

NOTION SUR LE FROTTEMENT ET L'ADHERENCE

Cas du contact de deux solides (corps dont les caractéristiques géométriques sont invariables).

Loi de Coulomb

Considérons deux solides 1 et 2 en contact (figure 1) :

- On dit qu'il y a adhérence s'il n'y a pas de mouvement relatif de 2 par rapport à 1.

$$\vec{V}(M \in 2/1) = \vec{0}$$

- On dit qu'il y a frottement s'il y a un mouvement relatif de 2 par rapport à 1.

$$\vec{V}(M \in 2/1) \neq \vec{0}$$

$V(M \in 2/1)$ se lit vitesse du point M appartenant au solide 2 par rapport à 1.

- 1^{er} cas : Il y a un mouvement relatif de 2/1, le mouvement est uniforme (vitesse constante).

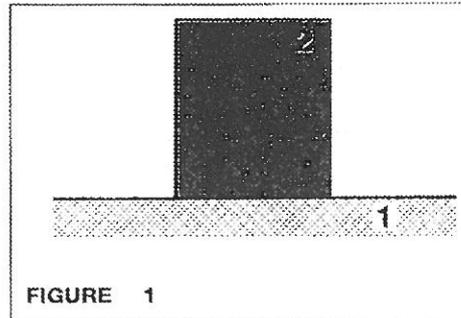


FIGURE 1

Étudions l'équilibre du solide 2 (voir figure -2).

Le mouvement étant uniforme, le principe fondamental de la dynamique a pour expression :

$$\sum \vec{F}_{\text{ext}} = \vec{0}$$

Le support de A (1→2) est incliné de l'angle φ par rapport à l'axe Oy .

$f = \tan \varphi$: est appelé coefficient de frottement.

- En phase de frottement

$$\frac{T}{N} = f \text{ avec } f = \tan \varphi$$

L'angle φ caractérise la nature du contact des solides 1 et 2 et il ne

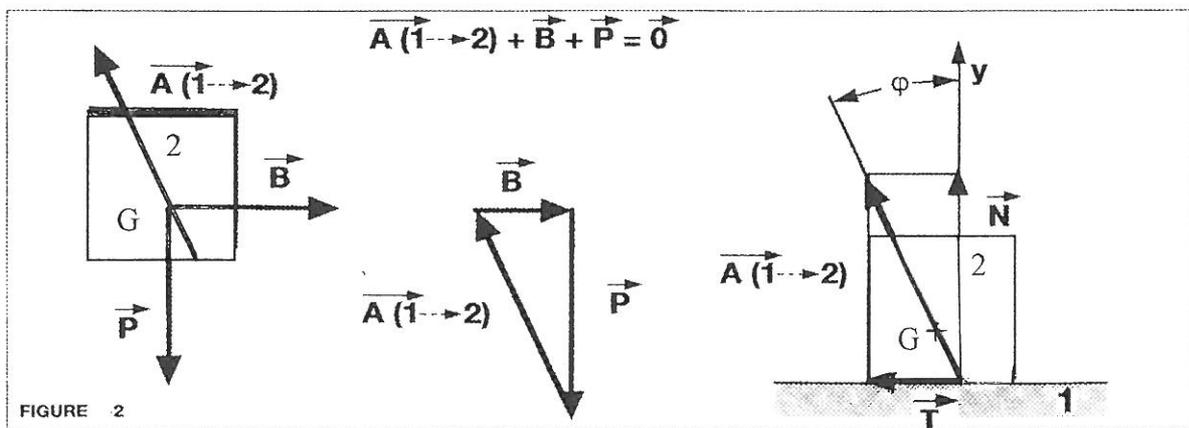


FIGURE 2

dépend que de la nature des matériaux et de l'état des deux surfaces en contact.

- 2^e cas : Pas de mouvement relatif de 2/1, il y a adhérence de 2/1.

Étudions l'équilibre du solide 2 (voir figure -3).

Le solide 2 étant en équilibre, nous appliquons le principe fondamental de la statique :

$$\sum \vec{F}_{\text{ext}} = \vec{0}$$

Dans ce cas, le support de :
A (1--->2) est incliné d'un angle θ par rapport à l'axe Oy, tel que $\theta < \varphi$.

- En phase d'adhérence

$$\frac{T}{N} < f \text{ avec } f = \text{tg } \varphi$$

En conclusion :

Si l'on considère le cône de demi-angle au sommet φ (figure -4) :

- En phase d'adhérence, le support de l'action A (1--->2) se trouve à l'intérieur du cône (cas 1 figure -4).

$$\frac{T}{N} < f \text{ avec } f = \text{tg } \varphi$$

- En phase de frottement, le support de l'action A (1--->2) se trouve sur le cône (cas 2 figure -4).

$$\frac{T}{N} = f \text{ avec } f = \text{tg } \varphi$$

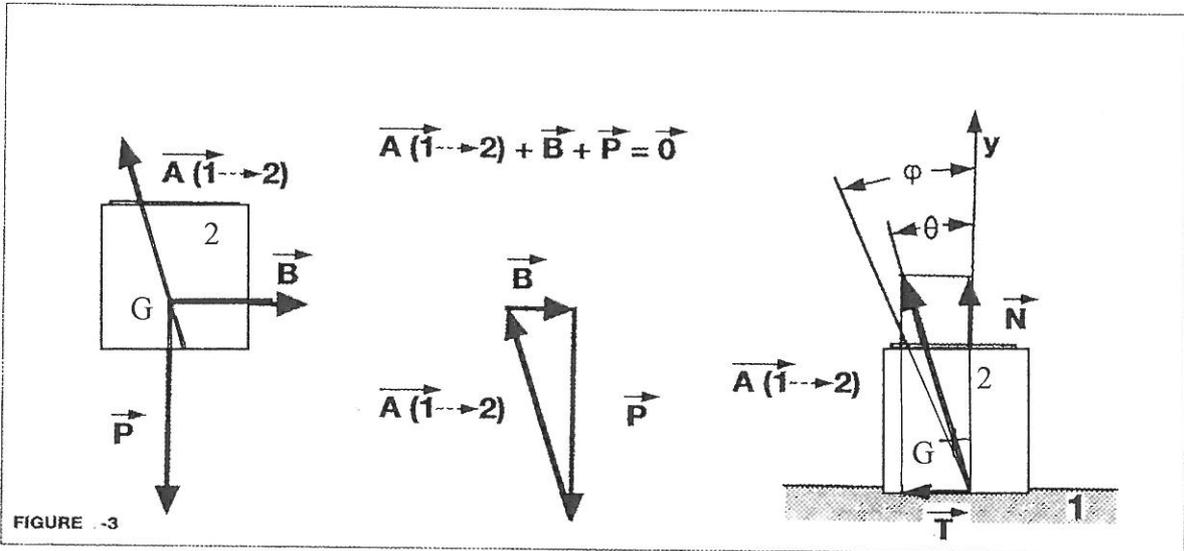


FIGURE -3

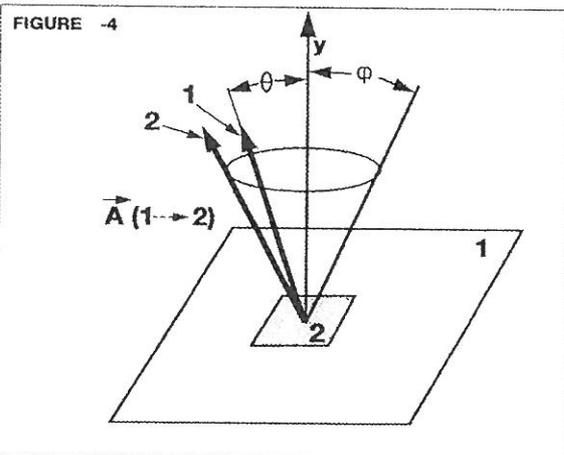


FIGURE -4

$f = \text{tg } \varphi$	Nature des matériaux
0,1	Acier sur acier
0,2	Acier sur bronze (à sec)
0,1	Fonte sur bronze (à sec)
0,07	Acier sur bronze (lubrifié)
0,35	Plaquette de frein sur disque

FIGURE -5
COEFFICIENT DE FROTTEMENT
DES PRINCIPAUX MATERIAUX

LE FREINAGE

PRESENTATION DU SYSTEME DE FREINAGE

**Réglementation
en vigueur
(code de la route)**

Tout véhicule automobile ou ensemble de véhicules doit être pourvu :

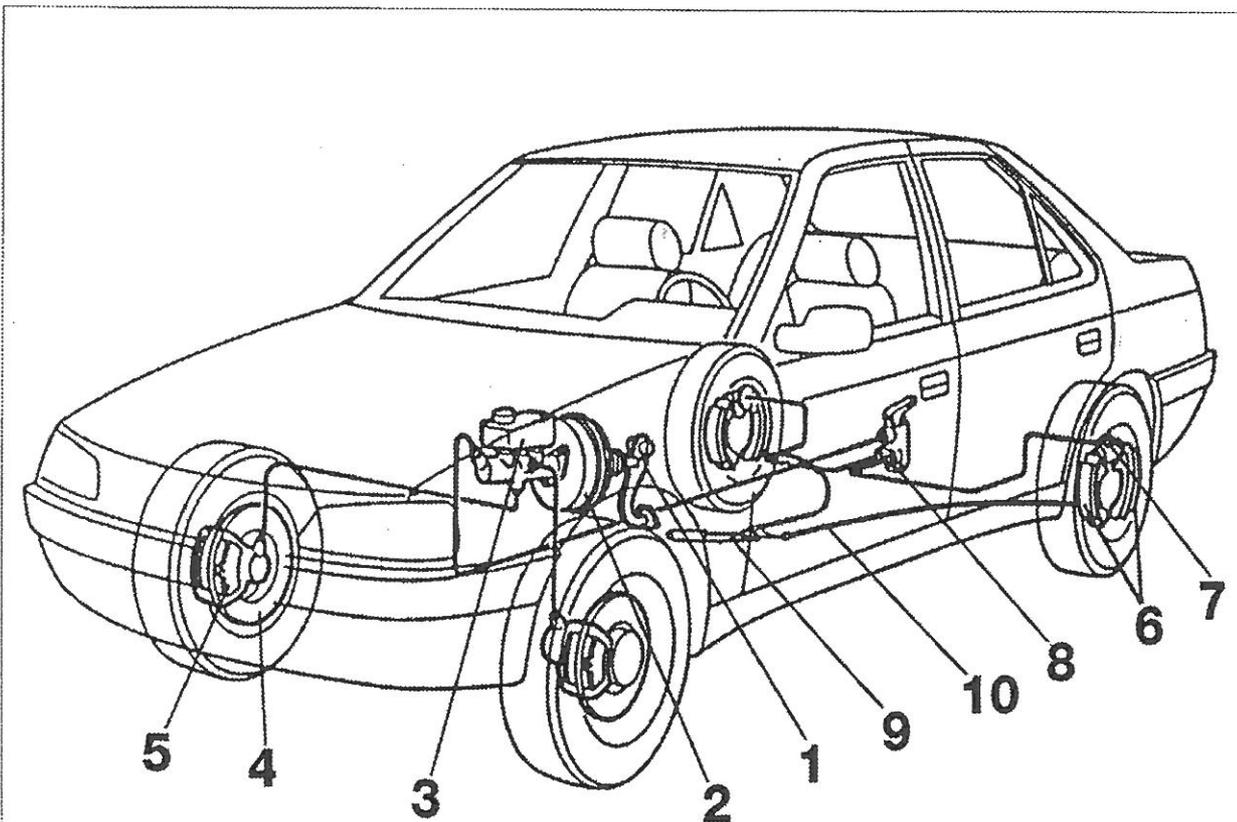
- d'un dispositif de freinage principal

ou frein de service dont la commande est constituée de deux circuits indépendants ;

- d'un dispositif de frein de secours dont la commande doit être indépendante de celle du frein de service ;

- d'un frein de stationnement (sur les véhicules de tourisme le frein de stationnement fait aussi fonction de frein de secours).

La figure illustre un exemple de réalisation représentatif du parc de véhicules actuels.



CONSTITUTION DU SYSTÈME DE FREINAGE :

1. Pédalier - 2. Servofrein (type master-vac) - 3. Maître-cylindre avec réservoir - 4. Disque de frein - 5. Étrier - 6. Segments de frein - 7. Cylindre de roue - 8. Correcteur de freinage - 9. Commande frein de stationnement et de secours - 10. Câbles de frein de stationnement.

RAISON D'ÊTRE DU SYSTEME DE FREINAGE

Énoncé du besoin

Le conducteur doit être en mesure de maîtriser la vitesse de déplacement du véhicule en fonction des conditions de circulation et de l'immobiliser lors d'un arrêt ou d'un stationnement

Suivant la volonté du conducteur, la vitesse du véhicule (V_2) à l'instant t_2 peut être :

- = 0, il y a arrêt du véhicule.
- < V_1 , il y a ralentissement du véhicule.

Au regard du législateur, le système de freinage sur tout véhicule en cours de service doit :

- permettre de réaliser, pour un effort normal du conducteur, dans tous les

cas de chargement et sans qu'il en résulte une modification de la trajectoire du véhicule, des à-coups ou un blocage des roues freinées, les décélérations :

- permettre de maintenir à l'arrêt le véhicule en charge sur une pente ascendante ou descendante de 18 % (c'est la raison d'être du frein de stationnement).

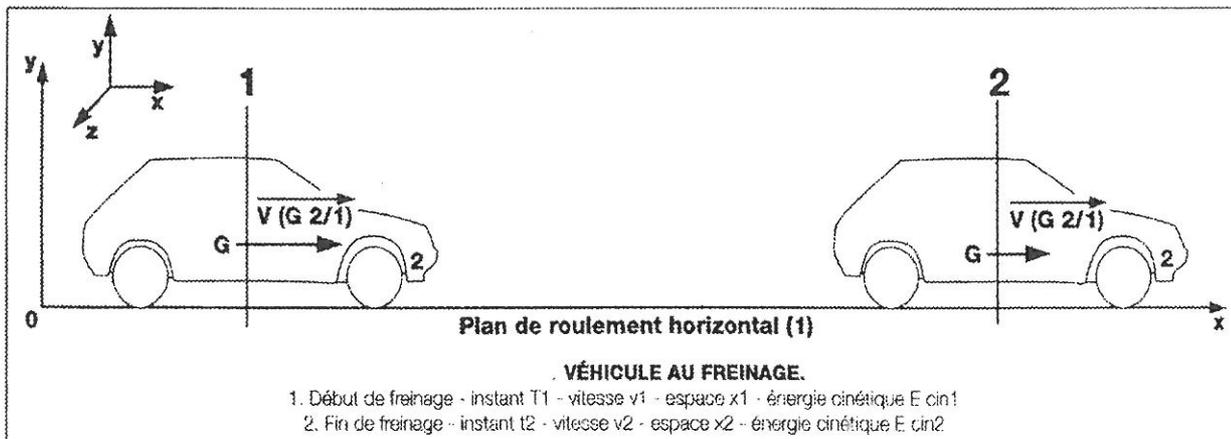
Ces valeurs et comportements attendus constituent des éléments de référence permettant de valider la conformité du système de freinage.

Problème posé pour répondre au besoin défini précédemment

Pour ralentir ou arrêter un véhicule en mouvement il faut :

- annuler la force motrice (le conducteur relâche la pédale d'accélérateur) ;
- dégrader tout ou partie de l'énergie cinétique acquise lors du mouvement.

La variation d'énergie cinétique du véhicule en mouvement de translation, du début à la fin du freinage, a pour expression :



	Dispositif principal (ou frein de service)	Dispositif de secours (ou frein de secours)	Frein de stationnement (lorsqu'il fait aussi fonction de frein de secours)
Voitures particulières	5,5 m/s ²	2,5 m/s ²	2,2 m/s ²
Véhicules utilitaires légers	4,5 m/s ²	2 m/s ²	2 m/s ²

Décélérations minimales définies par la législation.

$$E_{cin2} - E_{cin1} = \frac{1}{2} \cdot M \cdot (v_2^2 - v_1^2)$$

avec :

E_{cin1} : énergie cinétique à l'instant t_1 en début de freinage.

E_{cin2} : énergie cinétique à l'instant t_2 en fin de freinage.

M : masse du véhicule.

v_1 : vitesse du véhicule à l'instant t_1 au début de freinage.

v_2 : vitesse du véhicule à l'instant t_2 en fin de freinage.

Le travail des actions qui s'opposent au déplacement du véhicule est équivalent à l'énergie cinétique dégradée du début à la fin du freinage ($E_{cin2} - E_{cin1}$).

$$E_{cf} = E_{cin2} - E_{cin1}$$

Ces actions sont :

- les actions extérieures agissant sur le véhicule telles que :
 - la résultante de l'action de l'air sur le véhicule,
 - la résistance au roulement,
 - le poids du véhicule,
 - l'action du sol sur les roues ;

- les actions intérieures agissant sur le véhicule telles que :

- la résistance due au frottement des organes de liaison (moyeu/fusée par exemple),
- l'action du système de freinage (plaquettes sur disques et/ou garnitures sur tambours).

Nous nommerons force de freinage la résultante des forces s'opposant au déplacement du véhicule, dont le travail est équivalent à l'énergie cinétique dégradée du début à la fin du freinage (figure 2-3).

Travail de la force de freinage

$$W_f = F_f \cdot d$$

avec :

W_f : travail de la force de freinage (J).

F_f : force de freinage (N).

d : distance de freinage (m).

Par hypothèse, nous négligeons la résultante de l'action de l'air sur le véhicule, la résistance au roulement et la résistance due au frottement des organes de liaison.

Le travail de la force de freinage est développé (figure 2-4) :

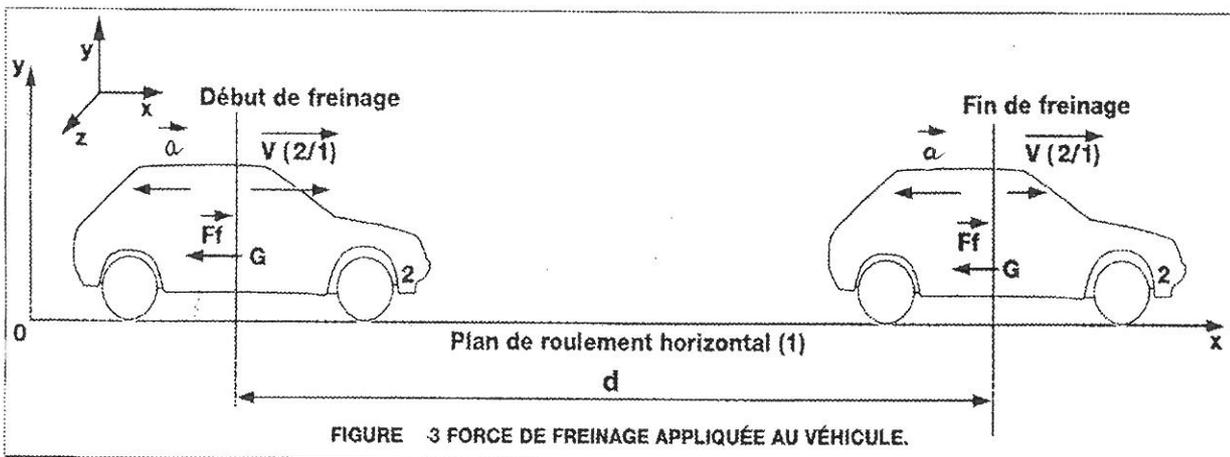


FIGURE 3 FORCE DE FREINAGE APPLIQUÉE AU VÉHICULE.

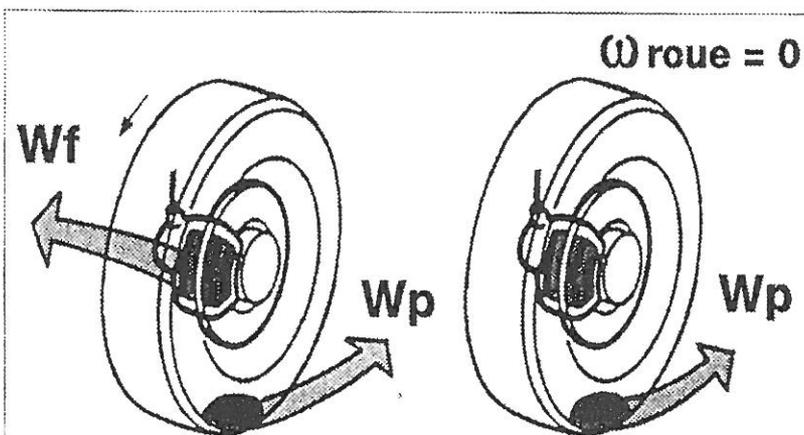


FIGURE 4 TRAVAIL DE LA FORCE DE FREINAGE.

1^{re} illustration : sans blocage de la roue $W_{1,2} = W_f + W_p$ (avec W_f : travail développé par le frottement des plaquettes sur le disque et W_p : travail développé par le frottement du pneumatique sur le sol)

2^e illustration : roue bloquée $W_{1,2} = W_p$.

- sans blocage de la roue : par le frottement des plaquettes de frein sur les disques et/ou des garnitures sur les tambours et par le frottement du pneumatique sur le sol, dans ce cas le travail des actions du sol sur les roues est différent de 0 ;

- roues bloquées : uniquement par le frottement des pneumatiques par rapport au sol, dans ce cas le travail de l'action des plaquettes sur les disques et/ou des garnitures sur les tambours est nul (il n'y a pas de déplacement relatif).

Quel que soit le cas, l'énergie cinétique dégradée est transformée en chaleur transférée à l'air ambiant.

μ = Coef. d'adhérence

$\mu = \text{tg } \varphi$

φ = angle de frottement

Notions d'adhérence entre pneumatique et chaussée

Lors d'un freinage ou d'une accélération, des forces doivent être transmises par la liaison sol/roue, celle-ci ne peut être considérée comme un contact classique entre deux solides. Le pneumatique est un corps déformable, les lois sur le frottement (loi de Coulomb) ne peuvent donc pas être appliquées. Des notions sur le frottement de deux solides sont présentées en annexe 2.

Coefficient d'adhérence longitudinale (figure 5)

La surface d'appui d'un pneumatique ne peut transmettre d'efforts de traction ou de freinage (efforts tangentiels) que s'il est déformé. L'expérimentation montre que le coefficient d'adhérence évolue en fonction du glissement. Le glissement est défini par la relation :

$$\lambda = \frac{V_v - V_r}{V_v} \cdot 100$$

V_v : vitesse du véhicule par rapport au sol.

V_r : vitesse circonférentielle d'un point appartenant à la circonférence de la roue et situé sur le rayon de roulement.

λ : pourcentage de glissement.

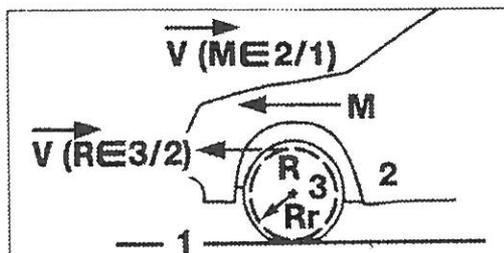


FIGURE 5

- le glissement est nul lorsque $V_r = V_v$.
- il y a glissement lorsque $V_r < V_v$.
- il y a 100 % de glissement lorsque $V_r = 0$ (la roue est bloquée).

$V_v = \left| \left| \vec{V}(M_{E2/1}) \right| \right|$ et $V_r = \left| \left| \vec{V}(R_{E3/2}) \right| \right|$

La figure -6 montre l'évolution du coefficient d'adhérence longitudinale (μ_L) en fonction du glissement. On remarque que le coefficient d'adhérence augmente et atteint sa valeur maximale lorsque le glissement est de l'ordre de 20 % (le glissement critique λ_c peut varier entre 8 et 30 %

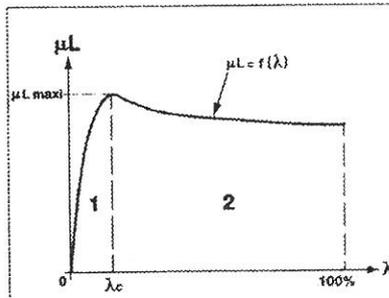


FIGURE -6 ÉVOLUTION DU COEFFICIENT D'ADHÉRENCE LONGITUDINALE (μ_L) EN FONCTION DU GLISSEMENT.

selon le type de pneumatiques et la nature de la chaussée), puis diminue avec l'augmentation de celui-ci.

Des études montrent que le glissement de freinage a pour origine deux types de glissement :

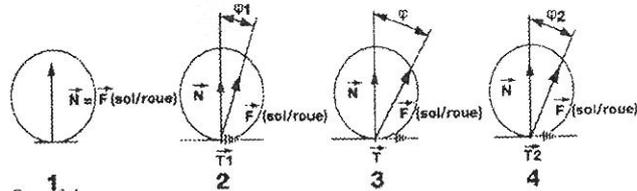
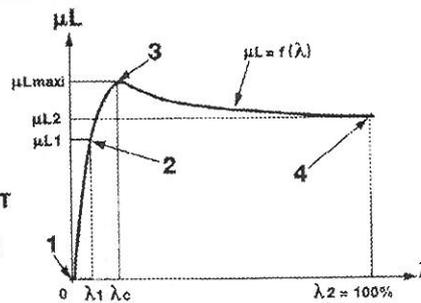
- le glissement par déformation du pneumatique, écrasement et déplacement des couches de la bande de roulement au contact du sol, prépondérant dans la zone 1 du graphe (figure -6) ;

- le glissement par frottement du pneumatique sur la chaussée (c'est le dérapage), prépondérant dans la zone 2 du graphe (figure -6).

Force de freinage transmissible par la liaison sol/roue (figure 7)

La force de freinage transmissible par la liaison sol/roue (projection de l'action du sol/roue sur l'axe ox)

FIGURE -7 ÉVOLUTION DE L'EFFORT TRANSMISSIBLE PAR LA LIAISON SOL/ROUE EN FONCTION DU GLISSEMENT



Cas n° 1 :

$\lambda = 0$ (pas de glissement), $\mu_L = 0$
L'effort transmissible est nul (la roue est libre) $T = \mu_L \cdot N \rightarrow T = 0$

Cas n° 2 : $\lambda = \lambda_1$

Le coefficient d'adhérence longitudinale est μ_{L1} .
L'effort transmissible est fonction de la valeur de μ_{L1} ($T_1 = \mu_{L1} \cdot N$ avec $\text{tg } \varphi = \mu_{L1}$).

Cas n° 3 : $\lambda = \lambda_c$

Le coefficient d'adhérence longitudinale est maximal ($\mu_L \text{ max}$).
L'effort transmissible est maximum ($T = \mu_L \text{ max} \cdot N$ avec $\text{tg } \varphi = \mu_L \text{ max}$).

Cas n° 4 : $\lambda = \lambda_2$

Le coefficient d'adhérence longitudinale est μ_{L2} ($\mu_{L2} < \mu_L \text{ max}$).
L'effort transmissible diminue ($T_2 = \mu_{L2} \cdot N < T \text{ max}$, avec $\text{tg } \varphi_2 = \mu_{L2}$).

dépend de deux paramètres :

- du poids appliqué à la roue (projection de l'action sol/roue sur l'axe oy).
- de la valeur du coefficient d'adhérence longitudinale μ_L .

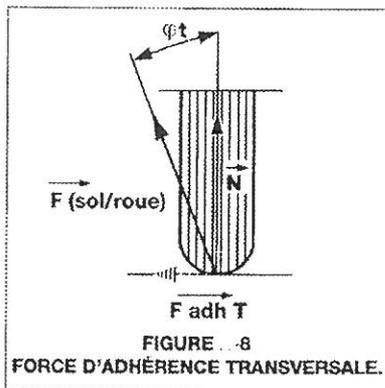
Pour un poids défini appliqué à la roue, la force de freinage maximale sera obtenue lorsque le glissement atteint le seuil critique λ_c (λ_c variable de 8 à 30 % selon le type de pneumatiques et la nature de la chaussée), valeur pour laquelle le coefficient d'adhérence longitudinale est maximum.

Coefficient d'adhérence transversale

Comme dans le cas précédent, la surface d'appui d'un pneumatique ne pourra transmettre d'effort transversal que s'il est déformé. Le coefficient d'adhérence transversale atteint sa valeur maximale lorsque l'angle de dérive du pneumatique est de l'ordre de 12° à 15°, puis diminue lorsque celui-ci augmente. L'angle de dérive du pneumatique permet la mise en place de forces d'adhérence transversales (figure -8) assurant le guidage du véhicule

Expression de la force d'adhérence transversale :

$$F_{adh T} = N \cdot \mu_t \text{ avec } \mu_t = \tan \phi_t$$



et entraîne pratiquement la disparition des forces d'adhérence transversales, le guidage transversal du véhicule n'est plus assuré.

L'étude précédente nous a permis de montrer que ce sont les conditions d'adhérence et le poids appliqué à la roue qui définissent la valeur de l'effort maximum transmissible par la liaison sol/roue.

Lorsque la force de freinage atteint la valeur de force de freinage maxi-

Coefficient d'adhérence longitudinale (μ_L)	État de la chaussée
0,8 0,5 à 0,6 0,4 à 0,5 0,2 à 0,3	route goudronnée ou béton sec route goudronnée ou béton mouillé asphalte lisse ou mouillé asphalte lisse ou mouillé, légèrement boueuse
0,1 à 0,3 0,07 à 0,1	neige compacte glace ou verglas

FIGURE 10
QUELQUES VALEURS DE COEFFICIENT D'ADHÉRENCE LONGITUDINALE.

- Évolution de la force d'adhérence transversale en fonction du glissement (figure -9).

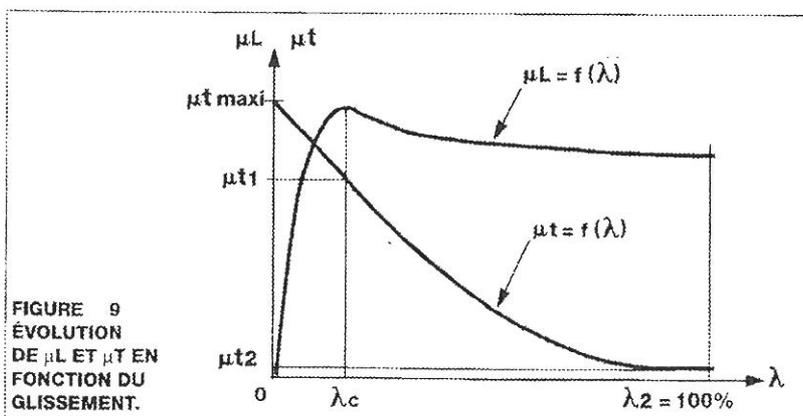
Ce graphe nous montre que le coefficient d'adhérence transversale (μ_t) diminue lorsque le glissement (λ) augmente, pour un glissement $\lambda = 100\%$, le coefficient d'adhérence transversale μ_t est très faible (μ_t2)

mum transmissible par la liaison sol/roue, il y a blocage de la roue et perte du pouvoir directionnel (le conducteur ne maîtrise plus la trajectoire du véhicule) (figure 10).

Dynamique du véhicule en phase freinage

Cette étude va nous permettre d'établir une relation entre les forces de freinage idéales (AV et AR), la décélération et le coefficient d'adhérence longitudinale μ_L . Si en complément des hypothèses retenues précédemment nous considérons :

- que le mouvement du véhicule est un mouvement de translation rectiligne (la rotation du véhicule autour de l'axe oy, due à la déformation des éléments élastiques de la suspension, est négligée) ;
- que le plan de roulement est horizontal ;



- que l'ensemble est parfaitement symétrique, le véhicule peut être considéré comme un modèle plan avec 2 points de contact roue/sol en A et B ;

- que le véhicule n'est soumis à aucun effort transversal ;

- que les coefficients d'adhérence longitudinaux sont identiques pour chaque roue ($\mu_L A = \mu_L B$).

On isole le véhicule (figure -11).

Les actions extérieures agissant sur le véhicule sont :

- en A : action du sol sur les roues avant ;

- en B : action du sol sur les roues arrière ;

- en G : poids du véhicule.

Ces actions peuvent être projetées suivant les trois axes ox, oy, oz :

$\vec{A}(1 \rightarrow 2)$	- TA sur ox NA sur oy 0 sur oz
$\vec{B}(1 \rightarrow 2)$	- TB sur ox NB sur oy 0 sur oz
$\vec{P}(Terre \rightarrow 2)$	0 sur ox - P sur oy 0 sur oz

Nota :

L'angle φ_A que forment $A(1 \rightarrow 2)$ et NA est appelé angle d'adhérence et $\text{tg}\varphi_A = TA/NA$.

L'application du principe fondamental de la dynamique au véhicule nous conduit aux équations suivantes :

$$\Sigma \vec{F}_{\text{ext}} = M \cdot \vec{\alpha}$$

$$\Sigma M_G(\vec{F}_{\text{ext}}) = \vec{0}$$

avec :

ΣF_{ext} : somme des forces extérieures appliquées au véhicule (Newton)

M : masse du véhicule (kg)

α : accélération du véhicule (m/s^2)

$\Sigma M_G(\vec{F}_{\text{ext}})$: somme des moments des forces extérieures par rapport au point G.

$$\Sigma \vec{F}_{\text{ext}} = \vec{A}(1 \rightarrow 2) + \vec{B}(1 \rightarrow 2) + \vec{P}(T \rightarrow 2) = M \cdot \vec{G}$$

En projection sur ox

$$-TA - TB = M \cdot (-\alpha)$$

$$TA + TB = M \cdot \alpha \text{ or } TA + TB = M \cdot \alpha = F_f(1)$$

avec :

F_f : force freinage (définie précédemment)

En projection sur oy

$$NA + NB - P = 0 \text{ et } NA + NB = P(2)$$

En projection sur oz

$$L1 \cdot NA - h \cdot TA - L2 \cdot NB - h \cdot TB = 0(3)$$

- hypothèse retenue précédemment : $\varphi_A = \varphi_B$ (équiadhérence).

$$\begin{aligned} \text{tg}\varphi_A &= \frac{TA}{NA} \text{ et } \text{tg}\varphi_B \\ &= \frac{TB}{NB} \quad \frac{TA}{NA} = \frac{TB}{NB} \quad (4) \end{aligned}$$

Les relations (1) et (4) nous permettent d'écrire :

$$\text{tg}\varphi \cdot (NA + NB) = M \cdot \alpha(5) \text{ avec } \varphi = \varphi_A = \varphi_B$$

D'après (2) et (5) $\text{tg}\varphi \cdot P = M \cdot \alpha$ avec $P = M \cdot g$ (g : accélération de la pesanteur en m/s^2)

$$\text{tg}\varphi \cdot M \cdot g = M \cdot \alpha(6)$$

- Pour un véhicule de masse donnée, la force de freinage maximale que l'on peut appliquer dépend de la valeur du coefficient d'adhérence longitudinale μ_L ($\text{tg}\varphi = \mu_L$).

$$\gamma = \text{tg}\varphi \cdot g \text{ avec } \text{tg}\varphi = \mu_L$$

$$\gamma = \mu_L \cdot g(7)$$

Conclusions :

- La décélération maximale que l'on peut obtenir est fonction du coefficient d'adhérence longitudinale (μ_L).

- Lorsque les roues sont bloquées, le coefficient d'adhérence longitudinale (μ_L) diminue (voir figure -6), la décélération du véhicule est plus faible.

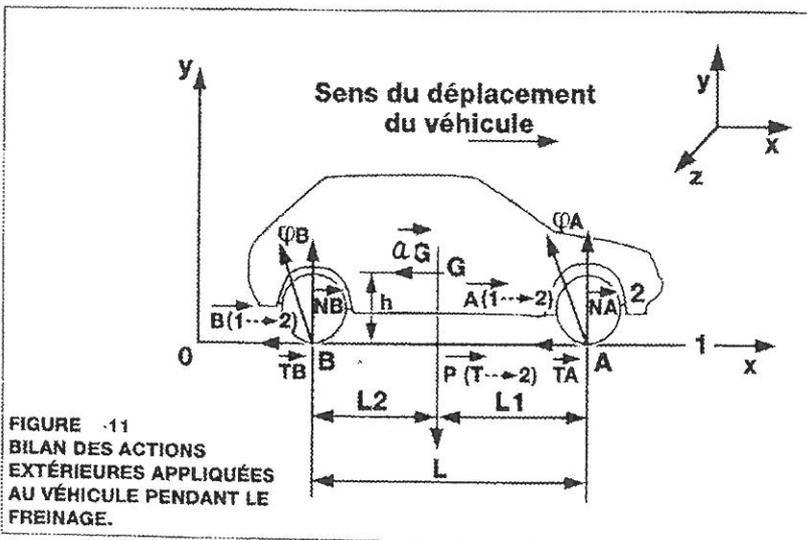


FIGURE -11
BILAN DES ACTIONS
EXTÉRIEURES APPLIQUÉES
AU VÉHICULE PENDANT LE
FREINAGE.

Exemple :

Si μL est de 0,8 (route goudronnée sèche) la décélération maximale que l'on peut obtenir est :

$$a_{\text{maxi}} = \mu L \cdot g \text{ avec } g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$a_{\text{maxi}} = 0,8 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 7,8 \text{ m/s}^2$$

Pour $\mu L = 0,5$ (asphalte mouillé)

$$a_{\text{maxi}} = 4,9 \text{ m/s}^2$$

Charges appliquées aux essieux

Calculons N_A et N_B à partir des relations (1), (2) et (3)

$$L1 \cdot N_A - h(M \cdot a) - L2 \cdot P + L2 \cdot N_A = 0$$

$$N_A(L1 + L2) - h(M \cdot a) = L2 \cdot P$$

avec $L = L1 + L2$

$$N_A = \frac{L2 \cdot P + h(M \cdot a)}{L} \quad (8)$$

$$N_B = \frac{L1 \cdot P - h(M \cdot a)}{L} \quad (9)$$

Le premier terme des relations (8) et (9) définit la charge statique de chaque essieu.

Le deuxième terme définit, lors d'un freinage $a \neq 0$ et a : décélération) :

- pour l'essieu avant :

une augmentation de charge de

$$\frac{h \cdot M \cdot a}{L}$$

- pour l'essieu arrière :

une diminution de charge de

$$\frac{h \cdot M \cdot a}{L}$$

Ces variations de charge sont variables en fonction de :

- la décélération (a) ;

- la masse du véhicule (M) ;

- la position du centre de gravité (h).

Mais elles sont aussi inversement proportionnelles à l'empattement du véhicule (L).

Conclusion :

Lors d'un freinage, la charge appliquée sur l'essieu avant augmente et la charge appliquée sur l'essieu arrière diminue. L'effort transmissible par la liaison sol/roue des roues arrière est inférieur à celui des roues avant et il faut donc, pour éviter le blocage des roues arrière, diminuer la force de freinage qui est appliquée à chacune d'elles.

Pour que le blocage des roues avant et arrière se produise simultanément, il faut que :

$$\mu L_{AV} = \mu L_{AR} \text{ avec } \mu L_{AV} = \frac{TA}{N_A}$$

$$\text{et } \mu L_{AR} = \frac{TB}{N_B}$$

Forces de freinage idéales par essieu (TA et TB)

$$TA = \mu L \cdot N_A \quad (10)$$

$$TB = \mu L \cdot N_B \quad (11)$$

Calculons TA et TB à partir des relations (7), (8), (9), (10) et (11)

$$TA = \frac{\mu L \cdot L2 \cdot P + h \cdot M \cdot a \cdot \mu L}{L}$$

D'après la relation (7) $a = g \cdot \mu L$

$$TA = \frac{\mu L \cdot L2 \cdot P + h \cdot M \cdot g \cdot \mu L^2}{L} \quad (12)$$

$$TB = \frac{\mu L \cdot L1 \cdot P - h \cdot M \cdot a \cdot \mu L}{L}$$

$$TB = \frac{\mu L \cdot L1 \cdot P - h \cdot M \cdot g \cdot \mu L^2}{L} \quad (13)$$

La figure 12 montre quelle doit être l'évolution des forces de freinage avant et arrière (TA et TB) pour éviter le blocage séparé des roues arrière, véhicule à vide et véhicule chargé. Il existe une multitude de courbes intermédiaires, chacune d'entre elles correspondant à un état de charge du véhicule.

Ce graphe a été réalisé point par point. Le calcul de TA et TB est fait à partir des caractéristiques d'un véhicule et pour différentes valeurs de coefficient d'adhérence longitudinale (μL).

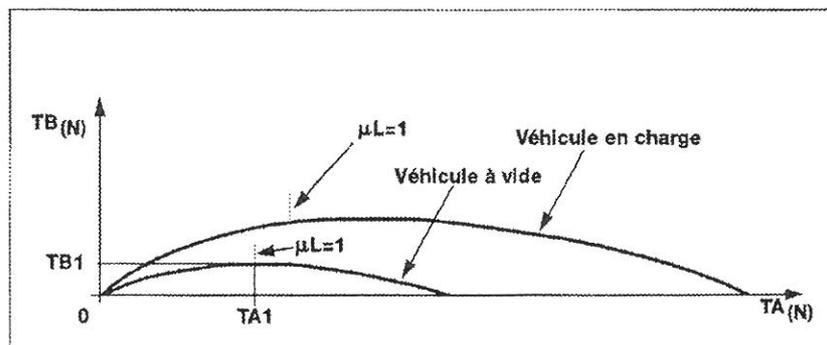


FIGURE 12
FORCES DE FREINAGE IDÉALES POUR LESQUELLES IL Y A ÉQUIADHÉRENCE.

Exemple : pour $\mu L = 1$,
véhicule à vide, la décélération du véhicule sera de $9,81 \text{ m/s}^2$
lorsque les forces de freinage sont $TA1$ et $TB1$.

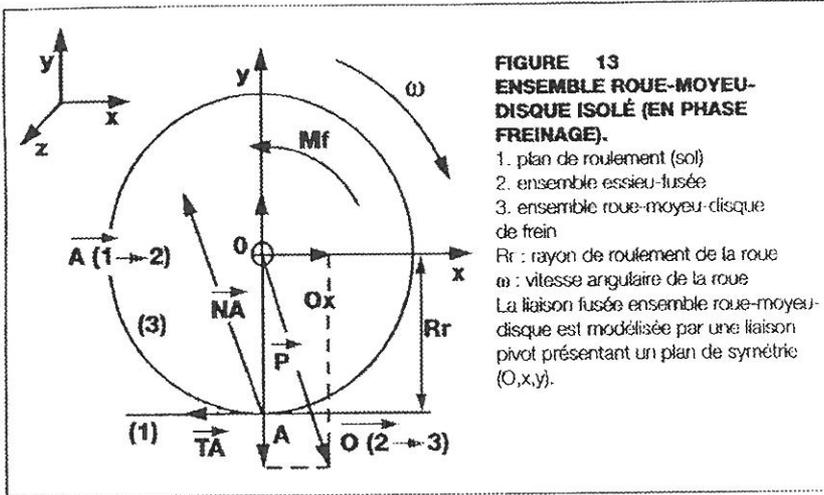


FIGURE 13
ENSEMBLE ROUE-MOYEU-DISQUE ISOLÉ (EN PHASE FREINAGE).

1. plan de roulement (sol)
2. ensemble essieu-fusée
3. ensemble roue-moyeu-disque de frein

R_r : rayon de roulement de la roue
 ω : vitesse angulaire de la roue
 La liaison fusée ensemble roue-moyeu-disque est modélisée par une liaison pivot présentant un plan de symétrie (O,x,y) .

Étude des actions mécaniques s'exerçant sur une roue au freinage (figure 13).

Si par hypothèse :

- il n'y a pas d'effort transversal ;
- la résistance au roulement du pneumatique est négligée ;
- en A : action du sol sur la roue ;
- en O : action de la fusée (ou ensemble essieu-fusée) sur l'ensemble roue-moyeu-disque ;
- moment de freinage (M_f) créée par l'action des plaquettes de frein sur l'ensemble roue-moyeu-disque.

Ces actions peuvent être projetées suivant les trois axes ox, oy, oz .

$$\vec{A} (1 \rightarrow 2) \begin{cases} - TA \text{ sur } ox \\ NA \text{ sur } oy \\ 0 \text{ sur } oz \end{cases}$$

$$\vec{O} (2 \rightarrow 3) \begin{cases} Ox \text{ sur } ox \\ -P \text{ sur } oy \\ 0 \text{ sur } oz \end{cases}$$

- en projection sur oz M_f : moment résultant de l'action des plaquettes de frein sur l'ensemble roue, moyeu disque.

Remarque : Ox est une fraction de M_a appliquée à l'ensemble roue-moyeu-disque. L'application du principe fondamental de la dynamique à

l'ensemble roue-moyeu-disque en phase de freinage nous conduit aux équations suivantes :

$$\sum \overrightarrow{Moz} (\overrightarrow{Fext}) = \overrightarrow{J \cdot \omega'} \quad (14)$$

avec :

J : moment d'inertie équivalent à l'ensemble roue-disque-moyeu par rapport à l'axe oz (en $kg \cdot m^2$).

ω' : accélération angulaire de l'ensemble (en rd/s^2).

$$- TA \cdot R + M_f = J \cdot \omega'$$

- dans ce cas ω' est la décélération de la roue.

- nous avons défini précédemment $TA = \mu L \cdot NA$, relation (10).

$$\omega' = \frac{M_f - \mu L \cdot NA \cdot R_r}{J} \quad (15)$$

Si par hypothèse on considère qu'il y a roulement du pneumatique sur le sol sans glissement :

$$\omega' = \frac{a}{R_r}$$

Or nous avons défini précédemment $a = \mu L \cdot g$, relation (7)

$$\omega' = \frac{\mu L \cdot g}{R_r} \quad (16)$$

La décélération de la roue au-delà de laquelle il y a risque de blocage est définie par le coefficient d'adhérence longitudinale (μL).

Cette valeur de décélération sera obtenue lorsque le moment de freinage appliqué à l'ensemble roue-moyeu-disque devient supérieur à une valeur telle que :

d'après les relations (15) et (16).

$$M_f \geq \mu L \cdot \left(NA \cdot R_r + \frac{g \cdot J}{R_r} \right) \quad (17)$$

La relation précédente nous montre que c'est la valeur du coefficient d'adhérence longitudinale (μL) et la charge appliquée à la roue, donc l'effort transmissible par la liaison sol/roue, qui définit le moment de freinage maximal qui peut être appliqué à la roue sans que celle-ci se bloque.

Dans une situation de freinage, lorsque les roues se bloquent, le conducteur doit diminuer son action sur la pédale de frein et ainsi réduire le moment de freinage. Lorsque la valeur du moment de freinage est inférieure à la valeur définie par la relation (17) la roue accélère.

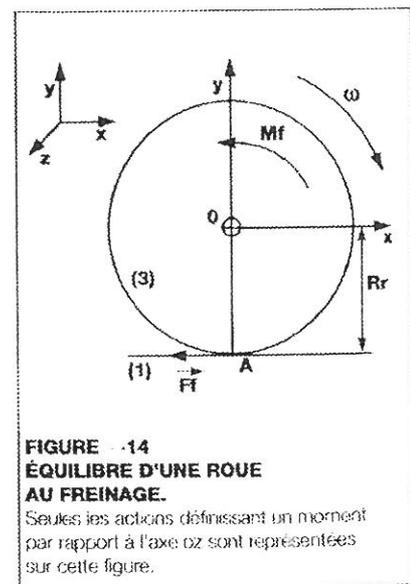


FIGURE 14
ÉQUILIBRE D'UNE ROUE AU FREINAGE.

Seules les actions définissant un moment par rapport à l'axe oz sont représentées sur cette figure.

Force de freinage appliquée à la roue (figure 14)

Considérons une roue en équilibre à un instant t du freinage (sa vitesse angulaire ω est constante).

Bilan des actions appliquées à l'ensemble roue-moyeu-disque

- La vitesse angulaire de la roue est supposée constante (dans ce cas la décélération est nulle).

en projection sur oz .

$$M_f - F_f \cdot R_r = 0$$

$$M_f = F_f \cdot R_r \quad (18)$$

avec F_f : force de freinage appliquée à la roue.

La relation (18) nous montre que la force de freinage appliquée à la roue est proportionnelle au moment de freinage.

La valeur maximale de la force de freinage transmissible par la liaison sol/roue est égale à $\mu L \cdot N$. En dynamique (lorsque la roue décélère $\omega' \neq 0$), cette condition est réalisée lorsque le moment de freinage atteint la valeur définie par la relation (17) ou plus simplement :

$$M_f = \mu L \cdot N \cdot R_r + J \cdot \omega'$$

Conditions nécessaires au maintien de la stabilité du véhicule au freinage

La condition de stabilité est satisfaite lorsque le freinage n'affecte pas la trajectoire du véhicule.

Il faut pour cela que les forces de freinage appliquées aux roues d'un même essieu soient égales (figure 15).

$$F_f \text{ avg} = F_f \text{ avd} \text{ et } F_f \text{ arg} = F_f \text{ ard}$$

Cas d'un véhicule dont le freinage est dissymétrique (figure 16).

Si par hypothèse :

- le véhicule n'est soumis à aucun effort transversal ;
- le coefficient d'adhérence longitudinal

FIGURE 15
PROJECTION SUR LE PLAN DE ROULEMENT DES FORCES DE FREINAGE APPLIQUÉES AUX ROUES D'UN VÉHICULE.

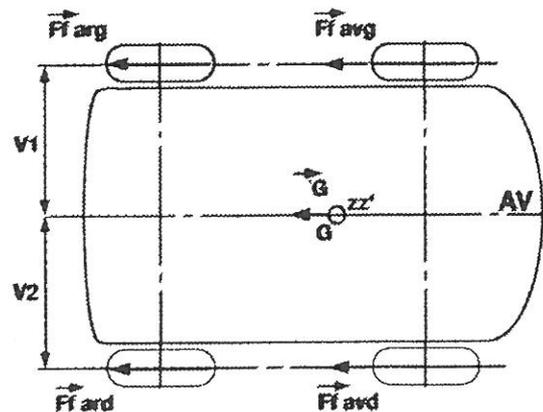


FIGURE 16
FREINAGE DISSYMETRIQUE.

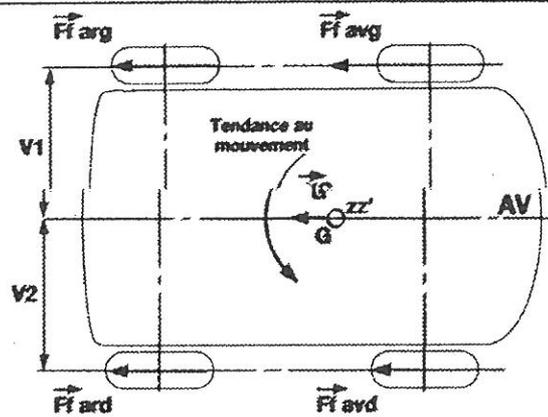
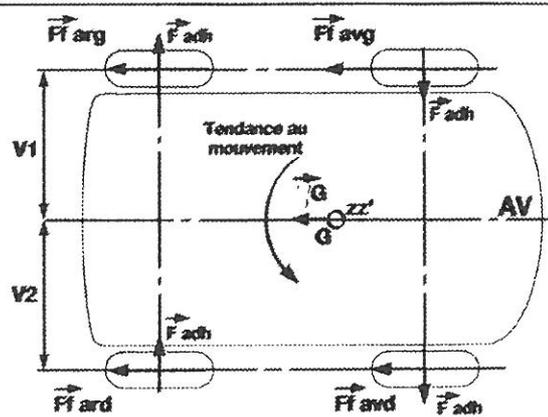


FIGURE 17
FORCES D'ADHÉRENCE TRANSVERSALE.



nale est identique pour chaque roue ;
- la force de freinage appliquée à chaque roue est inférieure à l'effort maximum transmissible par la liaison sol/roue.

Les forces de freinage appliquées aux roues de l'essieu avant sont différentes.

$$F_f \text{ avg} > F_f \text{ avd} \text{ et } F_f \text{ arg} = F_f \text{ ard}$$

La somme des moments des forces appliquées au véhicule engendre par rapport à l'axe oz un moment résultant qui tend à faire pivoter le véhicule autour de celui-ci.

$$\begin{aligned} & (Ff_{avg} + Ff_{arg}) \cdot v1 \\ - & (Ff_{avd} + Ff_{ard}) \cdot v2 \\ = & Moz(Ff) \end{aligned}$$

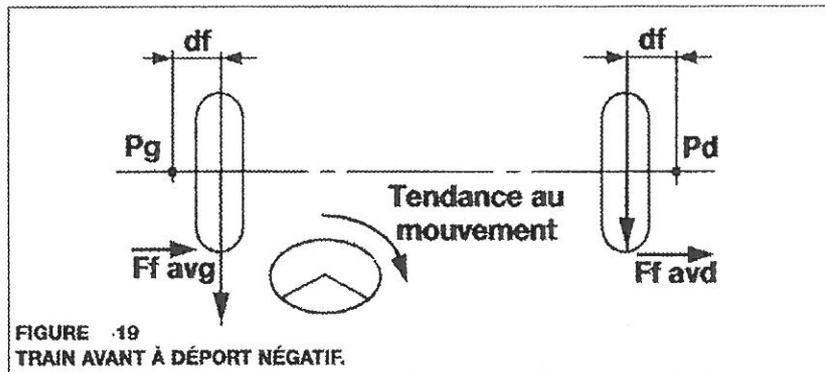
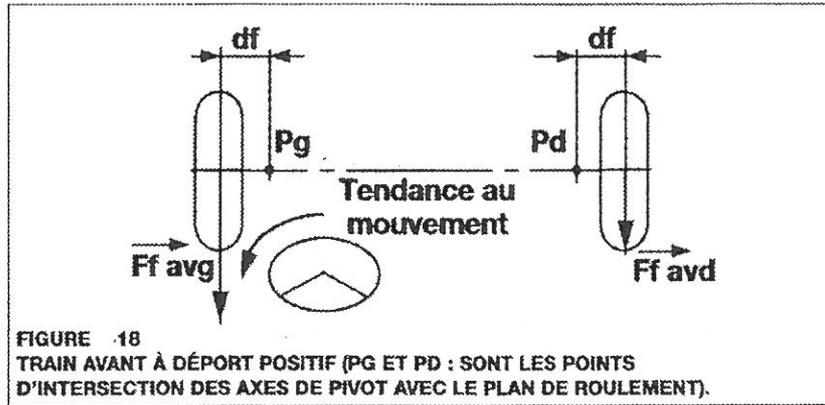
avec : Moz (Ff) : moment par rapport à l'axe oz des forces de freinage.

Au moment résultant des forces de freinage [Moz (Ff)] est opposé le moment engendré par les forces d'adhérence transversale [Moz (Fadh)], la condition de stabilité est maintenue tant que celui-ci équilibre le moment résultant des forces de freinage (figure 2- page précédente).

Les forces d'adhérence transversales ($Fadh_{trans} = \mu T \cdot N$) et le moment par rapport à l'axe oz qui en résulte sont d'autant plus faibles que le glissement longitudinal des pneumatiques par rapport au sol est important, pour être nulles lorsque les roues sont bloquées (voir figure 9).

Conséquence sur l'équilibre du train avant.

Cas d'un train avant à déport positif, sans déport longitudinal (figure -18). La dissymétrie des forces de freinage engendre une tendance au mouvement du véhicule (voir figure 17) et



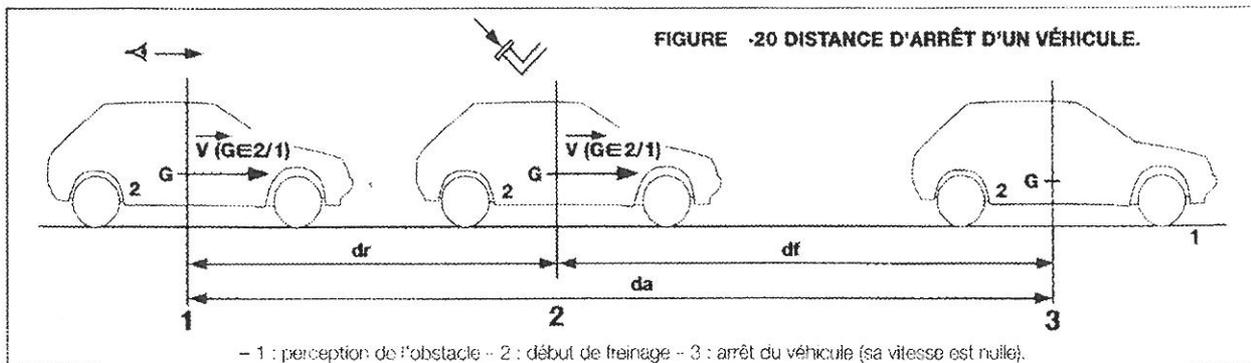
un moment de braquage qui tend à accentuer celle-ci : c'est un facteur d'instabilité.

Cas d'un train avant à déport négatif, sans déport longitudinal (figure -19). Le moment de braquage résultant de la dissymétrie des forces de freinage tend à s'opposer à la tendance au mouvement du véhicule : c'est un facteur de stabilité.

Distance d'arrêt

Le système de freinage doit permettre la distance d'arrêt ou de ralentissement souhaitée par le conducteur.

- La distance d'arrêt est la somme de la distance parcourue pendant le temps de réaction du conducteur et de la distance parcourue du début à la fin du freinage (figure -20).



da = dr + df
avec :

- da : distance d'arrêt du véhicule (vitesse nulle).
- dr : distance parcourue pendant le temps de réaction du conducteur (0,5 à 0,7s).
- df : distance parcourue du début à la fin du freinage.

Soit un véhicule dont la vitesse initiale est v1:

- la distance parcourue pendant le temps de réaction a pour expression :

$$dr = v1 \cdot tr$$

Si l'on considère que ce véhicule décélère sous la seule action de la force de freinage issue du système de freinage, l'énergie cinétique dégradée du début à la fin du freina-

ge est équivalente au travail de cette force de freinage.

$$Ff \cdot df = \frac{1}{2} \cdot M \cdot (v2^2 - v1^2)$$

- la distance parcourue du début à la fin du freinage pour obtenir l'arrêt du véhicule a pour expression :

$$df = \frac{M \cdot v1^2}{2 \cdot Ff}$$

Si l'on considère que la décélération du véhicule est constante du début à la fin du freinage :

$$Ff = M \cdot a$$

$$df = \frac{v1^2}{2 \cdot a}$$

avec $a = \mu L \cdot g$

$$df = \frac{v1^2}{2 \cdot \mu L \cdot g}$$

- distance d'arrêt :

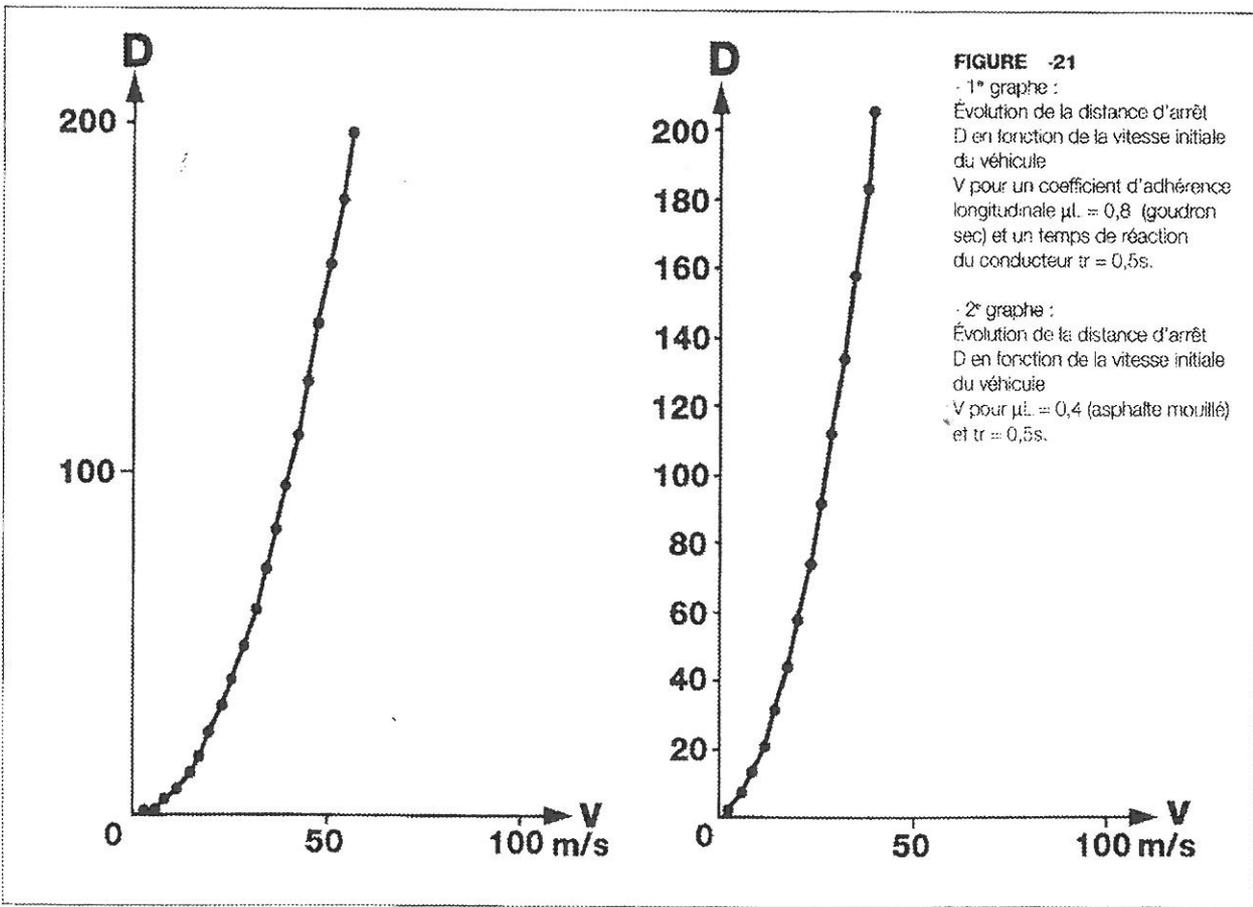
$$da = v1 \cdot tr + \frac{v1^2}{2 \cdot \mu L \cdot g}$$

avec :

- da exprimée en mètre.
- v1 en mètre/seconde.
- tr en seconde.
- g en m/s²

Pour une vitesse initiale définie, la distance d'arrêt minimale que l'on peut obtenir est fonction de la valeur du coefficient d'adhérence longitudinale.

Les graphes de la figure -21 illustrent l'évolution de la distance d'arrêt d'un véhicule en fonction de sa vitesse initiale et pour différentes valeurs de coefficient d'adhérence longitudinale.



EN RESUME

Formule de l'énergie cinétique en translation

$$E_c = \frac{1}{2} m V^2 \quad E_c \text{ en Joules, } m \text{ en kg, } V \text{ en m/s}$$

Formule de l'énergie cinétique en rotation

$$E_c = \frac{1}{2} J_G \cdot \omega^2 \quad J_G \text{ en m}^2, \quad \omega^2 \text{ en rad/s}$$

Energie cinétique à dissiper pendant le freinage

$$E_{cf} = E_{c2} - E_{c1} = \frac{1}{2} m (V_2^2 - V_1^2)$$

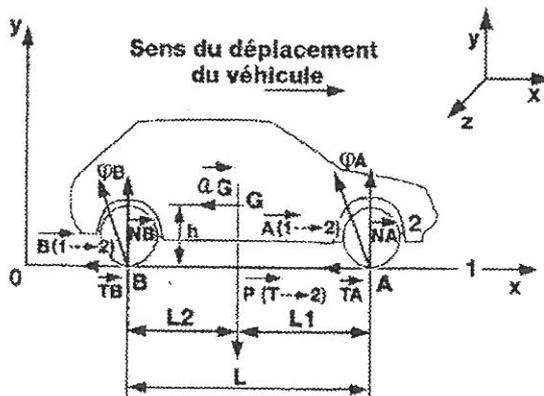
Force de freinage

$$F_f = m \cdot a = \text{tg}\phi \cdot m \cdot g \quad F_f \text{ en N} \quad \text{tg}\phi \text{ Coef d'adhérence}$$

Moment de freinage sur une roue

$$M_f = F_f \times r \quad M_f \text{ en N.m} \quad r \text{ rayon de roulement en m}$$

Charge par essieu pendant le freinage



$$N_A = \frac{L_2 \cdot P + h (m \cdot a)}{L}$$

$$N_B = \frac{L_1 \cdot P - h (m \cdot a)}{L}$$

Valeur de la surcharge sur l'essieu avant =
délestage sur l'essieu arrière soit :

$$\frac{h \cdot m \cdot a}{L}$$

Distance d'arrêt (avec arrêt total)

$$d_a = d_r + d_f \quad d_r \text{ distance parcourue pendant le temps de réaction}$$

$$d_f \text{ distance parcourue pendant le freinage}$$

$$\text{soit : } d_a = V_1 \cdot t_r + \frac{V_1^2}{2 \text{ tg } \phi \cdot g}$$