  $e$ . Această deplasare se datorează faptului că deformarea pneului este mai mare în partea din față a suprafeței de contact decât în partea din spate, caracteristică a fenomenului de histeresis a cauciucului (pierderile prin comprimare în partea din față sunt mai mari decât energia recuperată prin întindere în partea din spate a zonei de contact).

Dacă roata nu este accelerată și este acționată de momentul  $T_R$  atunci:

$$T_R = F_U \cdot r_{dyn} + R \cdot e \quad (1.11)$$

Pentru o roată care se rostogolește fără moment de acționare și frânare ( $T_R = 0$ ) rezultă:

$$-F_U = \frac{e}{r_{dyn}} \cdot R \quad (1.12)$$

Forța circumferențială  $-F_U$  este egală cu forța de rezistență la rostogolire (rulare) a roții  $F_r$  care în cazul roții neantrenate sau frânate este îndreptată în sens invers mișcării, constituind o forță de frecare datorită căreia roata rulează fără alunecare pe suprafața drumului (se rotește concomitent cu translația centrului său paralel cu calea de rulare). La roata motoare, reacțiunea tangențială  $-F_U = X$  este îndreptată în același sens cu deplasarea roții, constituind o forță de împingere numită forța de tracțiune la roată. Reacțiunea normală  $R = Z$  determină rezistența la rulare a roții de autovehicul, deoarece în raport cu centrul roții, dă naștere la un moment de rezistență la rulare  $M_r = Z \cdot e$ .

Pe o suprafață plană  $R = G_R$ , de unde:

$$F_r = \frac{e}{r_{dyn}} \cdot G_R \quad (1.13)$$

Încercările au arătat o corelație aproape liniară între forța de rezistență la rostogolire  $F_r$  și încărcarea roții  $G_R$  definită prin relația:

$$F_r = f \cdot G_R \quad (1.14)$$

în care factorul adimensional de proporționalitate  $f_R$  este denumit coeficient de rezistență la rulare; din relațiile (1.13) și (1.14) acesta este dat ca raport:

$$f = \frac{e}{r_{dyn}} \quad (1.15)$$

Tabelul 1.1 cuprinde valorile standard ale coeficienților de rezistență la rostogolire atât pe șosea cât și în afara șoselei.

**Tabelul 1.1** Valorile de referință pentru coeficientul de rezistență la rulare.

Suprafața drumului	Coeficientul de rezistență la rulare $f$
<i>Suprafață compactă (rigidă)</i>	
șosea netedă, pistă de aterizare /decolare	0,01
șosea netedă din beton	0,011
șosea asfaltată sau din beton, în stare bună	0,014 – 0,018
șosea asfaltată sau din beton, în stare medie	0,018 – 0,02
șosea bună cu pavele din piatră	0,02
șosea cu suprafața rea uzată	0,035
<i>Suprafață neasfaltată</i>	
drum cu piatră cubică	0,02 – 0,022
drum cu piatră de râu	0,025 – 0,03
drum cu pietriș	0,023 – 0,025
drum cu pământ, uscat	0,025 – 0,033
drum cu pământ, ud	0,05 – 0,15
drum cu zăpadă, bătut	0,025 – 0,03
drum cu nisip, uscat	0,10 – 0,30
drum cu nisip, umed	0,08 – 0,10
drum de țară bun	0,045
drum de țară rău	0,16
urme de tractor cu șenile pe pământ	0,07 – 0,12
nisip afănat	0,15 – 0,30

pentru viteze sub 60 km/h –  $f_R$  poate fi considerat constant.

Rezistența la rulare este, în principal, funcție de viteza la drum, încărcarea roții, presiunea pneului și tipul acestuia.

Deoarece calculele rezistenței la deplasare presupun, în mod normal, rularea pe o suprafață uscată și rezistența la rostogolire este oricum dominată de rezistența roții care este presupusă egală cu rezistența la rostogolire. Astfel se aplică următoarea relație:

$$F_R = F_r \quad (1.16)$$

La deplasarea în sus/jos a pantelor la un unghi  $\alpha$  (figura 1.4 b) se poate scrie:

$$R = G_R \cdot \cos \alpha \quad (1.17)$$

Pentru întregul vehicul de masă  $m_F$ , rezistența roții  $F_R$  care este considerată egală cu rezistența la rostogolire este astfel dată de relația:

$$F_R = f \cdot m_R \cdot g \cdot \cos \alpha \quad (1.18)$$

Pentru gama de viteze reduse, coeficientul de rezistență la rostogolire poate fi privit ca o constantă într-o primă aproximație. Unghiul pantei  $\alpha$  poate fi neglijat pentru călătorii normale cu pante sub 10% la care  $\alpha = 5,7^\circ$  rezultând  $\cos \alpha = 1$ .

### (3) Adeziunea. Raza dinamică a roții și alunecarea

Între suprafața drumului și anvelopă (pneu) există o legătură datorată frecării. Forța circumferențială transmisibilă  $F_U$  (figura 1.4 a) este proporțională cu forța de reacțiune la încărcarea roții cu valoarea maximă:

$$F_{U\_max} = F_{t\_max} = \mu_H \cdot R \quad (1.19)$$

în care  $\mu_H$  este coeficientul de frecare cu suprafața drumului (tabelul 1.2).

**Tabelul 1.2** Coeficientul de frecare static  $\mu_H$  a anvelopelor noi pe suprafața drumului.

Viteza de deplasare [km/h]	Coeficientul de frecare static $\mu_H$	
	Suprafața drumului uscată	Suprafața drumului umedă
50	0,85	0,65
90	0,80	0,60
130	0,75	0,55

Forța maximă de tracțiune  $F_t$  dintre pneuri și suprafața drumului este restricționată de limita de adeziune.

Limita superioară a forței sau reacțiunii tangențiale  $X$  la roată, care se poate dezvolta fără să apară patinarea sau alunecarea roții pe suprafața drumului se numește *aderență* și se determină cu relația:

$$X_{\max} = F_{t_{\max}} = Z \cdot \varphi \quad (1.19')$$

în care:  $Z$  – reacțiunea normală pe suprafața drumului,  $\varphi$  – coeficientul de aderență dintre roată și drum.

*Coeficientul de aderență*  $\varphi$  caracterizează tăria contactului dintre roată și suprafața drumului fiind exprimat ca raport între reacțiunea tangențială maximă  $X_{\max}$  (aderență) sau forța de tracțiune maximă  $F_{t_{\max}}$  și reacțiunea normală  $Z$ :

$$\varphi = \frac{X_{\max}}{Z} = \frac{F_{t_{\max}}}{Z} \quad (1.20)$$

Aderența dintre roată și drum este condiționată de următorii factori:

- frecarea dintre pneu și suprafața drumului,
- rezistența la rupere a materialului din care este alcătuit drumul,
- adâncimea de pătrundere a roții în drumul deformabil.

Pe drumurile tari, importanța mai mare o are frecarea superficială, iar pe drumurile deformabile rezistența la rupere și adâncimea de pătrundere în sol.

Comparând relațiile (1.19) și (1.19') se constată că există analogie între coeficientul de frecare statică și coeficientul de aderență, care devine identitate în cazul deplasării autovehiculului pe drumuri tari, când aderența se datorează aproape exclusiv frecării dintre anvelopă și suprafața de rulare.

Dacă se consideră reacțiunea normală  $Z$  determinată ca produs între suprafața de contact  $A_r$  și presiunea medie pe aceasta  $p_r$  ( $Z = p_r \cdot A_r$ ) relația pentru coeficientul de aderență are forma:

$$\varphi = \frac{X_{\max}}{p_r \cdot A_r} \quad (1.20')$$

din care rezultă că prin micșorarea presiunii condiționată de mărimea suprafeței de contact roată–cale de rulare, coeficientul de aderență crește. De aceea, reducerea presiunii aerului în pneu și mărirea lățimii lui duc la creșterea coeficientului  $\varphi$ . Numai pe suprafețe ude și murdare micșorarea presiunii poate avea efect invers, prin menținerea în zona de contact a unei pelicule de apă care acționează ca lubrifian.

Importanță deosebită pentru aderență prezintă configurația anvelopei. Astfel cele mai bune rezultate se obțin:

- pe drumuri tari → pneuri cu creștături mici,
- pe drumuri deformabile → pneuri cu creștături adânci.

Rularea anvelopelor cu creștături mari pe suprafețe tari este însoțită de o aderență mai redusă, datorită slăbirii contactului dintre pneu și drum.

Creșterea vitezei de deplasare determină o reducere simțitoare a aderenței, care este și mai intensă pe drumuri cu suprafețe ude și alunecoase, deoarece pelicula de apă nu reușește să iasă dintre cauciuc și drum, dând naștere astfel fenomenului de acvaplanare.

În calcule valorile coeficientului de aderență se adoptă în funcție de felul și starea drumului (tabelul 1.8).

Coeficientul de aderență al anvelopelor antiderapante, pe drum cu polei, trebuie să fie min. 0,4.

Din relația (1.20) se observă că momentul maxim la roata motoare este limitat de forța de tracțiune maximă, care nu poate întrece aderența dintre roată și calea de rulare. În cazul deplasării pe drumuri cu zăpadă sau cu polei, patinarea roților la pornirea din loc poate fi oprită prin utilizarea incompletă a puterii motorului sau prin folosirea unei trepte a cutiei de viteze care să aibă un raport de transmitere mai mic, astfel încât forța de tracțiune să nu fie maximă și să creeze posibilitatea ca autovehiculul să înainteze fără patinare.

Pentru calculele dinamice ale autovehiculelor este necesară raza anvelopei (tabelul 1.3).

### 1.2.2. Rezistența la urcarea pantei

Rezistența la urcarea pantei  $F_p$  este determinată de mărimea componentei greutății totale a autovehiculului, paralelă cu suprafața drumului, îndreptată către baza pantei, aplicată în centrul de greutate  $C_g$  ca și greutatea  $G_a$  (figura 1.5):

$$F_p = G_a \cdot \sin \alpha_p \quad (1.21)$$

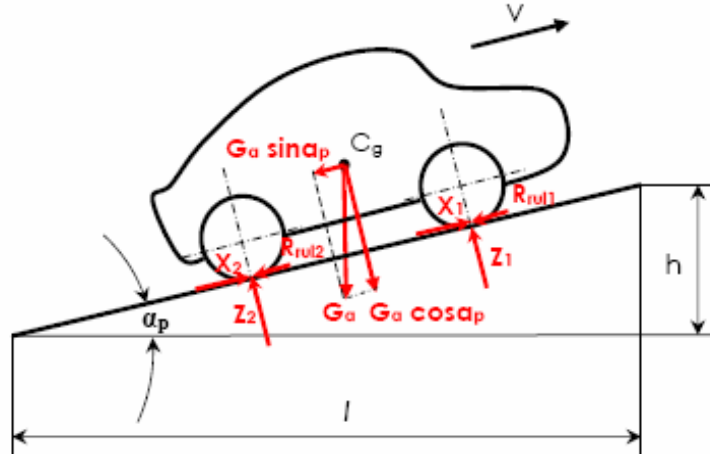


Fig. 1.5 – Rezistența la urcarea pantei.

Convențional la urcare panta este denumită *rampă*, iar la coborâre *pantă* (rezistența la coborârea pantei devine negativă contribuind la delasarea autovehiculului).

Înclinarea căii de rulare se apreciază prin două mărimi:

– unghiul cu orizontala  $\alpha_p$ ,

– panta  $p = \tan \alpha_p = \frac{h}{l}$ , unde  $h$  este diferența de nivel urcată de autovehicul atunci când parcurge pe cale o distanță a cărei proiecție pe orizontală este  $l$ .

Panta poate fi exprimată și procentual:

$$p[\%] = p \cdot 100 = 100 \cdot \tan \alpha_p \quad (1.22)$$

din care rezultă relația:

$$F_p = G_a \cdot p[\%]. \quad (1.23)$$

În cazul deplasării pe drumuri modernizate, când panta este mai mică de 10% (adică:  $h/l < 0,1$ ), se poate aprecia:

$$\sin \alpha_p \approx \tan \alpha_p = p \text{ și } \cos \alpha_p \approx 1 \quad (1.24)$$

astfel încât:

$$F_p = p \cdot G_a \quad (1.25)$$

Puterea necesară învingerii rezistenței la urcarea pantei este dată de relația:

$$P_p = F_p \cdot v = G_a \cdot v \cdot \sin \alpha_p \quad (1.26)$$

unde  $v$  – viteza de deplasare (rulare) a autovehiculului.

Suma rezistențelor la rulare și urcarea pantei reprezintă rezistența totală a drumului  $F_{r+p}$ :

$$\begin{aligned} F_{r+p} &= F_r + F_p = G_a \cdot f \cdot \cos \alpha_p + G_a \cdot \sin \alpha_p = \\ &G_a \cdot (f \cdot \cos \alpha_p + \sin \alpha_p) = G_a \cdot \psi \end{aligned} \quad (1.27)$$

unde:  $\psi$  – coeficientul rezistenței totale a drumului:

$$\psi = f \cdot \cos \alpha_p + \sin \alpha_p \quad (1.28)$$



Puterea necesară învingerii rezistenței totale a drumului se determină cu relația:

$$P_{r+p} = F_{r+p} \cdot v = G_a \cdot (f \cdot \cos \alpha_p + \sin \alpha_p) \cdot v = G_a \cdot \psi \cdot v = P_\psi \quad (1.29)$$

în care se poate aproxima:  $\psi \approx f + p$ .

Variația rezistenței totale a drumului  $F_\psi$  și puterii de învingere a acesteia  $P_\psi$  sunt reprezentate în figura 1.6 funcție de viteza de rulare  $v$ .

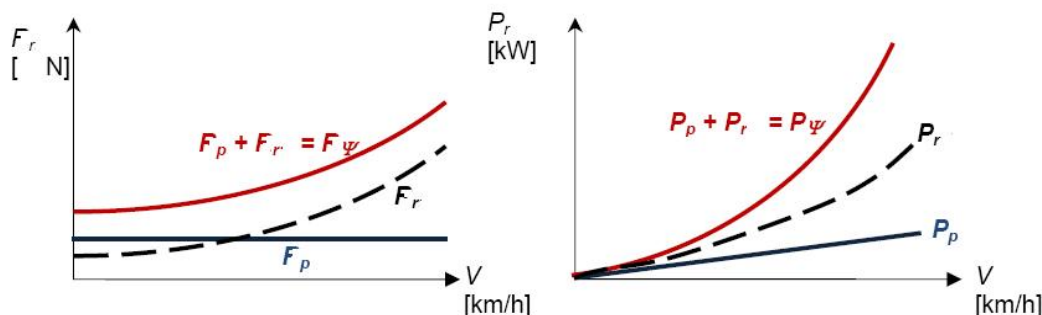


Fig. 1.6 – Curbele de variației cu viteza a rezistenței totale a drumului și puterii necesare învingerii ei.

### 1.2.3. Rezistența aerului

#### (1) Elemente de mecanica curgerii aerului în jurul autovehiculelor

Curgerea aerului peste caroseria autovehiculului este guvernată de relația dintre viteză și presiune descrisă de legea lui Bernoulli pentru un fluid ideal (lipsit de vâscozitate, incompresibil), neglijând forțele masice:

$$p_{static} + p_{dinamic} = p_{total} \quad \text{sau} \quad p_s + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_a^2 = p_t \quad (1.30)$$

unde:  $\rho$  – densitatea aerului și  $v_a$  – viteza aerului în raport cu autovehiculul.

Ecuția lui Bernoulli arată că în vecinătatea caroseriei suma presiunii statice și dinamice este constantă.

Vizualizarea liniilor de curent în tunelul aerodinamic este arătată în figura 1.7.



Fig. 1.7 – Liniile de curent peste caroseria unui autovehicul.

*La distanță față de caroserie:*

- presiunea statică este presiunea atmosferică:  $p_s = p_{atm}$ ,
  - presiunea dinamică este produsă de viteza relativă care este constantă pentru toate liniile de curent.
- Rezultă că presiunea totală este aceeași pentru toate liniile de curent.

*În apropierea caroseriei:*

- liniile de curent se despart (unele trec pe deasupra, altele pe sub autovehicul și una îl lovește frontal),
- faptul că liniile de curent se ridică în punctul A trecând peste autovehicul, arată că presiunea statică este mai mare decât cea atmosferică din liniile de curent nedeformate de deasupra (conform legii lui Bernoulli se reduce viteza),
- după depășirea părții frontale a capotei (în punctul B) liniile de curent își schimbă din nou direcția, curbându-se în jos pentru a urmări profilul capotei, deci presiunea statică scade și, în consecință, viteza crește.

În figura 1.8 sunt prezentate aceste fenomene pentru cazul curgerii peste un cilindru orizontal.

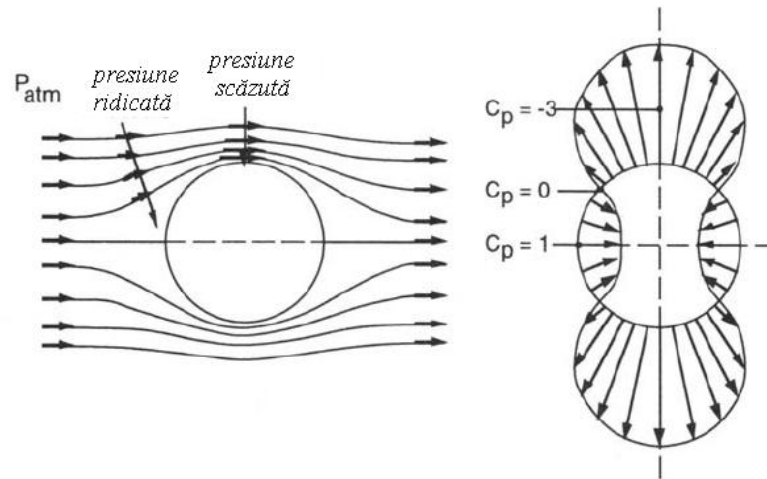


Fig. 1.8 – Distribuția de presiuni și coeficienții de portanță la curgerea peste un cilindru.

În absența frecărilor (lipsa vâscozității), la curgerea potențială (fără vârtejuri) forțele de presiune din spatele cilindrului/autovehiculului sunt egale cu cele din față, astfel încât nu se va crea o rezistență a aerului (paradoxul lui D'Alambert – Euler).

Rezistența aerului există și este produsă de:

- frecarea aerului de suprafața caroseriei,
- modul în care frecarea aerului de suprafața caroseriei modifică curgerea aerului în partea din spate a caroseriei.

La curgerea peste caroserie, datorită frecărilor în gaz, viteza aerului scade pe măsura apropierii de caroserie, ajungând la zero în cazul moleculelor ce vin în contact cu aceasta. Astfel are loc formarea stratului limită în care apare un gradient de viteză. Grosimea stratului limită este dată de condiția:  $v_l = 0,99 v_a$ , în care:  $v_l$  – viteza aerului la marginea stratului limită și  $v_a$  – viteza aerului la infinit.

De-a lungul caroseriei, presiunea scade pe direcția curgerii, dar la partea posterioară, liniile de curent coboară pentru a urmări profilul autovehiculului. Aici presiunea statică crește și viteza aerului scade, ceea ce conduce la îngroșarea stratului limită (figura 1.9 a).

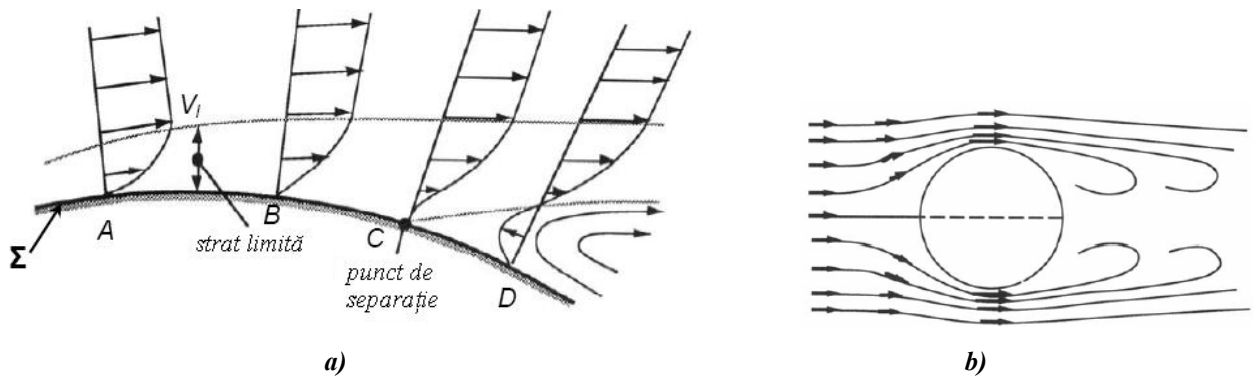


Fig. 1.9 – Apariția stratului limită la curgerea peste caroserie.

Dacă  $\bar{n}$  este normala exterioară la suprafața  $\Sigma$ , atunci în punctele A și B gradientul de viteză  $\frac{dv}{dn} > 0$ , în punctul C  $\frac{dv}{dn} = 0$ , iar în D  $\frac{dv}{dn} < 0$ .

Liniile de curent nu mai vin în contact cu suprafața și tind să antreneze aerul din zona din spatele carosriei, astfel încât presiunea dincolo de punctul de separare C scade sub presiunea atmosferică. În vecinătatea suprafeței solide sensul curgerii se schimbă și apar turbioanele (figura 1.9 b).

Diferența de presiune dintre partea din față și cea din spatele autovehiculului determină rezistența datorată formei care depinde de forma caroseriei.

Frecările din stratul limită datorate gradientului de viteză și frecărilor vâscoase generează rezistența datorată frecării.

Distribuția presiunilor pe suprafața caroseriei unui autovehicul este prezentată în figura 1.10.

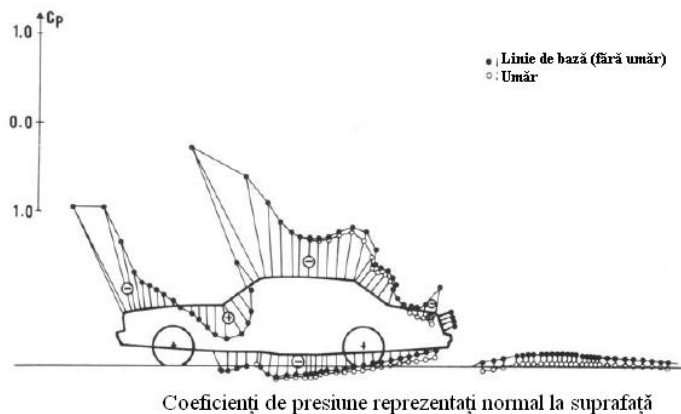


Fig. 1.10 – Distribuția de presiune pe suprafața caroseriei.

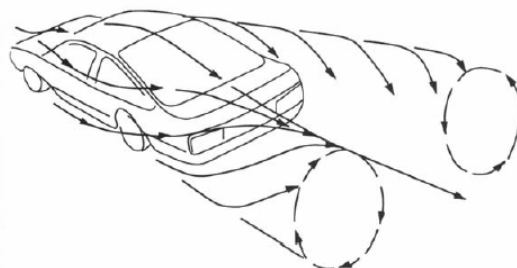


Fig. 1.11 – Curgerea aerului pe părțile laterale

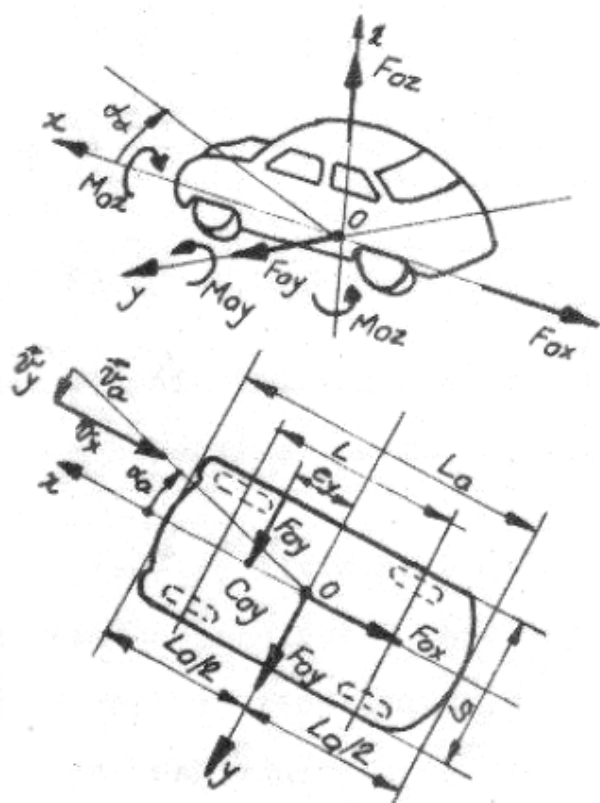
Datorită presiunii scăzute, curgerea pe părțile laterale ale autovehiculului va genera și ea turbulențe (figura 1.11).

## (2) Calculul rezistenței aerului

Interacțiunea aerului cu autovehiculul are ca urmare producerea unei forțe și a unui moment date de relațiile:

$$\begin{aligned}\vec{F}_a &= \int_{\Sigma} (\vec{p}_0 + \vec{\tau}_0) \cdot dA \\ \vec{M}_a &= \int_{\Sigma} \vec{r} \times (\vec{p}_0 + \vec{\tau}_0) \cdot dA\end{aligned}\quad (1.31)$$

în care:  $\Sigma$  – suprafața corpului pe care are loc curgerea,  $p_0$  – efortul unitar normal la suprafață (presiunea),  $\tau_0$  – efortul unitar tangențial,  $dA$  – aria elementului de suprafață  $d\Sigma$ ,  $\vec{r}$  – vectorul de poziție al unui punct curent de pe suprafața  $\Sigma$ .



Raportarea acestor mărimi se face față de un sistem triortogonal cu originea în planul căii, la mijlocul lungimii autovehiculului, în planul longitudinal de simetrie ca în figura 1.12.

Se consideră că viteza aerului față de autovehicul  $\vec{v}_a$  are o direcție oarecare cu axa longitudinală a autovehiculului.

Fig. 1.12 – Definirea componentelor forței și momentului de interacțiune cu aerul.

Forța aerodinamică  $F_a$  și momentul  $M_a$  corespunzător au expresiile generale definite de relațiile de calcul semi-empirice:

$$F_a = \frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot v_x^2 \cdot C_a(\alpha_a, Re) \cdot A, \quad (1.32)$$

$$M_a = \frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot v_x^2 \cdot C_{ma}(\alpha_a, Re) \cdot A \cdot l_a$$

unde:  $\rho_a$  – densitatea aerului,  $v_x$  – viteza relativă a aerului față de autovehicul pe direcție longitudinală,  $C_a(\alpha_a, Re)$  – coeficientul forței aerodinamice totale (se determină empiric pentru fiecare autovehicul și depinde de unghiul  $\alpha_a$  dintre direcția vântului și axa longitudinală a autovehiculului și de numărul lui Reynolds  $Re$ ),  $C_{ma}$  – coeficientul momentului aerodinamic total,  $A$  – aria secțiunii transversale maxime a autovehiculului,  $l_a$  – lățimea de gabarit a autovehiculului.

Componentele forței de rezistență a aerului sunt:

• forța aerodinamică longitudinală:  $F_{ax} = \frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot v_x^2 \cdot C_x \cdot A \quad (1.33)$

• forța aerodinamică laterală:  $F_{ay} = \frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot v_x^2 \cdot C_y \cdot A \quad (1.34)$

• forța aerodinamică portantă:  $F_{az} = \frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot v_x^2 \cdot C_z \cdot A \quad (1.35)$

iar cele ale momentului de rezistență a aerului:

• moment aerodinamic de rulu:  $M_{ax} = \frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot v_x^2 \cdot C_{mx} \cdot A \cdot l_a \quad (1.36)$

• moment aerodinamic de tangaj:  $M_{ay} = \frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot v_x^2 \cdot C_{my} \cdot A \cdot l_a \quad (1.37)$

• moment aerodinamic de girație:  $M_{az} = \frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot v_x^2 \cdot C_{mz} \cdot A \cdot l_a \quad (1.38)$

în care:  $C_x, C_y, C_z$  – coeficienții forței aerodinamice pe direcțiile x, y, respectiv z,  $C_{mx}, C_{my}, C_{mz}$  – coeficienții momentelor aerodinamice pe direcțiile respective.

Rezistența aerului reprezintă forța aerodinamică longitudinală  $F_{ax}$ , ca în figura 1.13, care întotdeauna are sensul de acționare opus sensului vitezei de deplasare a autovehiculului și punctul de aplicație în centrul de presiune (metacentrul) frontal.

În mod convențional se consideră că metacentrul frontal  $C_a$  este amplasat pe aceeași verticală cu centrul de greutate  $C_g$ , la înălțimea  $h_a$  față de sol.

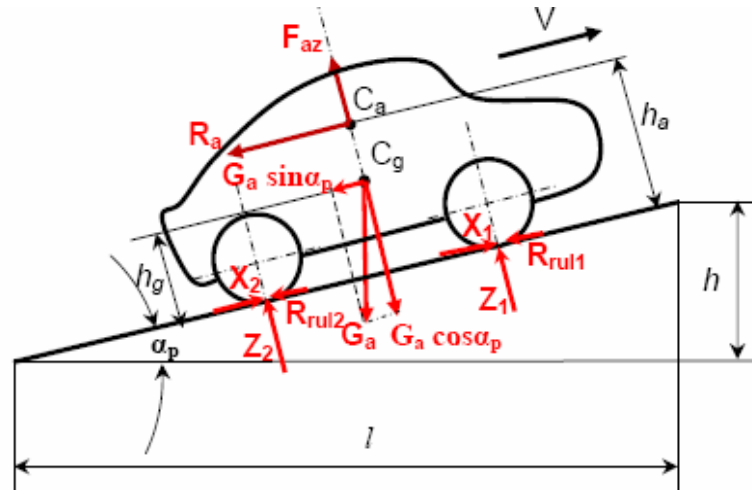


Fig. 1.13 – Forța de rezistență a aerului.

Viteza relativă a aerului față de autovehicul rezultă din triunghiul vitezelor (figura 1.14):

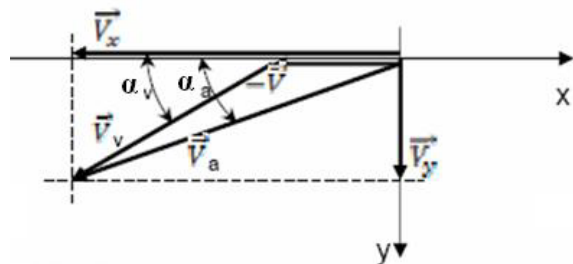


Fig. 1.14 – Poligonul de viteze asupra unui autovehicul.

$$v_x = v + v_v \cdot \cos \alpha_v \quad (1.39)$$

iar unghiul de insuflare este:

$$\alpha_a = \arctg \frac{v_y}{v_x} = \arctg \frac{v_v \cdot \sin \alpha_v}{v + v_v \cdot \cos \alpha_v} \quad (1.40)$$

**Discuție:** dacă  $v_v = 0$  atunci  $v_x = v$ ;  
 $\alpha_v = 0$  atunci  $\alpha_a = 0$  și  $v_x = v + v_v$ ;  
 $\alpha_v = 180^\circ$  atunci  $\alpha_a = 0$  și  $v_x = v - v_v$  (vântul bate din spate).

Densitatea aerului  $\rho_a$  depinde de presiunea și temperatura aerului. Pentru 1 kg de aer presiunea este dată de relația:

$$p = \rho_a \cdot R \cdot T \quad (1.41)$$

unde:  $R$  – constanta aerului ( $R = 287 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{K}$ ),  $T$  – temperatura.

În condiții standard ( uzuale): la presiunea normală de 760 mm Hg adică  $p = 101,33 \cdot 10^3 \text{ N/m}^2$  și temperatura de  $15^\circ\text{C}$  adică  $T = (15 + 273,15) = 288,15 \text{ }^\circ\text{K}$  rezultă  $\rho_{a0} = 1,225 \text{ kg/m}^3$ .

Pentru alte condiții de mediu (presiunea barometrică  $p_b$  în mm Hg și temperatura  $T$  în  $^\circ\text{K}$ ) densitatea aerului se determină cu relația:

$$\rho_a = 1,225 \cdot \frac{p_b}{760} \cdot \frac{288}{T} \quad (1.42)$$

sau dacă  $p_b [\text{N/m}^2]$  și  $T [^\circ\text{C}]$  rezultă:

$$\rho_a = 1,225 \cdot \frac{p_b}{101,33} \cdot \frac{288}{T + 273,15} \quad (1.43)$$

Astfel, în condiții standard de mediu, rezistența aerului este:

$$R_a = F_{ax} = \frac{1}{2} \cdot 1,225 \cdot C_x \cdot A \cdot v_x^2 = 0,6125 \cdot C_x \cdot A \cdot v_x^2 \text{ exprimată în [N], cu aria } A [\text{m}^2] \text{ și viteza relativă } v_x [\text{m/s}].$$

Dacă se definesc:

• *coeficientul aerodinamic*  $k$ :

$$k = \frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot C_x = 0,6125 \cdot C_x \quad [\text{N} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-4}] \quad (1.44)$$

• *factorul aerodinamic*  $K$ :

$$K = k \cdot A = 0,6125 \cdot C_x \cdot A \quad [\text{N} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-2}] \quad (1.45)$$

rezultă:  $R_a = k \cdot A \cdot v_x^2 = K \cdot v_x^2$

Determinarea ariei  $A$  se face cu ajutorul relației:

$$A = k_A \cdot E \cdot H_a \quad (1.46)$$

unde:  $k_A$  – coeficient de corecție a ariei,  $E$  – ecartamentul autovehiculului,  $H_a$  – înălțimea maximă a autovehiculului.

**Observație:** Considerând  $k_A = 1$ , eroarea este de +5 ... 10% la autoturisme, respectiv -5 ... 10% la autocamioane.

O altă relație utilizată pentru calculul ariei secțiunii transversale a autovehiculului este de forma:

$$A = c_f \cdot l_a \cdot (H_a - h_b) + N_p \cdot B_u \cdot h_b \quad (1.47)$$

în care:  $h_b$  – înălțimea de amplasare a barei de protecție din față, în m;  $N_p$  – numărul de pneuri la puntea din spate;  $B_u$  – lățimea secțiunii anvelopei;  $c_f$  – coeficient de corecție a formei secțiunii transversale.

Puterea necesară învingerii rezistenței aerului  $P_a$  este dată de relația:

$$P_a = F_a \cdot v = k \cdot A \cdot v_x^2 \cdot v \quad (1.48)$$

În figura 1.15 sunt reprezentate graficele de variație a rezistenței aerului și puterii necesare învingerii acesteia în funcție de viteza de deplasare pentru un autoturism.

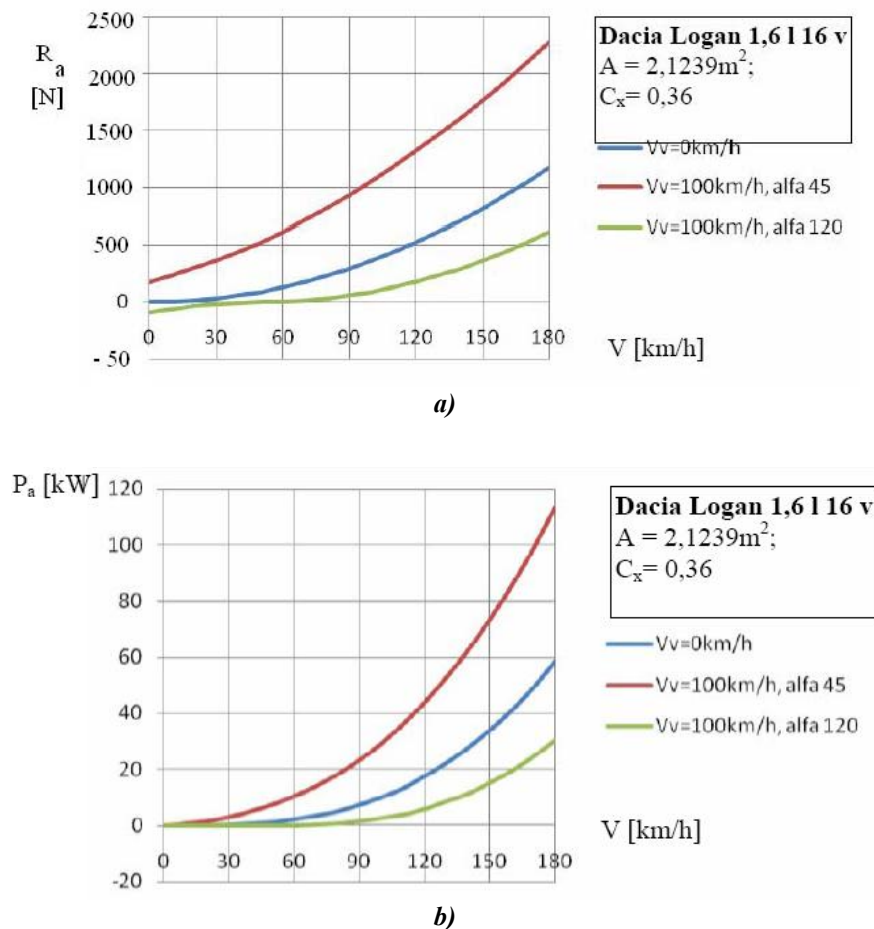


Fig. 1.15 – Variația rezistenței aerului și a puterii necesare învingerii ei.

#### 1.2.4. Rezistența la accelerare

În regim de accelerare, rezistențelor datorate aerului, rulării și pantei li se adaugă *rezistența opusă de inerția autovehiculului*. Aceasta este formată din forța de inerție a maselor în mișcare de translație (întreaga masă a autovehiculului) și inerția pieselor în mișcare de rotație (roți și cele legate de ele):

$$R_d = R_{dt} + R_{dr} \quad (1.49)$$

Rezistența datorată inerției masei totale a autovehiculului în mișcare de translație este:

$$R_{dt} = m_a \cdot a = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \quad (1.50)$$

unde:  $m_a$  – masa totală a autovehiculului,  $a$  – accelerația centrului de greutate al autovehiculului în mișcare de translație,  $G_a$  – greutatea autovehiculului.

Piese în mișcare de rotație sunt: roțile motoare, piesele în mișcare din motor, cele din transmisie și roțile nemotoare (figura 1.16).

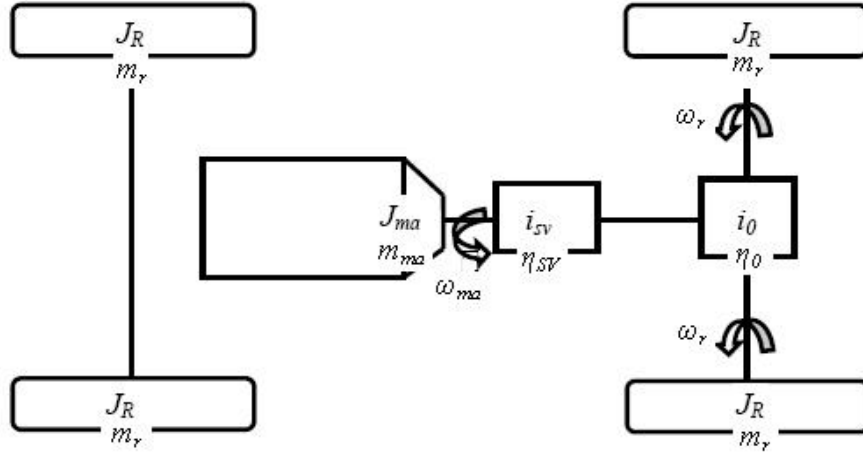


Fig. 1.16 – Componentele aflate în mișcare de rotație în autovehicul.

Se va considera cazul când **ambreiajul este cuplat și nu patinează**.

Pentru o piesă ( $i$ ) cinematic legată de roata motoare, momentul rezistent generat de inerția la mișcarea de rotație este:

$$M_i = J_i \cdot \varepsilon_i = J_i \cdot \frac{d\omega_i}{dt} \quad (1.51)$$

în care:  $J_i$  – momentul de inerție masic,  $\varepsilon_i$  – accelerația unghiulară,  $\omega_i$  – viteza unghiulară ale piesei.

Ținând seama de raportul de transmitere  $i_{ti}$  dintre piesa  $i$  și roata motoare rezultă:

$$\omega_i = i_{ti} \cdot \omega_r = i_{ti} \cdot \frac{v}{r_r} \quad (1.52)$$

cu:  $r_r$  – raza de rulare a roții.

Prin derivarea vitezei unghiulare în raport cu timpul se obține:

$$\frac{d\omega_i}{dt} = \frac{i_{ti}}{r_r} \cdot \frac{dv}{dt} \rightarrow M_i = J_i \cdot \frac{i_{ti}}{r_r} \cdot \frac{dv}{dt} \quad (1.53)$$

Momentul corespunzător redus la roata motoare este dat de relația:

$$M_{di} = M_i \cdot i_{ti} \cdot \eta_{ti} \quad (1.54)$$

unde:  $\eta_{ti}$  – randamentul transmisiei între piesa  $i$  și roata motoare.

Forța rezistentă corespunzătoare unei piese  $i$  din transmisie, care acționează la nivelul roții motoare este:

$$R_{dri} = \frac{M_{di}}{r_r} = \frac{M_i \cdot i_{ti} \cdot \eta_{ti}}{r_r} = \eta_{ti} \cdot \frac{i_{ti}^2}{r_r^2} \cdot J_i \cdot \frac{dv}{dt} \quad (1.55)$$

Rezistența totală la accelerare se obține prin sumarea rezistențelor celor  $n$  piese din lanțul cinematic al transmisiei la roata motoare:

$$R_{drt} = \sum_{i=1}^n R_{di} = \frac{1}{r_r^2} \cdot \frac{dv}{dt} \cdot \sum_{i=1}^n \eta_{ti} \cdot i_{ti}^2 \cdot J_i \quad (1.56)$$

**Pentru calcule uzuale** se ține seama numai de inerția pieselor motorului, a ambreiajului și de roțile motoare, celelalte piese ale grupului moto-propulsor având momente de inerție mult mai mici, sunt neglijate.

Rezistența datorată inerției la rotire a roților motoare și a pieselor legate cinematic de acestea este dată de relația:

$$R_{drm} = \frac{1}{r_r^2} \cdot \frac{dv}{dt} \cdot \left( J_{ma} \cdot i_t^2 \cdot \eta_t + \sum_{i=1}^{n_{rm}} J_{ri} \right) \quad (1.57)$$

unde:  $J_{ma}$  – momentul masic de inerție al pieselor în mișcare din motor redus la axa arborelui cotit și al pieselor în rotație ale ambreiajului,  $i_t$  – raportul de transmitere al întregii transmisii,  $\eta_t$  – randamentul întregii transmisii,  $J_{ri}$  – momentul masic de inerție al unei roți motoare,  $n_{rm}$  – numărul roților motoare.

În cazul unei transmisii formată din ambreiaj, schimbător de viteze, transmisie centrală, diferențial și arbori planetari raportul ei de transmitere este:

$$i_t = i_{sv} \cdot i_0 \quad (1.58)$$

cu:  $i_{sv}$  – raportul de transmitere al schimbătorului de viteze (depinde de treapta cuplată),  $i_0$  – raportul de transmitere al transmisiei centrale.

Astfel:

$$R_{drm} = \frac{1}{r_r^2} \cdot \frac{dv}{dt} \cdot \left( J_{ma} \cdot i_{sv}^2 \cdot i_0^2 \cdot \eta_t + \sum_{i=1}^{n_{rm}} J_{ri} \right) \quad (1.59)$$

Considerând toate roțile autovehiculului ca fiind identice rezultă:

$$R_{dr} = \frac{1}{r_r^2} \cdot \frac{dv}{dt} \cdot \left( J_{ma} \cdot i_{sv}^2 \cdot i_0^2 \cdot \eta_t + \sum_{i=1}^{n_r} J_{ri} \right) \quad (1.60)$$

Rezistența la accelerare a autovehiculului dată de relația (1.49) devine:

$$\begin{aligned} R_d &= \frac{G_a}{g} \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{1}{r_r^2} \cdot \frac{dv}{dt} \cdot \left( J_{ma} \cdot i_{sv}^2 \cdot i_0^2 \cdot \eta_t + \sum_{i=1}^{n_r} J_{ri} \right) = \\ &= \frac{G_a}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{i_{sv}^2 \cdot i_0^2}{r_r^2} \cdot J_{ma} \cdot \eta_t + \frac{1}{r_r^2} \sum_{i=1}^{n_r} J_{ri} \right) \cdot \frac{g}{G_a} \right] = \\ &= \delta \cdot \frac{G_a}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \end{aligned} \quad (1.61)$$

cu:  $\delta$  – coeficientul de influență a maselor în mișcare de rotație:

$$\delta = 1 + \left( \frac{i_{sv}^2 \cdot i_0^2}{r_r^2} \cdot J_{ma} \cdot \eta_t + \frac{1}{r_r^2} \sum_{i=1}^{n_r} J_{ri} \right) \cdot \frac{g}{G_a} = 1 + \delta_{M+A} + \delta_R \quad (1.62)$$

Se observă că  $\delta > 1$  și conține doi termeni:

$$\delta_{M+A} = \frac{i_{sv}^2 \cdot i_0^2}{r_r^2} \cdot J_{ma} \cdot \eta_t \cdot \frac{1}{m_a} \text{ care arată influența inerției pieselor în mișcare din motor și ambreiaj;}$$

$$\delta_R = \frac{1}{r_r^2} \sum_{i=1}^{n_r} J_{ri} \cdot \frac{1}{m_a} \text{ care arată influența inerției roților autovehiculului.}$$

Mărimea  $m_{red} = \delta \cdot m_a$  reprezintă masa redusă a autovehiculului, iar efectul forțelor de inerție din mișcarea de rotație este luat în considerare prin majorarea masei reale.

*Randamentul transmisiei* este influențat de un număr important de factori: tipul transmisiei (mecanică în trepte, hidromecanică, continuă etc.), numărul și tipul angrenajelor (cilindrice, conice), numărul și tipul lagărelor, tipul articulațiilor homocinetice sau cvasihomocinetice, unghiul articulațiilor cardanice, momentul transmis, turația la care funcționează.

În figura 1.17 a sunt reprezentate variațiile randamentului funcție de viteza de deplasare pentru două tipuri constructive de autovehicule. Figura 1.17 b arată modificarea randamentului funcție de momentul asigurat la roată diverse trepte la schimbătorul de viteze.



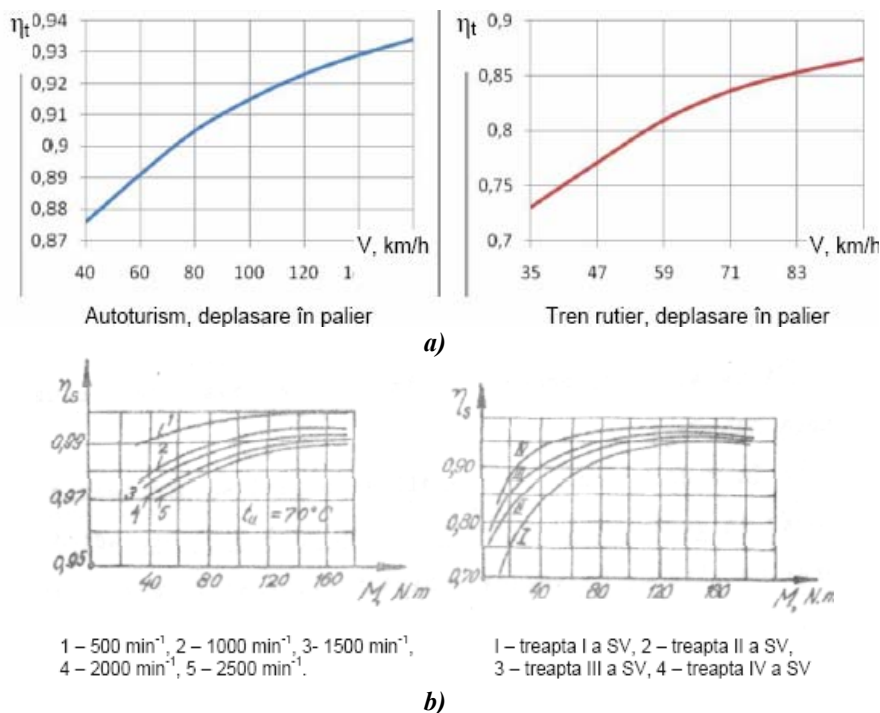


Fig. 1.17 – Variația randamentului cu: a) viteza de deplasare, b) turația.

Pentru calcule aproximative, se pot considera valori constante în funcție de tipul autovehiculului și al transmisiei principale (tabelele 1.4 și 1.5).

Tabelul 1.4 Valori pentru randamentul transmisiei autovehiculelor.

$\eta_t$	Tipul autovehiculului
0,88 ... 0,92	Autoturism cu motor amplasat longitudinal (transmisie principală conică)
0,91 ... 0,95	Autoturisme cu motor amplasat transversal (transmisie principală cilindrică)
0,90	Autocamioane 4 x 2 și autobuze cu transmisie principală simplă
0,85	Autocamioane 4 x 2 și autobuze cu transmisie principală dublă și automobile 4 x 4
0,80	Autocamioane 6 x 4 sau 6 x 6

Tabelul 1.5 Valori pentru randamentul transmisiei la autocamioane.

$\eta_t$	Tipul autocamionului
0,90	Priză directă, o singură punte motoare
0,85	Altă treaptă cuplată, o singură punte motoare
0,85	Priză cuplată
0,80	Altă treaptă cuplată, punți motoare în tandem
0,80	O singură punte motoare
0,75	Trepte inferioare ale SV și reductor auxiliar, punți motoare în tandem

Randamentele maxime ale schimbătoarele de viteze au următoarele valori:

0,95 – SV cu trepte;

0,91 – SV hidromecanic;

0,86 – trepte inferioare în SV și reductorul auxiliar, punți motoare în tandem.

Pentru transmisiile autocamioanelor se poate utiliza relația:

$$\eta_t = \eta_{tt} \cdot \left[ 1 - k \cdot \left( \frac{P_{ex}}{P} - 1 \right) \right] \quad (1.63)$$

în care:  $\eta_{tt}$  – randamentul transmisiei în plină sarcină a motorului.  $k$  – factor de pierderi în transmisie,  $P_{ex}$  – puterea la plină sarcină, corespunzătoare turației regimului de funcționare dat,  $P$  – puterea necesară pentru învingerea rezistențelor la înaintare corespunzătoare turației regimului de funcționare dat.

Valorile orientative ale parametrilor  $\eta_u$  și  $k$  sunt indicate în tabelul 1.6.

**Tabelul 1.6** Valorile randamentului și factorului de pierderi în transmisie.

Formula roților Parametrul	4 × 2	4 × 4	6 × 4	6 × 6	Autocamionetă
$\eta_u$	0,90	0,86	0,86	0,82	0,92
$k$	0,042	0,066	0,066	0,092	0,041

Valorile coeficienților de influență a maselor în mișcare de rotație și cele ale momentelor de inerție masice depind de cilindrarea și numărul de cilindri ai motorului, de tipul și caracteristicile constructive ale transmisiei (în primul rând ale SV), de tipul și dimensiunile pneurilor.

În lipsa datelor concrete, mărimile respective se pot aproxima cu valori date în tabelul 1.7.

**Tabelul 1.7** Momente de inerție masice și coeficienții de influență.

Tipul autovehiculului	$J_{ma}$ [kg · m <sup>2</sup> ]	$J_r$ [kg · m <sup>2</sup> ]	$\delta_{M+A}$	$\delta_R$
Autoturisme	0,2 ... 0,7	2,0 ... 6,0	0,02 ... 0,04	0,02 ... 0,03
Autobuze, autocamioane	0,4 ... 0,9	3 ... 15	0,02 ... 0,04	0,03 ... 0,05

În cazul autoturismelor se mai poate utiliza relația:

$$\delta_k = 1,04 + 0,0025 \cdot i_{SVk} \cdot i_0 \quad (1.64)$$

în care:  $\delta_k$  – coeficientul de influență a maselor în mișcare de rotație din SV în treapta  $k$ , diferită de primă treaptă,  $i_{SVk}$  – raportul de transmitere al SV în treapta respectivă,  $i_0$  – raportul de transmitere al transmisiei principale.

Componenta  $R_{dt}$  se aplică în centrul de greutate al autovehiculului, în sens opus accelerației acestuia.

Componenta  $R_{dr}$  se află inclusă în reacțiunile tangențiale la roțile punților autovehiculului:

$$R_{dr} = X_{i1} + X_{i2} \quad (1.65)$$

unde:  $X_{i1}$  și  $X_{i2}$  – componentele aferente inerției în mișcarea de rotație ale reacțiunilor tangențiale la roțile punții din față, respectiv din spate.

De exemplu, dacă roțile din față sunt conduse:

$$X_{i1} = \frac{2 \cdot J_r}{r_r^2} \cdot \frac{dv}{dt} \quad (1.66)$$

$$X_{i2} = \left( \frac{n_{r2} \cdot J_r}{r_r^2} + \frac{J_{ma} \cdot i_{SV}^2 \cdot i_0^2}{r_r^2} \cdot \eta_i^{\pm 1} \right) \cdot \frac{dv}{dt} \quad (1.67)$$

în care:  $n_{r2}$  – numărul roților de la puntea spate motoare, iar expnentul  $\pm 1$  face relația utilizabilă atât în regim de accelerare cât și decelerare.

Puterea necesară pentru învingerea rezistenței la accelerare este:

$$P_d = R_d \cdot v = \delta_k \cdot \frac{G_a}{g} \cdot v \cdot \frac{dv}{dt} \quad (1.68)$$

### 1.3. Reacțiunile normale la punțile autovehiculului

Prin **reacțiune normală** la una din punțile autovehiculului se înțelege suma reacțiunilor normale la cele două roți ale punții respective.

În cazul autovehiculului aflat în repaus, reacțiunilor normale la punți sunt determinate de repartitia statică a greutății autovehiculului pe punți, de poziția centrului de greutate și de înclinarea drumului.

În timpul deplasării autovehiculului, iau naștere forțe și momente suplimentare care determină o schimbare dinamică a repartitiei greutății pe punți.

Cunoașterea reacțiunilor normale la punțile autovehiculului este necesară pentru:

- *stabilirea condițiilor limită de înaintare* a autovehiculului, definite prin aderența acestuia la calea de rulare:
  - analiza performanțelor de accelerare și frânare,
  - analiza posibilității urcării unor rampe,
  - analiza capacității de dezvoltare a unei forțe de tracțiune,
- *studiul stabilității lui în timpul mersului,*
- *proiectarea punților, suspensiei și sistemului de frânare.*

Mărimea acestor reacțiuni este influențată de condițiile de deplasare și de parametrii constructivi ai autovehiculului.

La deplasarea unui autovehicul, asupra punților acestuia, apar reacțiuni normale la contactul roților cu calea de rulare care se manifestă în două plane (longitudinal și transversal) față de direcția vitezei acestuia.

#### 1.3.1. Reacțiunile normale în plan longitudinal

Determinarea reacțiunilor normale ale căii de rulare se efectuează pentru un autovehicul cu două sau trei punți care urcă o pantă cu înclinare longitudinală  $\alpha_p$  în regim tranzitoriu, cu mișcare uniform accelerată.

##### (1) Autovehicule cu două punți

În figura 1.18 este reprezentat un autovehicul cu două punți, care se deplasează rectiliniu cu viteză variabilă, pe direcția de cea mai mare pantă a unui drum perfect plan având înclinarea  $\alpha_p$  față de orizontală.

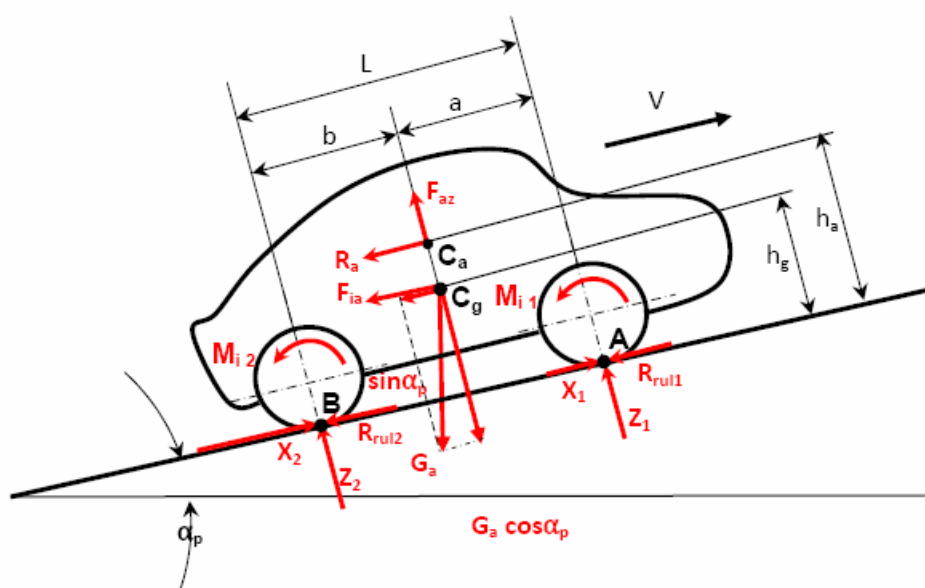


Fig. 1.18 – Reacțiunile normale în plan longitudinal pentru autovehicul cu două punți.

Forțele și momentele care acționează asupra autovehiculului se grupează în trei categorii:

« *direct aplicate*: greutatea autovehiculului  $G_a$ , rezistența aerului  $R_a$ , forța aerodinamică de portanță  $F_{az}$ ;

« *de legătură cu calea de rulare*: reacțiunile normale ( $Z_1, Z_2$ ), reacțiunile tangențiale longitudinale ( $X_1, X_2$ ) și rezistențele la rulare ( $R_{rul1}, R_{rul2}$ );

« *de inerție*: forța de inerție a autovehiculului în mișcare de translație  $F_{ia}$  și momentele generate de inerția roților și altor piese în mișcare de rotație date de relațiile:

$$F_{ia} = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \quad \text{respectiv} \quad M_{i1} + M_{i2} = \frac{\sum_{i=1}^{n_r} J_{ri}}{r_r} \cdot \frac{dv}{dt} \quad (1.69)$$

Pentru calculul componentelor reacțiunii normale se adoptă următoarele *ipoteze*:

- se consideră că forța de tracțiune sau de frânare acționează la toate roțile,
- autovehiculul este un rigid (se neglijează oscilațiile determinate de suspensie),
- razele de rulare sunt aceleași pentru toate roțile,
- coeficienții de rezistență la rulare sunt aceleși pentru toate roțile,
- metacentrul  $C_a$  se află pe normala la sol cu centrul de greutate  $C_g$ , la înălțimea  $h_a$ ,
- se consideră încărcarea autovehiculului simetrică față de planul longitudinal de simetrie,
- nu se manifestă forțe transversale,
- se neglijează efectul momentului motor asupra reacțiunilor normale.

*Determinarea reacțiunii  $Z_1$*  se realizează din echilibrul de momente față de punctul de contact B, impunând condiția  $\left(\sum M\right)_B = 0$  se poate scrie:

$$Z_1 \cdot L - G_a \cdot \cos \alpha_p \cdot b + G_a \cdot \sin \alpha_p \cdot h_g + F_{ia} \cdot h_g + R_a \cdot h_a + F_{az} \cdot b + M_{i1} + M_{i2} = 0 \quad (1.70)$$

Înlocuind relațiile (1.69) rezultă:

$$Z_1 = \frac{1}{L} \cdot \left[ G_a \cdot (b \cdot \cos \alpha_p - h_g \cdot \sin \alpha_p) - \frac{G_a}{g} \cdot h_g \cdot \frac{dv}{dt} \right] - \frac{1}{L} \cdot \left[ R_a \cdot h_a + F_{az} \cdot b + \frac{\sum_{i=1}^{n_r} J_{ri}}{r_r} \cdot \frac{dv}{dt} \right] \quad (1.71)$$

Similar, *reacțiunea  $Z_2$*  rezultă din condiția  $\left(\sum M\right)_A = 0$ :

$$-Z_2 \cdot L + G_a \cdot \cos \alpha_p \cdot a + G_a \cdot \sin \alpha_p \cdot h_g + F_{ia} \cdot h_g + R_a \cdot h_a - F_{az} \cdot a + M_{i1} + M_{i2} = 0 \quad (1.73)$$

în care se înlocuiesc relațiile (1.69) se obține:

$$Z_2 = \frac{1}{L} \cdot \left[ G_a \cdot (a \cdot \cos \alpha_p + h_g \cdot \sin \alpha_p) + \frac{G_a}{g} \cdot h_g \cdot \frac{dv}{dt} \right] + \frac{1}{L} \cdot \left[ R_a \cdot h_a - F_{az} \cdot a + \frac{\sum_{i=1}^{n_r} J_{ri}}{r_r} \cdot \frac{dv}{dt} \right] \quad (1.74)$$

Deoarece componentele  $F_{az}$  și  $\sum_{i=1}^{n_r} J_{ri} / r_r$  sunt foarte mici, pentru calculul celor două reacțiuni se utilizează relațiile:

$$Z_1 = \frac{1}{L} \cdot \left[ G_a \cdot (b \cdot \cos \alpha_p - h_g \cdot \sin \alpha_p) - \frac{G_a}{g} \cdot h_g \cdot \frac{dv}{dt} - h_a \cdot 0,0472 \cdot C_x \cdot A \cdot v_x^2 \right] \quad (1.75)$$

$$Z_2 = \frac{1}{L} \cdot \left[ G_a \cdot (a \cdot \cos \alpha_p + h_g \cdot \sin \alpha_p) + \frac{G_a}{g} \cdot h_g \cdot \frac{dv}{dt} + h_a \cdot 0,0472 \cdot C_x \cdot A \cdot v_x^2 \right] \quad (1.76)$$

Din relațiile anterioare se observă *factorii de influență asupra reacțiunilor normale*:

- construcția autovehiculului: greutatea  $G_a$ , poziția centrului de greutate ( $a$ ,  $b$ ,  $h_g$ ), parametrii aerodinamici ( $C_x$ ,  $h_a$ ,  $A$ ),
- calea de rulare: unghiul pantei  $\alpha_p$ ,
- regimul de mișcare: viteza  $v$ , accelerația  $dv/dt$ .

Expresiile (1.75) și (1.76) sunt valabile pentru cazul când  $X_1$  și  $X_2$  sunt forțe de tracțiune sau de frânare.

Când autovehiculul este imobilizat pe pantă ( $v = 0$ ), reacțiunile normale devin:

$$Z_{1p} = \frac{G_a}{L} \cdot (b \cdot \cos \alpha_p - h_g \cdot \sin \alpha_p) \quad (1.77)$$

$$Z_{2p} = \frac{G_a}{L} \cdot (a \cdot \cos \alpha_p + h_g \cdot \sin \alpha_p) \quad (1.78)$$

Dacă autovehiculul se află imobilizat pe drum orizontal ( $\alpha_p = 0$ ):

$$Z_{1o} = \frac{b}{L} \cdot G_a = G_1 \quad \text{și} \quad Z_{2o} = \frac{a}{L} \cdot G_a = G_2 \quad (1.79)$$

Se definesc *coeficienții de încărcare dinamică*:

$$m_1 = \frac{Z_1}{G_1} = \frac{Z_1}{\frac{b}{L} \cdot G_a}, \quad \text{respectiv} \quad m_2 = \frac{Z_2}{G_2} = \frac{Z_2}{\frac{a}{L} \cdot G_a} \quad (1.80)$$

*Reacțiunile tangențiale ale solului*  $X_1$  și  $X_2$  sunt limitate de aderența la calea de rulare, astfel încât reacțiunile normale la punți sunt și ele limitate.

Din echilibrul forțelor pe direcția deplasării autovehiculului:

$$X_1 + X_2 = G_a \cdot \sin \alpha_p + \frac{G_a}{g} \cdot \frac{dv}{dt} + R_a + R_{rul1} + R_{rul2} \quad (1.81)$$

neglijând forțele de rulare (mult mai mici decât celelalte forțe) se obține:

$$X_1 + X_2 = G_a \cdot \sin \alpha_p + \frac{G_a}{g} \cdot \frac{dv}{dt} + R_a \quad (1.82)$$

de unde rezultă:

$$G_a \cdot \sin \alpha_p + \frac{G_a}{g} \cdot \frac{dv}{dt} = X_1 + X_2 - R_a \quad (1.83)$$

Deoarece relațiile (1.75) și (1.76) pot fi scrise și sub forma:

$$Z_1 = \frac{b}{L} \cdot G_a \cdot \cos \alpha_p - \frac{h_g}{L} \cdot \left( G_a \cdot \sin \alpha_p + \frac{G_a}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \right) - \frac{h_a}{L} \cdot R_a \quad (1.84)$$

$$Z_2 = \frac{a}{L} \cdot G_a \cdot \cos \alpha_p + \frac{h_g}{L} \cdot \left( G_a \cdot \sin \alpha_p + \frac{G_a}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \right) + \frac{h_a}{L} \cdot R_a \quad (1.85)$$

introducând în aceste ultime relații pe (1.83) rezultă:

$$Z_1 = \frac{b}{L} \cdot G_a \cdot \cos \alpha_p - \frac{h_g}{L} \cdot (X_1 + X_2 - R_a) - \frac{h_a}{L} \cdot R_a \quad (1.86)$$

$$Z_2 = \frac{a}{L} \cdot G_a \cdot \cos \alpha_p + \frac{h_g}{L} \cdot (X_1 + X_2 - R_a) + \frac{h_a}{L} \cdot R_a \quad (1.87)$$

sau:

$$Z_1 = \frac{b}{L} \cdot G_a \cdot \cos \alpha_p - \frac{h_g}{L} \cdot (X_1 + X_2) - \frac{h_a - h_g}{L} \cdot R_a \quad (1.88)$$

$$Z_2 = \frac{a}{L} \cdot G_a \cdot \cos \alpha_p + \frac{h_g}{L} \cdot (X_1 + X_2) + \frac{h_a - h_g}{L} \cdot R_a \quad (1.89)$$

Dacă se notează:  $X_1 = \xi_1 \cdot Z_1$  și  $X_2 = \xi_2 \cdot Z_2$  atunci  $\xi_1$  și  $\xi_2$  sunt *forțele tangențiale specifice* la roțile punții din față, respectiv spate.

Înlocuind  $X_1$  și  $X_2$  în relațiile (1.88) și (1.89) se obține un sistem de două ecuații cu necunoscutele  $Z_1$  și  $Z_2$  de forma:

$$\begin{cases} \left(1 + \frac{h_g}{L} \cdot \xi_1\right) \cdot Z_1 + \frac{h_g}{L} \cdot \xi_2 \cdot Z_2 = \frac{b}{L} \cdot G_a \cdot \cos \alpha_p - \frac{h_a - h_g}{L} \cdot R_a \\ -\frac{h_g}{L} \cdot \xi_1 \cdot Z_1 + \left(1 - \frac{h_g}{L} \cdot \xi_2\right) \cdot Z_2 = \frac{a}{L} \cdot G_a \cdot \cos \alpha_p + \frac{h_a - h_g}{L} \cdot R_a \end{cases} \quad (1.90)$$

care are soluțiile:

$$Z_1 = \frac{1}{L} \cdot \frac{b \cdot G_a \cdot \cos \alpha_p - h_g \cdot \xi_2 \cdot G_a \cdot \cos \alpha_p - (h_a - h_g) \cdot R_a}{1 + \frac{h_g}{L} \cdot (\xi_1 - \xi_2)} \quad (1.91)$$

$$Z_2 = \frac{1}{L} \cdot \frac{a \cdot G_a \cdot \cos \alpha_p + h_g \cdot \xi_2 \cdot G_a \cdot \cos \alpha_p + (h_a - h_g) \cdot R_a}{1 + \frac{h_g}{L} \cdot (\xi_1 - \xi_2)} \quad (1.92)$$

Forțele tangențiale specifice sunt limitate de valoarea coeficientului de aderență astfel:

$$-\varphi_x \leq \xi_1 \leq +\varphi_x \quad \text{și} \quad -\varphi_x \leq \xi_2 \leq +\varphi_x \quad (1.93)$$

unde:  $\varphi_x$  – coeficient de aderență longitudinală care se adoptă în funcție de tipul și starea drumului (tabelul 1.8).

Stabilirea reacțiunilor normale la autovehiculele cu două punți se realizează prin particularizarea relațiilor anterioare funcție de poziția punții motoare, tipul frânării și tipul autovehiculului.

**Tabelul 1.8 Valorile coeficientului de aderență.**

Tipul drumului	Coeficient de aderență longitudinală $\varphi_x$	
	Starea suprafeței drumului	
	Uscată	umedă
Asfalt sau beton nou	0,7 ... 0,8	0,5 ... 0,6
Asfalt sau beton uzat, lustruit	0,5 ... 0,6	0,35 ... 0,45
Drum cu piatră cubică	0,45 ... 0,7	0,3 ... 0,4
Drum cu pietriș	0,45 ... 0,5	0,4 ... 0,55
Drum cu piatră de râu	0,45 ... 0,65	0,3 ... 0,4
Drum cu pământ	0,5 ... 0,6	0,3 ... 0,4
Drum cu nisip	0,5 ... 0,6	0,6 ... 0,7
Drum cu zăpadă	0,2 ... 0,3	
Drum cu polei	0,1 ... 0,15	

#### a) Autovehicul cu puntea motoare în spate

În acest caz, *roțile punții din față sunt conduse*, iar reacțiunea tangențială  $X_1$  este o forță îndreptată împotriva sensului mișcării în care se neglijează componenta tangențială aferentă inerției ( $X_{1l} \approx 0$ ). Forța tangențială specifică la această punte este  $\xi_1 = -f$ .

La puntea din spate *reacțiunea tangențială*  $X_2$  este egală cu *forța de tracțiune* fiind orientată în sensul deplasării, iar forța tangențială specifică este pozitivă, deoarece este o forță de propulsie, valoarea maximă fiind limitată de valoarea coeficientului de aderență longitudinal:

$$\varphi_x = \frac{X_{r2\max}}{Z_{r2}} = \xi_2 \quad (1.94)$$

Reacțiunile normale date de relațiile (1.91) și (1.92) devin, la limita de aderență:

$$Z_{1\varphi} = \frac{1}{L} \cdot \frac{(b - \varphi_x \cdot h_g) \cdot G_a \cdot \cos \alpha_p - (h_a - h_g) \cdot R_a}{1 - \frac{h_g}{L} \cdot (f + \varphi_x)} \quad (1.95)$$

$$Z_{2\varphi} = \frac{1}{L} \cdot \frac{(a - f \cdot h_g) \cdot G_a \cdot \cos \alpha_p + (h_a - h_g) \cdot R_a}{1 - \frac{h_g}{L} \cdot (f + \varphi_x)} \quad (1.96)$$

Deoarece se pot scrie inegalitățile:

$$(h_a - h_g) \cdot R_a \ll b \cdot G_a \cdot \cos \alpha_p \quad (1.97)$$

$$f \cdot h_g \ll a \text{ și } f \ll \varphi_x \quad (1.98)$$

expresiile anterioare se scriu sub forma:

$$Z_{1\varphi} = \frac{1}{L} \cdot \frac{(b - \varphi_x \cdot h_g)}{1 - \varphi_x \cdot \frac{h_g}{L}} \cdot G_a \cdot \cos \alpha_p \quad (1.99)$$

$$Z_{2\varphi} = \frac{1}{L} \cdot \frac{a}{1 - \varphi_x \cdot \frac{h_g}{L}} \cdot G_a \cdot \cos \alpha_p \quad (1.100)$$

La limita de aderență, coeficienții de încărcare dinamică definiți de relația (1.80) devin:

$$m_{1\varphi} = \frac{Z_{1\varphi}}{\frac{b}{L} \cdot G_a} = \frac{\frac{(b - \varphi_x \cdot h_g)}{1 - \varphi_x \cdot \frac{h_g}{L}} \cdot G_a \cdot \cos \alpha_p}{b \cdot G_a} = \frac{1 - \varphi_x \cdot \frac{h_g}{b}}{1 - \varphi_x \cdot \frac{h_g}{L}} \cdot \cos \alpha_p \quad (1.101)$$

$$m_{2\varphi} = \frac{Z_{2\varphi}}{\frac{a}{L} \cdot G_a} = \frac{\frac{a}{1 - \varphi_x \cdot \frac{h_g}{L}} \cdot G_a \cdot \cos \alpha_p}{a \cdot G_a} = \frac{1}{1 - \varphi_x \cdot \frac{h_g}{L}} \cdot \cos \alpha_p \quad (1.102)$$

din care se deduce că:  $m_{1\varphi} < 1$  deoarece  $\frac{h_g}{b} > \frac{h_g}{L}$ , respectiv  $m_{2\varphi} > 1$  întrucât  $\frac{1}{1 - \varphi_x \cdot \frac{h_g}{L}} < \cos \alpha_p$  și

reprezintă valorile limită pentru drumul caracterizat prin  $\alpha_p$  și  $\varphi_x$ .

Se definește *forța specifică de tracțiune* prin relația:

$$\gamma_t = \frac{F_t}{G_a} \quad (1.103)$$

în care:  $F_t$  – forța de tracțiune totală de la toate roțile motoare.

În cazul punții motoare spate, valoarea maximă a forței specifice de tracțiune este:

$$\gamma_{t2\max} = \frac{X_{2\max}}{G_a} = \frac{F_{t2\max}}{G_a} = \frac{\varphi_x \cdot Z_{2\varphi}}{G_a} = \frac{\varphi_x \cdot \frac{a}{L}}{1 - \varphi_x \cdot \frac{h_g}{L}} \cdot \cos \alpha_p \quad (1.104)$$

Calitățile de tracțiune sunt cu atât mai bune cu cât forța specifică de tracțiune este mai mare, adică din punct de vedere constructiv  $a/L$  și  $h_g/L$  mai mari (centrul de greutate cât mai în spate și cât mai sus față de calea de rulare) și din punct de vedere al interacțiunii pneului cu drumul  $\varphi_x$  mai mare (aderență cât mai bună).

Forța specifică de frânare se definește ca raport:

$$\gamma_f = \frac{F_f}{G_a} \quad (1.105)$$

unde:  $F_f$  – forța de frânare totală de la toate roțile frânate.

Valoarea maximă a forței specifice de frânare se determină prin calcul:

$$\begin{aligned} \gamma_{f\max} &= \frac{F_{f\max}}{G_a} = \frac{\varphi_x \cdot (Z_{1\varphi} + Z_{2\varphi})}{G_a} = \\ &= \frac{\varphi_x}{G_a} \cdot \frac{1}{L} \cdot \frac{(b - \varphi_x \cdot h_g) + a}{1 - \varphi_x \cdot \frac{h_g}{L}} \cdot G_a \cdot \cos \alpha_p = \varphi_x \cdot \cos \alpha_p \end{aligned} \quad (1.106)$$

relație din care se constată că depinde numai de aderență ( $\varphi_x$ ) și de unghiul pantei  $\alpha_p$ . O aderență prea mică sau o rampă prea abruptă duc la dezvoltarea unor forțe de frânare prea mici din cauza forței de aderență care se reduce odată cu modificarea celor doi parametri în sensul arătat.

Pentru evaluări orientative privind coeficienții maximi de încărcare dinamică și forța specifică de tracțiune se pot utiliza valorile din tabelul 1.9.

**Tabelul 1.9** Valorile parametrilor pentru calculul coeficienți de încărcare dinamică la autovehicule.

Parametrul	Tip autovehicul	Autoturism	Autobuz	Autocamion	Tractor pe roți
$a/L$	gol	0,45 ... 0,54	0,50 ... 0,60	0,46 ... 0,55	0,61 ... 0,67
	încărcat	0,49 ... 0,54	0,50 ... 0,68	0,60 ... 0,65	
$h_g/L$	gol	0,160 ... 0,260	–	0,210 ... 0,268	0,31 ... 0,40
	încărcat	0,165 ... 0,260	0,230 ... 0,285	0,46 ... 0,55	

#### b) Autovehicul cu puntea motoare în față

În acest caz roțile punții din spate sunt conduse, astfel încât:

$$\xi_1 = \varphi_x \quad \text{și} \quad \xi_2 = -f \quad (1.107)$$

Înlocuind aceste mărimi în relațiile (1.91) și (1.92) și operând aceleași neglijări ca în cazul anterior, se obțin expresiile reacțiunilor normale la limita de aderență de forma:

$$Z_{1\varphi} = \frac{1}{L} \cdot \frac{b}{1 + \varphi_x \cdot \frac{h_g}{L}} \cdot G_a \cdot \cos \alpha_p \quad (1.108)$$

$$Z_{2\varphi} = \frac{1}{L} \cdot \frac{a + \varphi_x \cdot h_g}{1 + \varphi_x \cdot \frac{h_g}{L}} \cdot G_a \cdot \cos \alpha_p \quad (1.109)$$



Coeficienții de încărcare dinamică la limita de aderență sunt:

$$m_{1\varphi} = \frac{1}{1 + \varphi_x \cdot \frac{h_g}{L}} \cdot \cos \alpha_p, \text{ respectiv } m_{2\varphi} = \frac{1 + \varphi_x \cdot \frac{h_g}{a}}{1 + \varphi_x \cdot \frac{h_g}{L}} \cdot \cos \alpha_p \quad (1.110)$$

iar forța specifică de tracțiune maximă este:

$$\gamma_{t1\max} = \frac{\varphi_x \cdot \frac{b}{L}}{1 + \varphi_x \cdot \frac{h_g}{L}} \cdot \cos \alpha_p \quad (1.111)$$

Și în acest caz:  $m_{1\varphi} < 1$  deoarece  $1 + \varphi_x \cdot \frac{h_g}{L} > \cos \alpha_p$ , respectiv  $m_{2\varphi} > 1$  întrucât  $\frac{h_g}{a} > \frac{h_g}{L}$ .

Performanțele de tracțiune sunt cu atât mai bune cu cât centrul de greutate este mai în față ( $b/L$  mai mare) și cât mai jos ( $h_g/L$  mai mic).

Pentru a compara performanțele de tracțiune pentru cele două soluții de amplasare a punții motoare se calculează raportul dintre forțele specifice de tracțiune corespunzătoare:

$$\frac{\gamma_{t2\max}}{\gamma_{t1\max}} = \frac{\varphi_x \cdot \frac{a}{L} \cdot \cos \alpha_p}{1 - \varphi_x \cdot \frac{h_g}{L}} \cdot \frac{1 + \varphi_x \cdot \frac{h_g}{L}}{\varphi_x \cdot \frac{b}{L} \cdot \cos \alpha_p} = \frac{a}{b} \cdot \frac{1 + \varphi_x \cdot \frac{h_g}{L}}{1 - \varphi_x \cdot \frac{h_g}{L}} \quad (1.112)$$

în care raportul  $\frac{1 + \varphi_x \cdot \frac{h_g}{L}}{1 - \varphi_x \cdot \frac{h_g}{L}}$  este evident  $> 1$ .

În privința raportului  $a/b$  din date statistice rezultă valorile indicate în tabelul 1.10.

**Tabelul 1.10** Valorile raportului  $a/b$  pentru poziția longitudinală a centrului de greutate la autovehicule.

Parametrul	Autoturisme			Autobuze			Autocamioane cu două punți	
	Total față	Clasic	Total spate	Motor față	Motor între punți	Motor spate	Cabină retrasă	Cabină avansată
$a / b$	$\sim 1,04$	$\sim 1,27$	$\sim 1,44$	$\sim 1,07$ ÷ 2,01	$\sim 1,56$ ÷ 2,00	$\sim 1,18$ ÷ 2,23	2,33 ÷ 2,70	1,86 ÷ 2,02

Deoarece ambii factori ai relației (1.112) sunt supraunitari rezultă că soluția cu tracțiunea pe puntea din spate este superioară variantei constructive cu tracțiunea față.

În regimul de deplasare analizat, rezistența la accelerare și rezistența la urcarea rampei care acționează în centrul de greutate și rezistența aerului care acționează în metacentru sunt orientate către puntea din spate, pe care astfel o încarcă. Forța normală fiind mai mare, la puntea din spate și forța de propulsie limitată de aderență este mai mare.

### c) Autovehicul cu ambele punți motoare ( $4 \times 4$ )

În acest caz, deoarece toate roțile sunt motoare:

$$\xi_1 = \varphi_x \quad \text{și} \quad \xi_2 = \varphi_x \quad (1.113)$$

Procedând ca în cazurile anterioare, rezultă reacțiunile normale și coeficienții de încărcare dinamică:

$$Z_{1\varphi} = \frac{b - \varphi_x \cdot h_g}{L} \cdot G_a \cdot \cos \alpha_p \quad (1.114)$$

$$Z_{2\varphi} = \frac{a + \varphi_x \cdot h_g}{L} \cdot G_a \cdot \cos \alpha_p \quad (1.115)$$

$$m_{1\varphi} = \left(1 - \varphi_x \cdot \frac{h_g}{b}\right) \cdot \cos \alpha_p, \quad m_{2\varphi} = \left(1 + \varphi_x \cdot \frac{h_g}{a}\right) \cos \alpha_p \quad (1.116)$$

iar forța specifică de tracțiune maximă este:

$$\gamma_{t4\max} = \varphi_x \cdot \cos \alpha_p \quad (1.117)$$

Compararea performanțelor de tracțiune a acestei variante constructive față de cea cu tracțiunea pe puntea din spate se realizează prin determinarea raportului dintre mărimile forțelor de tracțiune specifice:

$$\frac{\gamma_{t2\max}}{\gamma_{t4\max}} = \frac{\varphi_x \cdot \frac{a}{L} \cdot \cos \alpha_p}{1 - \varphi_x \cdot \frac{h_g}{L}} \cdot \frac{1}{\varphi_x \cdot \cos \alpha_p} = \frac{a}{L} \cdot \frac{1}{1 - \varphi_x \cdot \frac{h_g}{L}} \quad (1.118)$$

Pentru toate situațiile definite de valorile parametrilor  $a/L$  și  $h_g/L$  prezentate în tabelul 2. și valorile coeficientului  $\varphi_x$  din tabelul 1.8 se stabilește că:

$$\frac{a}{L} < 1 - \varphi_x \cdot \frac{h_g}{L} \quad \Rightarrow \quad \frac{a}{L} \cdot \frac{1}{\varphi_x \cdot \frac{h_g}{L}} < 1$$

de unde rezultă:  $\gamma_{t4\max} > \gamma_{t2\max}$ .

Autovehiculul cu tracțiune la ambele punți folosește întreaga greutate pentru aderență, nu numai pe cea care revine unei singure punți. Deși la autovehiculele cu o singură punte motoare se poate dezvolta un moment motor mare la roată, acesta nu poate fi folosit integral deoarece aderența este relativ mică.

#### *d) Autovehicul frânat pe ambele punți*

#### *e) Autovehicul cu remorcă sau semiremorcă*

### *(2) Autovehicule cu trei punți*

În scopul protejării suprafeței de uzare a drumurilor, normele rutiere limitează sarcina maximă pe o punte la valori, ce diferă de la țară la țară, în general situate în jur de 10 ... 11 t. pentru a se încadra în aceste limite, la autovehiculele grele (autocamioane și autobuze) se folosesc trei punți, ultimele două fiind alăturate și, de regulă, motoare. Aceste punți sunt prevăzute cu arcuri semieliptice care pot oscila în jurul unei axe transversale, solidare cu cadrul (șasiul) autovehiculului, și preiau numai forțele normale. Pentru preluarea forțelor longitudinale și a momentelor de reacțiune este prevăzută câte o bară de reacțiune la fiecare roată a unei punți.

### **1.3.2. Reacțiunile normale în plan transversal**

Discutarea acestui tip de reacțiuni va face obiectul unei lucrări de laborator care urmează să fie elaborată

#### 1.4. Influența momentului motorului asupra forței de tracțiune la roți și asupra reacțiunilor normale

Momentul efectiv al motorului, amplificat în cutia de viteze și apoi în reductorul central al autovehiculului, dă naștere la un moment reactiv care acționează asupra transmisiei și influențează reacțiunile normale la roți. Prezența diferențialului în transmisia la roțile motoare influențează asupra mărimii forțelor de tracțiune de la aceste roți ca urmare a repartiției inegale a momentului pe cei doi arbori planetari ai roții motoare.

Schema forțelor, momentelor și reacțiunilor care acționează asupra autovehiculului este reprezentată în figura 1.19.

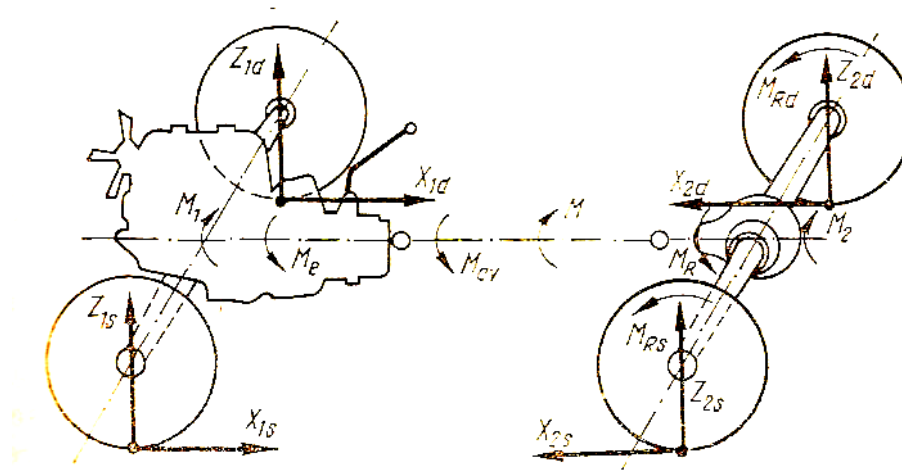


Fig. 1.19 – Forțe și momente la un autovehicul cu puntea motoare în spate.

Considerând autovehiculul cu puntea motoare în spate, rezultă că reacțiunile tangențiale la roțile din față  $X_{1s}$  și  $X_{1d}$  pentru cea din stânga, respectiv dreapta sunt forțe orientate în sens opus celui de mers, care la deplasarea uniformă au valorile:

$$X_{1s} = f_R \cdot Z_{1s} ; \quad X_{1d} = f_R \cdot Z_{1d} \quad (1.119)$$

unde:  $Z_{1s}$  și  $Z_{1d}$  – reacțiunile normale la roțile din față stânga, respectiv dreapta ale autovehiculului.

Reacțiunile tangențiale la roțile motoare  $X_{2s}$  și  $X_{2d}$  pentru cea din stânga, respectiv dreapta depind de momentul motorului  $M_e$ , de rapoartele de transmitere ale mecanismelor transmisiei, de construcția diferențialului și de dimensiunile roților.

Momentul efectiv al motorului  $M_e$  se amplifică în cutia de viteze și, dacă se neglijează randamentul acesteia, valoarea acestuia se determină cu relația:

$$M_{CV} = M_e \cdot i_k \quad (1.120)$$

în care:  $i_k$  – raportul de transmitere din cutia de viteze.

Acest moment este amplificat mai departe și în reductorul central și transmisia la roțile autovehiculului. Dacă nici în acest caz nu se ține seama de randament, valoarea momentului transmis la cei doi arbori planetari este dată de relația:

$$M_R = M_{CV} \cdot i_0 = M_e \cdot i_k \cdot i_0 \quad (1.121)$$

unde:  $i_0$  – raportul de transmitere din reductorul central.

Repartiția momentului pe cele două roți motoare la deplasarea rectilinie a autovehiculului se face în mod egal, iar în cazul deplasării în curbă influențează asupra ei prezența diferențialului. Indiferent de traiectoria mișcării autovehiculului:

$$M_R = M_{Rs} + M_{Rd} \quad (1.122)$$

cu:  $M_{Rs}$  și  $M_{Rd}$  – momentele la roțile motoare din stânga, respectiv dreapta.

Se definește *coeficientul de repartitie a momentului* ca raport între momentul transmis la roata motoare din stânga și momentul total la puntea motoare:

$$\lambda = \frac{M_{Rs}}{M_R} \quad (1.123)$$

funcție de care se pot stabili valorile reacțiunilor tangențiale, care în acest caz sunt forțe de tracțiune, cu relațiile:

$$X_{2s} = \frac{\lambda \cdot M_e \cdot i_k \cdot i_0}{r}; \quad X_{2d} = \frac{(1 - \lambda) \cdot M_e \cdot i_k \cdot i_0}{r} \quad (1.124)$$

Având în vedere că pentru diferențialele cu roți dințate coeficientul repartitiei momentului este  $\lambda = 0,55 \dots 0,6$  rezultă că arborii planetari pot fi inegal solicitați în timpul deplasării autovehiculului, fapt de care trebuie ținut seama la dimensionarea și verificarea de rezistență.

Transmiterea momentului de la cutia de viteze la puntea motoare din spate (figura 1.19) dă naștere unui moment reactiv  $M$  egal și de sens contrar care acționează asupra autovehiculului. Deoarece legătura dintre motorul și punțile autovehiculului nu este rigidă, momentul reactiv  $M$  devine un moment exterior în raport cu cele două punți și se împarte în două momente reactive: unul la puntea din față  $M_1$  și altul la puntea din spate  $M_2$  astfel că:  $M = M_1 + M_2$ . Se notează raportul:

$$k = \frac{M_1}{M_2} \quad (1.125)$$

în funcție de care se pot scrie relațiile pentru determinarea celor două componente ale momentului:

$$M_1 = M \cdot \frac{k}{k+1}; \quad M_2 = M \cdot \frac{1}{k+1} \quad (1.126)$$

Din condiția de echilibru a celor două punți rezultă:

$$Z_{1d} - Z_{1s} = \frac{2}{B} \cdot M \cdot \frac{k}{k+1} \quad (1.127)$$

$$Z_{2s} - Z_{2d} = \frac{2}{B} \cdot M \cdot \frac{k}{k+1} \quad (1.128)$$

adică:

$$Z_{1d} - Z_{1s} = Z_{2s} - Z_{2d} \quad (1.129)$$

sau:

$$Z_{1d} + Z_{2d} = Z_{1s} + Z_{2s} \quad (1.130)$$

în care:  $B$  – ecartamentul roților.

Pe baza relațiilor (1.129) și (1.130) se poate concluziona că sumele reacțiunilor normale la roțile din dreapta și din stânga sunt egale, că diferențele dintre reacțiunile care acționează asupra roților punții din față, respectiv spate sunt egale, dar roata din dreapta de la puntea din față este mai încărcată decât cea din stânga și cea de la puntea din spate este mai încărcată decât cea din dreapta.

Această diferență de solicitare în plan transversal la roțile autovehiculului trebuie luată în considerare la determinarea uzurii pneurilor și a garniturilor de frână.

## 1.5. Construcția roților și anvelopelor automobilului

**Roțile** au rolul primordial de preluare a greutății autovehiculului și asigurarea rotației față de axa lor geometrică, datorită căruia autovehiculul se poate deplasa în diferite direcții selectând viteza și puterea de tracțiune optimă.

De asemenea, roțile atenuează și absorb (împreună cu suspensia) șocurile și loviturile care se transmit caroseriei de la denivelările suprafeței de drum, ceea ce sporește silențiozitatea mișcării.

Pentru construcția roții de autovehicul se impun anumite *condiții*:

- rezistență mare,
- preț de cost redus,
- tehnologie simplă,
- posibilitatea montării și demontării ușoare a anvelopei.

Deoarece greutatea roții influențează suspensia autovehiculului, realizarea unor roți cu greutate mică crează probleme constructive deosebite, având în vedere solicitarea la care sunt supuse (eforturi statice și dinamice la viteze de circulație mari, rezistență mare la oboseală, durată de exploatare foarte lungă).

**Clasificarea roților autovehiculului** e realizată în funcție de destinație:

- roți motoare: îndeplinesc funcția de element de susținere și de element motor;
- roți de direcție: servesc ca element de susținere, dar și ca element de ghidare;
- roți combinate: îndeplinesc funcția roților motoare și a roților de ghidare;
- roți de susținere: îndeplinesc numai funcția de element de susținere.

Diversitatea mare a destinațiilor și a condițiilor de exploatare al autovehiculelor au impus cerințe multiple și uneori contradictorii pentru roți. Cerințele cele mai generale care se pretind roților sunt: siguranța în exploatare, confortabilitate și economicitate.

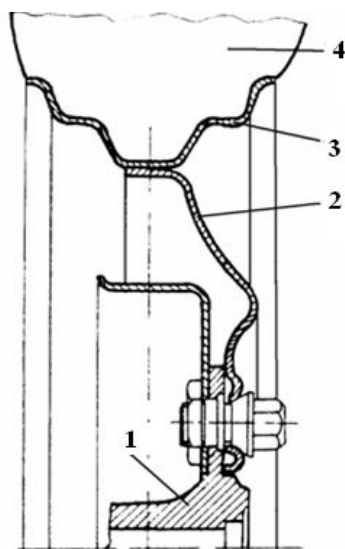
*Siguranța în exploatare* este satisfăcută de roți dacă au o rezistență corespunzătoare, aderență bună cu calea de rulare în diferite regimuri de circulație și condiții rutiere, etanșeitate perfectă și dacă asigură autovehiculului stabilitate și maniabilitate corespunzătoare.

*Confortabilitatea* este dată de capacitatea părții elastice a roții (pneul) de a amortiza oscilațiile și de a diminua zgomotul ce se produce în timpul rulării.

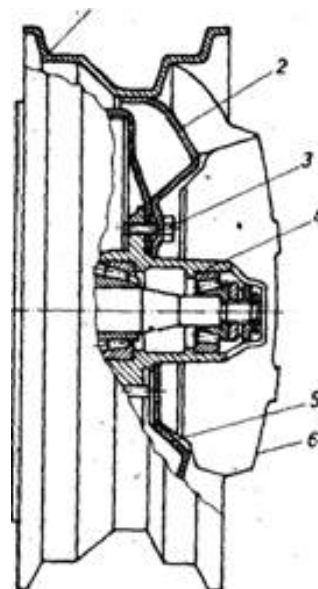
Elementele componente ale roții influențează principalele caracteristici tehnice și de exploatare ale autovehiculului: de tracțiune, capacitatea de trecere, silențiozitatea mișcării, economicitatea deplasării, eficiența frânării, etc.

Roata autovehiculului se compune dintr-o *parte rigidă* (roata propriu-zisă) și o *parte elastică* (pneul). Ansamblul roții (figura 1.20) se compune din elementele metalice (discul 1 și janta 2) și din elementele elastice (anvelopa 3 și camera 4). Anvelopa împreună cu camera și cu aerul comprimat din interiorul ei formează ansamblul cunoscut sub denumirea de pneu.

Unele automobile, după cum va arăta mai departe, folosesc pneuri fără cameră de aer.



**Fig. 1.20** – Elemente componente ale roții de autovehicul.



**Fig. 1.21** – Construcția roții cu disc.

**Roata propriu-zisă** are următoarele părți componente: janta 1, discul 2, butucul 4, elementele de legătură ale butucului cu janta (șuruburi 3, arcuri lamelare 5) și capacul de roată 6 (figura 1.21).

Ansamblul roții cu pneul montat este prezentat în figura 1.22.

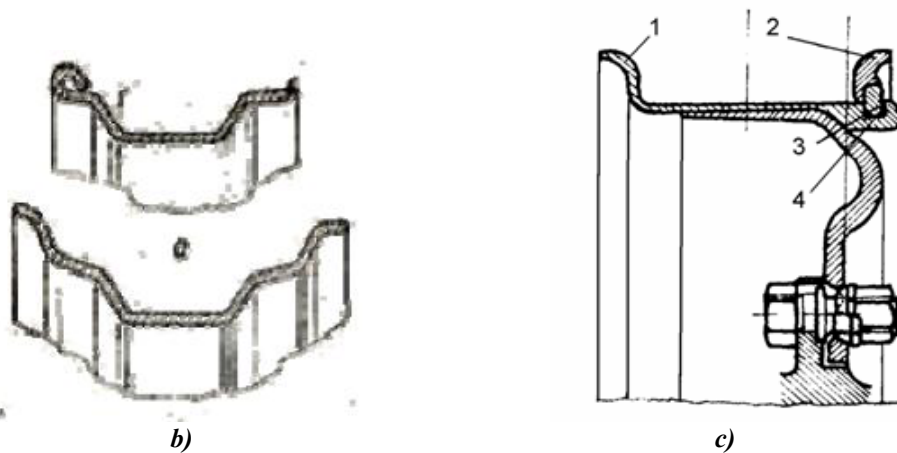


*Fig. 1.22 – Roata unui autovehicul secționată.*

*Janta* este partea roții pe care se montează pneul, fiind alcătuită din 1 – bordură fixă, 2 – bordură demontabilă, 3 – canal al jantei și 4 – inel de închidere (figura 1.23).

Jantele de automobile sunt de două feluri:

- adânci (figura 1.23 a și b): se utilizează la toate autoturismele moderne;
- plate (figura 1.23 c) - se utilizează la autocamioane și autobuze.



*Fig. 1.23 – Tipuri constructive de jante pentru roțile de autovehicul.*

*Pneul* are rolul de a reduce și amortiza șocurile produse în timpul deplasării autovehiculului, și asigură contactul cu calea de rulare.



Părțile componente ale unui pneu sunt reprezentate în figura 1.24: 1 – bandă de protecție, 2 – cameră, 3 – carcasă, 4 – strat amortizor (breker), 5 – bandă de rulare, 6 – flancuri, 7 – talon, 8 – inel metalic.

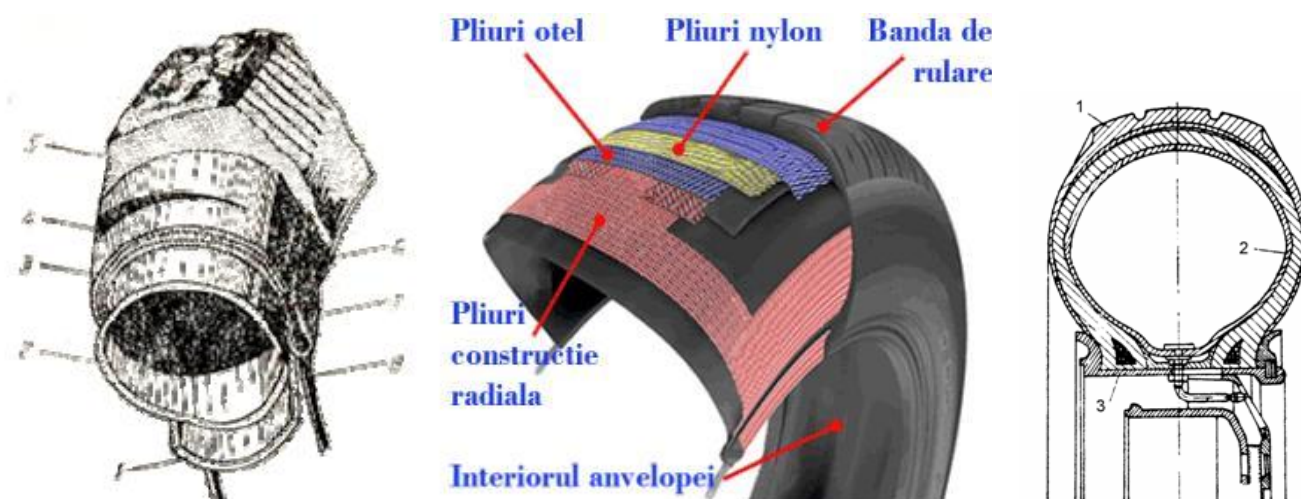


Fig. 1.24 – Componentele unui pneu.

#### Observații:

- Este bine ca la roțile din față să se monteze anvelope foarte bune, neuzate (nu se recomandă cele second-hand în față) deoarece în cazul unei explozii la un pneu față se poate pierde controlul autovehiculului.
- În cazul în care înălțimea profilului anvelopei scade sub 1,5 mm trebuie să o schimbăm. Se recomandă să fie anvelope de același fel pe o punte.
- Pentru un număr cât mai mare de kilometri parcurși roțile trebuie echilibrate periodic și, în plus, efectuată permutarea roților (la aproximativ 10 000 – 20 000 km); se mută roțile din spate în față și invers. De asemenea, periodic se verifică obligatoriu presiunea în pneuri (cel puțin lunar) – la rece.
- Dacă presiunea este prea mare, pneul se uzează pe creasta benzii de rulare.
- Dacă presiunea este prea mică, pneul se uzează pe margini (în zona talonului), se încălzește, se pot desface firele de cord, astfel pneul devine inutilizabil și trebuie înlocuit.
- Uzura locală sau neuniformă a unui pneu se produce la supraîncărcarea autovehiculului sau când tamburul de frână se ovalizează ori roțile sunt neechilibrate.
- Uzura pe una din margini are loc datorită dereglării geometriei roților.
- Încălzirea excesivă a pneurilor se produce la presiuni foarte mici sau la suprasarcină.

Aderența depinde în mod special de pneuri, care reprezintă singura legătură dintre vehicul și suprafața de rulare. De calitatea, dar și de starea acestora, depind ținuta de drum, precum și modul în care se face frânarea.

Structura pneurilor este arătată în figura 1.25. Structura se referă la modul în care este fabricată carcasa pneurilor. Pneurile cel mai des folosite sunt cele cu structură radială.

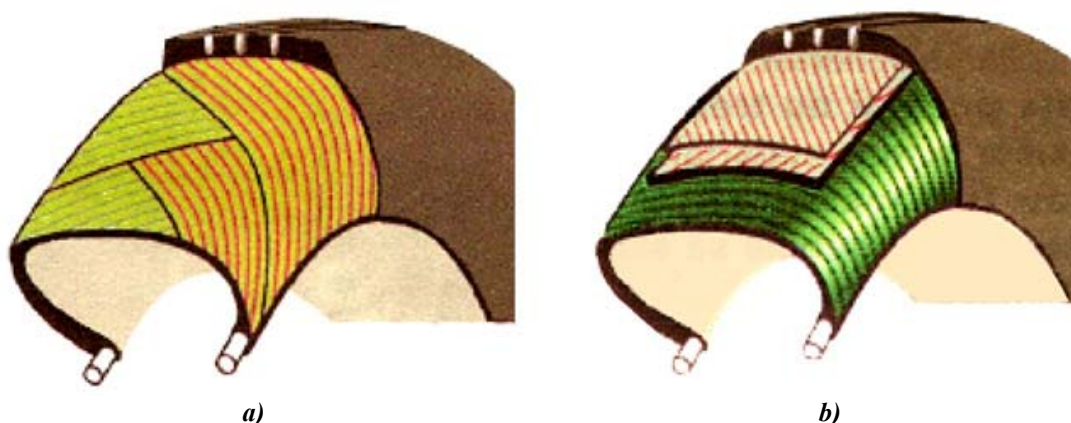


Fig. 1.25 – Structura pneurilor: a) diagonală, b) radială.

**Clasificarea pneurilor autovehiculelor** se face după mai multe *criterii*:

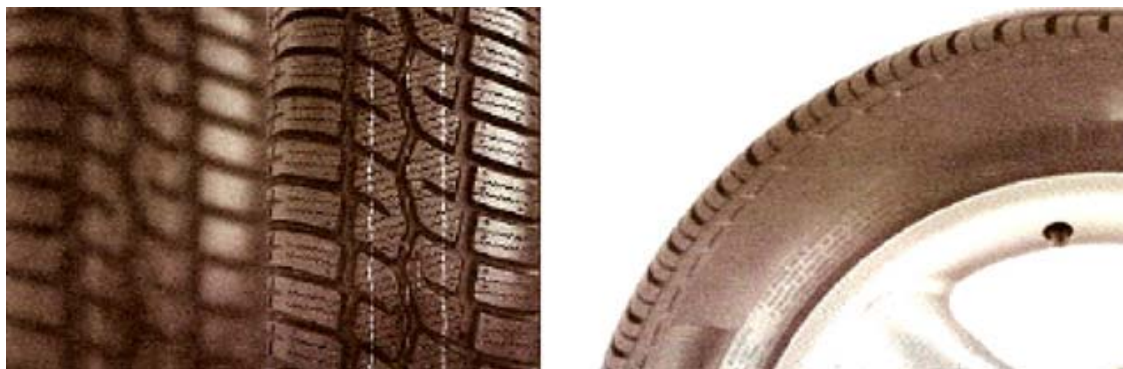
- *destinație*:
  - pneuri pentru autoturisme,
  - pneuri pentru autocamioane și autobuze,
  - pneuri pentru autovehicule speciale;
- *presiunea interioară*:
  - pneuri de presiune înaltă (3 ... 7,5 bar): utilizate la autocamioane și autobuze,
  - pneuri de joasă presiune (1,4 ... 3 bar): utilizate la autoturisme și tractoare;
- *elementele componente*:
  - pneuri cu cameră,
  - pneuri fără cameră;
- *tipul carcasei*:
  - pneuri obișnuite (cu carcasă diagonală),
  - pneuri cu carcasă radială.

**Observații:**

- 1) La pneurile fără cameră de aer, etanșarea cu janta este asigurată de un strat de cauciuc moale, ce se găsește pe suprafața interioară. Aceste pneuri prezintă o siguranță mai mare în circulație deoarece, în cazul intrării unui corp străin, acesta nu se perforază ci se întinde - produce o autoetanșare.
- 2) Pentru a se evita uzura anormală a anvelopelor și rulmenților, roțile se echilibrează static și dinamic.

**Starea pneurilor**

Profilul este, practic, “desenul în relief” aplicat pe banda de rulare prin creste și adâncituri (figura 1.26). Înălțimea profilului nu trebuie să scadă sub 1,5 mm.



**Fig. 1.26** – Profiluri pentru banda de rulare a anvelopei.

*Indicatoarele de uzură* sunt mici proeminențe de cauciuc colorate, având înălțimea exact de 1,5 mm (figura 1.27). Atunci când uzura atinge suprafața acestora, cauciucul devine necorespunzător.



**Fig. 1.27** – Indicatoare de uzură.

**Starea generală:** pe suprafața pneului nu trebuie să existe niciun material textile sau fire metalice, iar pe flancuri nu trebuie să existe tăieturi profunde.



Principalii parametri de apreciere a roții autovehiculului sunt parametrii geometrici (diametrul exterior, lățime și înălțimea pneului, diametrul și profilul de montaj), sarcina admisibilă pe roată și presiunea corespunzătoare a aerului în anvelopă.

*Dimensiunile pneurilor* sunt reprezentate în figura 1.28 (se exprimă în mm sau inch) cu notațiile:  $D$  – diametrul exterior al pneului,  $Bu$  – lățimea pneului,  $d$  – diametrul jantei.

Notarea anvelopelor se face pe flancuri pentru identificarea acestora (figura 1.29).

Se deosebesc două tipuri de notații:

**Bu - Das / Np PR STAS Nr;**

**BuSbDas - NpPR STAS Nr. sau BuDb Das / NpPR STAS Nr.**

unde: - **Bu** – lățimea secțiunii anvelopei (balonajul);

- **Das** – diametrul de așezare al talonului care corespunde cu diametrul jantei;

- **Np** – numărul de pliuri echivalente (PR), care arată rezistența carcasei anvelopei;

- **Sb** – este o simbolizare care poate avea formele **S**, **R**, **SR**, **HR**, **VR** și **HD** (**R** – anvelopă în construcție radială; **S** – anvelopă pentru viteze mari; **H** – anvelopă pentru viteze foarte mari; **SR** – anvelopă radială de autoturism pentru viteze până la 180 km/h; **HR** și **VR** anvelope radiale de autoturisme pentru viteze până la 210 km/h; **HD** – anvelopă de autocamion ranforsată pentru regim greu de funcționare).

Exemple: **9,00 - 20 / 14 PR STAS 8485/2-77.**

**5,6 SR 13 STAS 9091 1-76.**

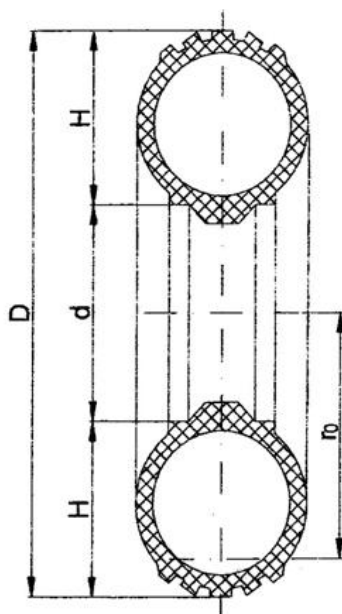


Fig. 1.28 – Dimensiunile pneurilor.



Fig. 1.29 – Simbolizarea anvelopelor.

Marcajele de pe flancurile pneurilor indică toate caracteristicile și condițiile de utilizare ale acestora. Sunt marcate, de asemenea, originea și data de fabricație.

Se ia ca exemplu:

**215/45R 16 84V** ...ceea ce se traduce astfel:

1. **215** – lățimea totală a pneului, în milimetri, din flanc în flanc (S);
2. **45** – raportul H/S între înălțimea flancului și lățimea pneului;
3. **R** – indică structura radială;
4. **16** – diametrul interior al pneului;
5. **84** – sarcina maximă admisibilă pe un pneu la viteza maximă (84 corespunde la 500 kg);
6. **V** – indicele de viteză în acest caz este 240 km/h (vezi tabelul de mai jos);

În dependență de condițiile de exploatare (vară, iarnă, lipsă de drum sau o suprafață artificială calitativă a drumului etc.) și destinație pentru roți se aleg modele corespunzătoare ale construcției anvelopelor. În general anvelopele (figura 1.30) trebuie să asigure: un contact sigur al vehiculului cu suprafața de reper (drum, teren), să fie fiabilă, ușoară, rezistentă; să aibă proprietăți înalte de aderență cu suprafața de contact care ar minimiza patinajul și deraparea roților la transmiterea forțelor de tracțiune, frânare sau laterale; silențiozitatea deplasării (în special la deplasări cu viteze mari); balansarea statică și dinamică (echilibrarea la rotație) care ar exclude apariția deviațiilor roților, în special ale celor motrice; ușurința și viteza de realizare a lucrărilor de montare–demonțare.

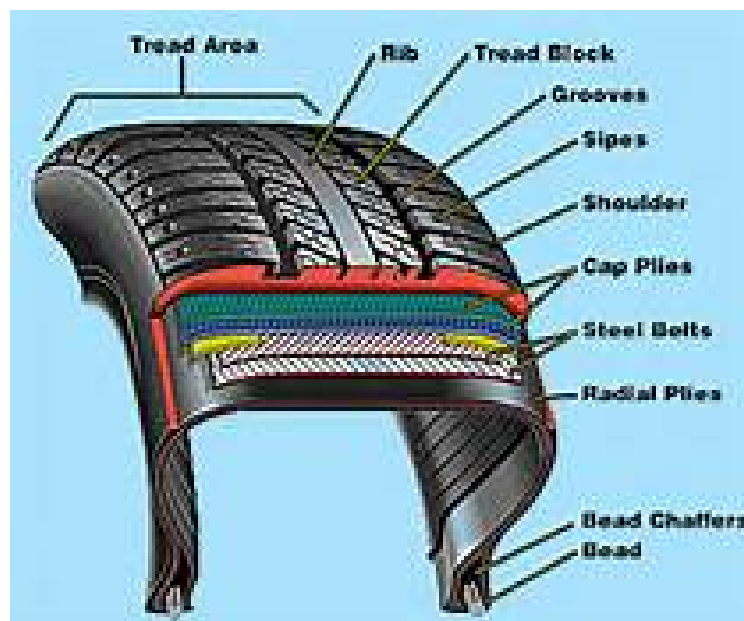
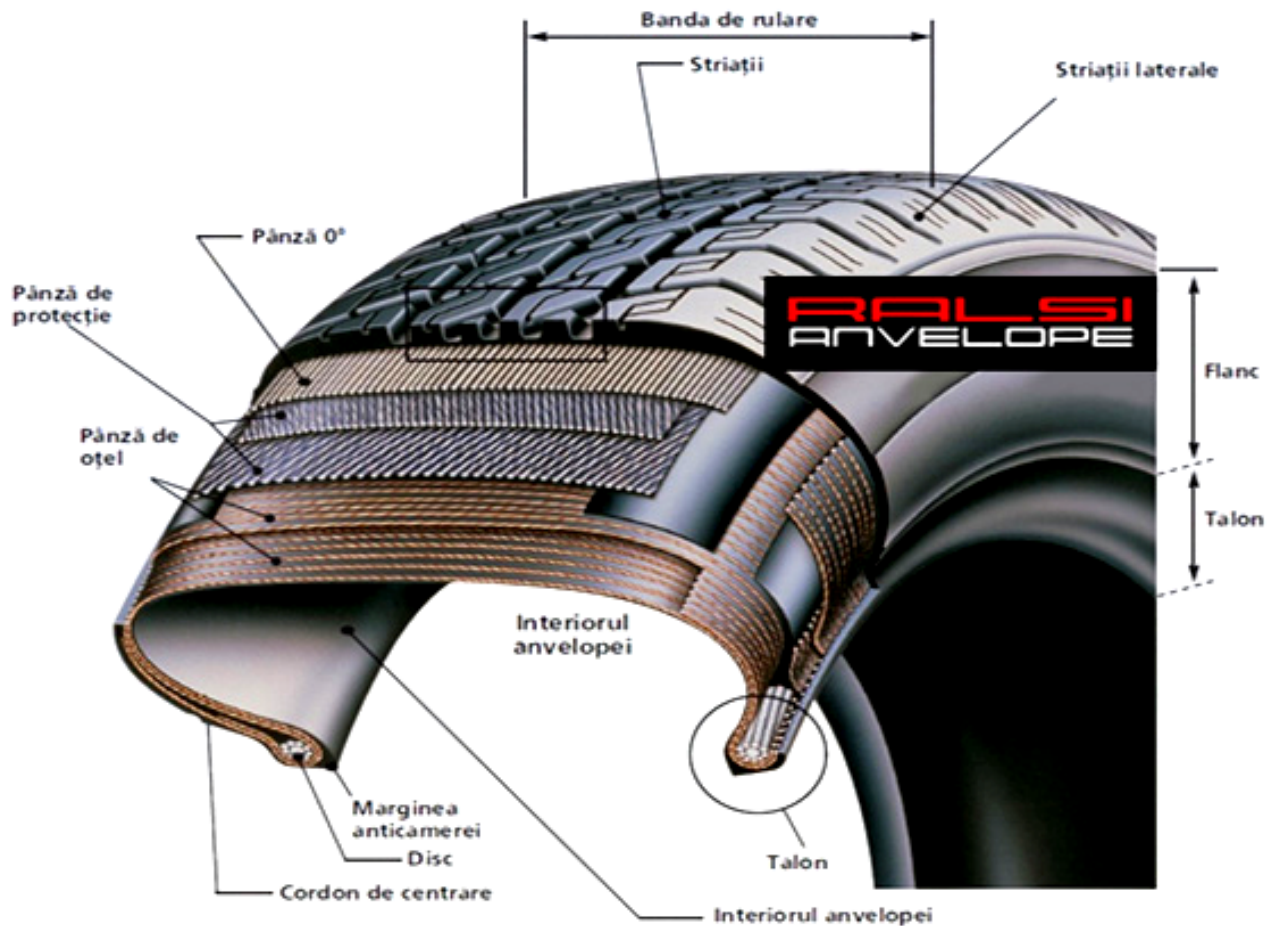


Fig. 1.30 – Construcția anvelopei.