

D 5535

Transport ferroviaire : gestion de l'adhérence

par **Jean-Claude ALACOQUE**
Ingénieur Supélec R68
Ingénieur automaticien à ALSTOM Transport - Systèmes Electroniques, de Villeurbanne
Senior expert en systèmes de traction ferroviaire

et **Pierre CHAPAS**
Ingénieur DPE- 1977
Senior expert ferroviaire

1. Le contact roue – rail

- 1.1 Champignon de rail et profil de roue
- 1.2 Théorie du contact ; ellipse de Hertz ; application numérique.
 - 1.2.1 Théorie
 - 1.2.2 Application numérique pour une locomotive
- 1.3 Théorie du contact ; répartition des contraintes ; théorie de Carter
- 1.4 Les différentes théories du contact roue-rail

2. L'adhérence roue – rail

- 2.1 Les efforts de traction et de freinage
- 2.2 Les lois cinématiques
- 2.3 Définitions de l'adhérence ferroviaire et du glissement
 - 2.3.1 L'adhérence ferroviaire
 - 2.3.2 Le glissement
- 2.4 Facteurs influençant l'adhérence
 - 2.4.1 Transmission de l'effort avec déformation élastique
 - 2.4.2 Evolution de l'effort avec le début du glissement
 - 2.4.3 Maximum de l'effort transmis à fort glissement
 - 2.4.4 Evolution de l'effort dans la deuxième zone d'instabilité
 - 2.4.5 Diminution de l'effort transmis avec la vitesse du véhicule

2.5 Adhérence en traction et en freinage

2.5.1 Le pseudo-glissement

2.5.2 Effet Stribeck

3. L'adhérence en traction électrique

3.1 La commande en couple des moteurs de traction

3.2 La caractéristique naturelle des moteurs en perte d'adhérence

3.2.1 Caractéristique naturelle des moteurs à courant continu

3.2.2 Caractéristique naturelle des moteurs alternatifs

3.2.3 Caractéristique naturelle et la commande en couple

4. L'adhérence en freinage

4.1 Synoptique général simplifié de la commande des freins

4.2 Mesures cinématiques

4.2.1 Mesure de la vitesse des essieux

4.2.2 Mesure de la vitesse du véhicule

4.2.3 Estimation de la vitesse du véhicule

4.2.4 Mesure des vitesses avec glissement en freinage

4.3 Anti-enrayeur sans glissement

4.4 Anti-enrayeur à glissement imposé

4.5 Anti-patinage à glissement contrôlé

5. Performances des trains

5.1 Charges remorquables en traction

5.2 Vitesses limites et distance d'arrêt

5.3 Cas particuliers : métros sur pneumatiques

6. Conclusions

Pour en savoir plus

Introduction

Le **frottement** de deux corps en contact régit tous nos déplacements, transports terrestres et chemin de fer en particulier où il en est le théâtre avec une acuité singulière. Roue et rail en acier sont dotés d'un très faible coefficient de frottement : atout sans égal du point de vue rendement énergétique de la traction, mais contrepartie délicate dans l'exercice de l'effort de freinage. L'**adhérence** conditionne donc les performances ferroviaires : c'est la seule explication du tracé des lignes de chemin de fer construites au XIX^e siècle : rampes et pentes les plus faibles possibles ont façonnées les itinéraires dits « de vallées ». (Encadré A)

Le développement de la traction électrique a reposé le problème de l'adhérence. Effort, vitesse, donc puissance, sont sans commune mesure avec la traction à vapeur et pouvait-on les mettre en œuvre sur le même contact roue-rail ? C'est la démonstration que se propose cet article.

Après avoir rappelé le processus du frottement au contact roue-rail, nous décrivons les étapes et les réalisations actuelles dans le domaine de la traction par **moteur à collecteur**, puis à **induction**, et des dispositifs de régulation du **glissement** de la roue par rapport au rail, en traction et en freinage. Les résultats atteints conditionnent les charges remorquées en traction et les vitesses limites en termes de distances d'arrêt, en freinage. Le cas très particulier du métro sur pneumatiques trouve sa principale justification dans l'accroissement de l'adhérence qui rejoint celle du transport routier.

La **gestion de l'adhérence**, loin d'être une solution définitivement acquise, fait l'objet de développements continus. Elle représente l'argument majeur de l'accroissement des performances exigées pour que le chemin de fer garde son avantage de transport le plus performant en termes énergétiques et l'un des moteurs du développement durable.

ENCADRE A – Aspects historiques de l'adhérence ferroviaire

L'histoire du contact roue rail est plus discrète que celle de la grande vitesse mais dès l'origine, l'adhérence est la préoccupation des pionniers du rail. Marc SEGUIN note, en 1829, à l'issue d'un essai de traction au départ de Lyon [1] :

« . . . On a fait arrêter la locomotive au milieu de la pente la plus forte [16 mm/m] afin

de s'assurer qu'elle pouvait surmonter cet obstacle sans être aidée par le mouvement acquis. Après quelques instants de repos, elle repartie sans la moindre difficulté. »

Le problème de l'effort transmissible conditionne la géographie ferroviaire du monde entier : toutes les lignes construites résultent de ce paramètre. Les pentes et les rampes excèdent rarement 3 %, et à ce niveau, il s'agit de lignes « de montagne » !

L'adhérence, à l'époque de la vapeur, ne marque aucune évolution ; elle est sollicitée avec modération par de faibles efforts aux jantes des roues motrices accouplées par bielles. En cas de patinage on utilise sans compter l'injection de sable entre roues et rail !

La traction électrique en grande ligne révolutionne l'adhérence : on passe brusquement à « l'adhérence totale » : tous les essieux sont moteurs. La puissance par essieu, de 700 kW (vapeur en 1949) passe à plus de 900 kW à la même époque. Mais le problème est ardu avec le couplage en série des moteurs à collecteur : l'un « partant en patinage » entraîne les autres ! L'avènement de la fréquence industrielle 50 Hz en 1954, avec Louis Armand, change les performances roue – rail. Une locomotive de 2700 kW à 4 essieux moteurs à collecteur en parallèle, à réglage « cran par cran » de l'effort, démarre 2750 tonnes en rampe de 8 ‰ ; le coefficient d'adhérence voisine les 50 % ! La période 1960 – 1980 voit une profusion d'essais d'adhérence sous l'égide de l'Office de Recherche et d'Essais (ORE) [2], au sein de l'Union International des Chemins de Fer (UIC). Curtius et Kniffler [3], Marcel Garreau [4], Fernand Nouvion [5], attachent leurs noms à ce qui devient les normes d'utilisation de l'adhérence. On va même jusqu'à la tester aux grandes vitesses : 282 km/h en mars 1972 avec une locomotive dont la totalité de la puissance d'un bogie de 2900 kW est reportée sur le seul essieu avant ! Les lignes nouvelles à grande vitesse changent de profil : elles sont « par monts et par vaux » et non plus « en vallée ».

Depuis les années 1970 le réglage continu de l'effort se généralise du fait des progrès de l'électronique de puissance et de commande qui ont permis de mettre sur le marché des entraînements électriques à vitesse variable (associant moteurs électriques, convertisseurs électroniques de puissance à fréquence variable, calculateurs numériques de commande et de supervision, capteurs, etc.) de plus en plus performants.

1. Le contact roue – rail

A l'arrêt d'un véhicule ferroviaire, la plage de contact entre la roue et le rail est définie par la forme de la partie supérieure du rail - le champignon - , le profil de la roue et par l'élasticité des matériaux en contact déformés par le poids du véhicule.

1.1 Champignon de rail et profil de roue

Il existe de nombreux profils de roue et différents types de rails, variant selon l'histoire du développement ferroviaire, les pays ou le type de liaison ferroviaire : trains de fret ou lignes à grande vitesse.

Les profils les plus utilisés en France, sont définis par les normes françaises : NF A 45-317 [1] pour le rail Vignole type 60kg/m et NF F 01-115 [2] pour le profil standard de roulement de la roue pour voie normale. Ils sont tous deux représentés sur la figure 1, sans usure et en l'absence de déformation élastique.

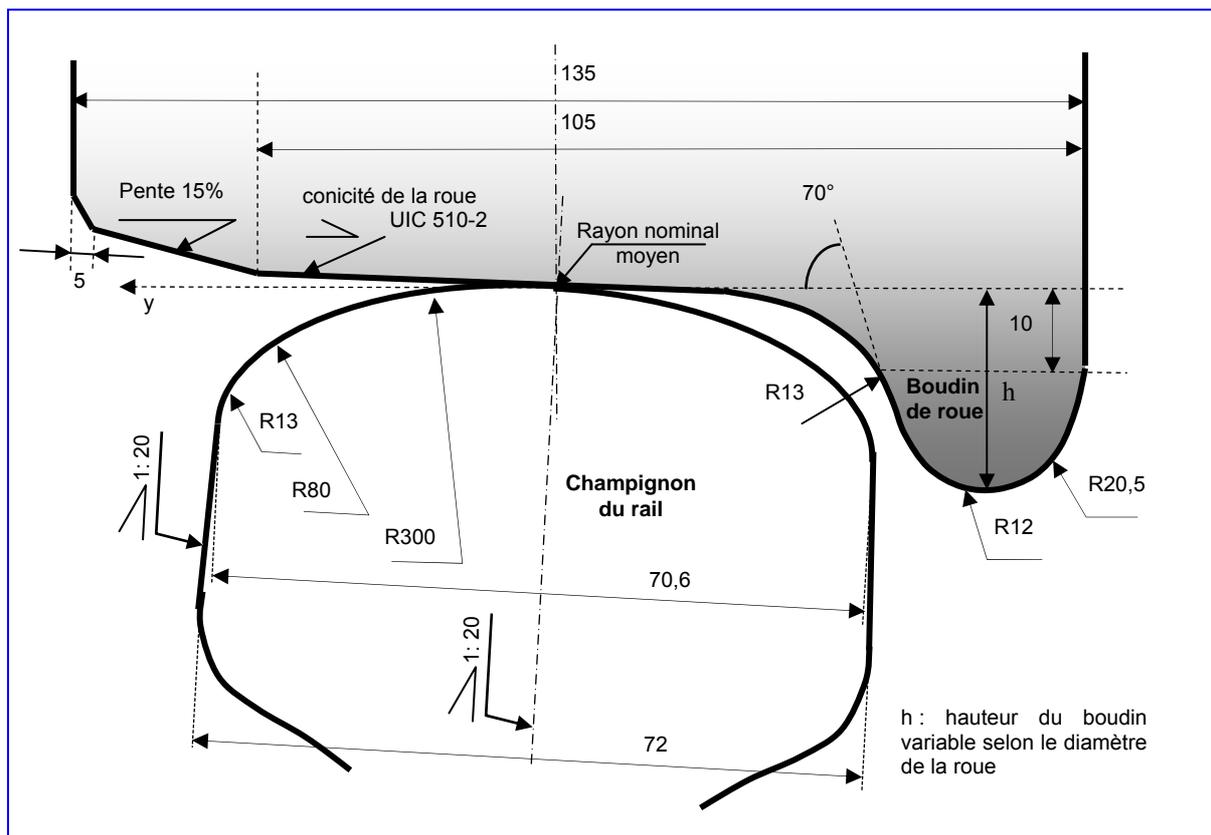


Figure 1 - Profils du champignon du rail et de la table de roulement de roue

Le boudin de la roue limite le débattement de l'essieu transversalement selon l'axe y entre les deux files de rails, en venant buter contre le champignon du rail. La table de roulement de la roue est conique pour permettre la variation du rayon du cercle de roulement en contact avec le rail dans les courbes, et ainsi compenser la différence

du chemin parcouru par les deux roues du même essieu. Cette conicité sert également à recentrer dynamiquement l'essieu entre les rails.

Le contact entre la roue et le rail est théoriquement ponctuel, comme le contact entre deux cylindres à axes perpendiculaires, dont les rayons sont les rayons de courbure du rail et de la roue autour du contact. En réalité la masse du véhicule réparti sur chaque roue (Tableau 1) déforme l'acier de la roue et du rail en créant par élasticité, une surface de contact.

Tableau 1 – Masses par roue typique selon le type de véhicule (kg)				
Locomotive	Wagon lourd	Remorque de TGV	Voiture de métro	Motrice de tramway
11 250 (Europe) 16 000 (USA)	9375	8 000	3750	5000

1.2 Théorie du contact ; ellipse de Hertz ; application numérique

L'analyse de la zone de contact a été faite par Hertz [6] en statique, sans transmission d'effort. L'application la plus simple de ce résultat utilise deux cylindres à axes perpendiculaires. Le cylindre représentant le champignon du rail a son axe parallèle à la direction x de la figure 2, qui est la direction du déplacement. Le cylindre idéalisant la roue a son axe dirigé selon la direction y.

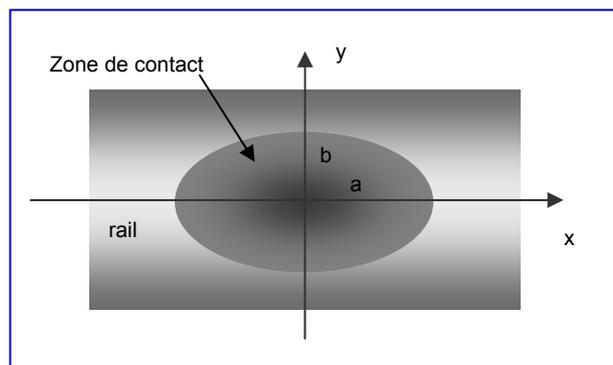


Figure 2 - Ellipse de contact de Hertz de deux cylindres en statique

1.2.1 Théorie

La surface de contact calculée analytiquement dans ces conditions, est une ellipse plane (Figure 2).

Les demi axes a et b , de l'ellipse se calculent par les relations :

$$\frac{a}{m} = \frac{b}{n} = \sqrt[3]{\frac{3\pi}{2} \cdot \frac{k_1 + k_2}{A + B} \cdot P}$$

avec :

A (m^{-1}) : Inverse du rayon du cylindre idéalisant le champignon du rail,

B (m^{-1}) : Inverse du rayon du cylindre idéalisant la roue,

k_1 ($N^{-1} \cdot m^2$) et k_2 ($N^{-1} \cdot m^2$) : constantes dépendant du module d'élasticité E (module de Young) et du coefficient de Poisson μ des aciers de la roue et du

rail par la relation : $k_i = \frac{1-\mu_i^2}{\pi \cdot E_i}$;

m et n : coefficients sans dimension dépendants de l'angle θ ($^\circ$) défini par :

$\cos(\theta) = \frac{B-A}{B+A}$ selon le tableau 2,

P (N) : force d'application d'un cylindre sur l'autre.

Tableau 2 – Coefficients en fonction de θ en degrés									
θ ($^\circ$)	10	20	30	40	50	60	70	80	90
m	6,61	3,78	2,73	2,14	1,75	1,49	1,28	1,13	1
n	0,32	0,41	0,49	0,57	0,64	0,72	0,80	0,89	1
r	2,8	2,3	1,98	1,74	1,55	1,39	1,25	1,12	1

La pression moyenne est calculable en divisant la force par la surface de l'ellipse :

$$P_{moyenne} = \frac{P}{S}$$

P (N) : Force d'application d'un cylindre sur l'autre,

S (m^2) : Surface de l'ellipse : $S = \pi \cdot a \cdot b$.

La pression, en un point de la surface, en fonction des coordonnées x et y de ce point est calculable par :

$$p(x, y) = \frac{3 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot a \cdot b} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2}$$

La pression maximale est obtenue au centre de l'ellipse pour $x = 0$ et $y = 0$:

$$P_0 = \frac{3 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot a \cdot b} = \frac{3}{2} \cdot P_{moyenne}$$

Le rapprochement des cylindres sous l'effet de la charge est proportionnel à la puissance $2/3$ du poids :

$$\frac{\delta}{r} = \frac{3\pi}{4 \cdot a} \cdot (k_1 + k_2) \cdot P = K \cdot P^{\frac{2}{3}}$$

$\delta (m)$: Rapprochement des deux cylindres,

r : Coefficient sans dimension (voir tableau 2),

$K \left(m \cdot N^{\frac{2}{3}} \right)$: Coefficient de proportionnalité.

1.2.2 Application numérique pour une locomotive

Les caractéristiques, pour une masse de 11 tonnes appliquée à la roue de rayon : $0,445 m$, en statique et sans transmission d'effort sur le champignon du rail de rayon : $0,3 m$, sont les suivantes :

- $\cos(\theta) = 0,19$ soit : $\theta = 78,8^\circ$
- paramètres : $k_1 = k_2 = 1,45 \cdot 10^{-12} N^{-1} \cdot m^2$ pour $E = 2 \cdot 10^{11} N/m^2$ et : $\mu = 0,3$
- coefficients : $m = 1,15$, $n = 0,88$ et : $r = 1,14$
- demi-axes de l'ellipse : $a = 7,4 mm$ et $b = 5,6 mm$
- surface de l'ellipse : $S = 1,3 cm^2$
- pression maximale de Hertz au centre de l'ellipse : $p_0 = 1,2 \cdot 10^9 Pa$
- pression moyenne sur la surface de l'ellipse : $p_{moyenne} = 0,8 \cdot 10^9 Pa$
- écrasement total roue+rail : $\delta = 0,11 mm$

On notera l'ordre de grandeur de la surface du contact et l'importance de la pression exercée sur cette surface.

1.3 Théorie du contact ; répartition des contraintes ; théorie de Carter

Carter [7] étudia la répartition des contraintes dans le cas de deux cylindres d'axes parallèles de direction y , pressés l'un contre l'autre, avec transmission d'effort par rotation d'un des cylindres autour de son axe alors que l'autre est fixe. La résolution du problème posé fut toujours faite en statique et en deux dimensions (figure 3).

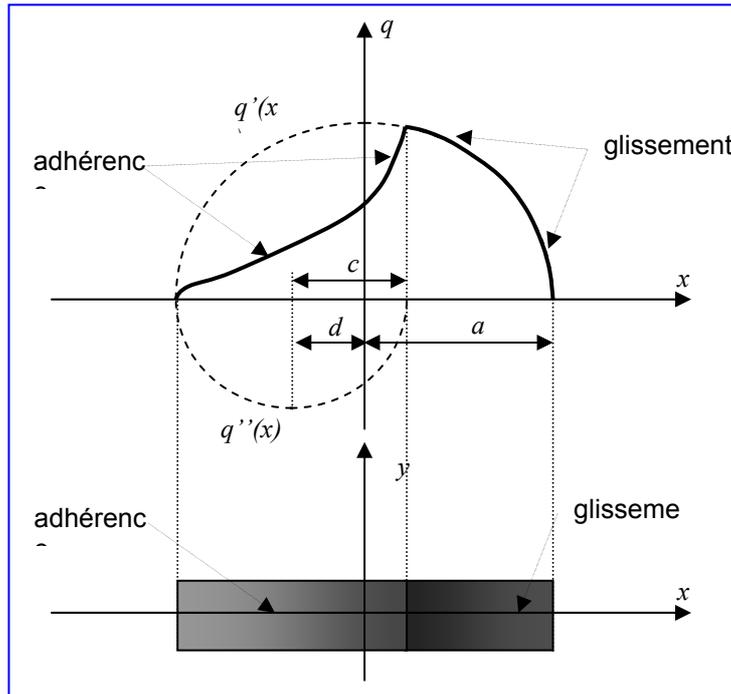


Figure 3 - Théorie de Carter : répartition des contraintes selon x , direction du déplacement.

Avec :

$$q(x) = \frac{\delta^2 R(x, y)}{\delta x \cdot \delta y}$$

q (N/m^2) : Contrainte élémentaire tangentielle en fonction de l'élément de surface $\delta x \cdot \delta y$ de coordonnées x et y .

Cette contrainte varie en fonction de la position selon x dans la surface de contact. Elle est constante selon y du fait de la symétrie du problème à deux dimensions quel que soit y . Le calcul complet se décompose en deux termes algébriques additifs :

$$q'(x) = \mu_0 \cdot p_0 \cdot \left(1 - \frac{x^2}{a^2}\right)^{\frac{1}{2}}$$

$q'(x)$ (N/m^2) : Contrainte élémentaire limite, fonction de l'abscisse x ,

p_0 (Pa) : Pression maximale sur les génératrices en contact des deux cylindres,

μ_0 : Rapport entre l'effort transmis et la force verticale,

a (m) : Demi longueur du contact selon l'axe x ,

$$q''(x) = -\frac{c}{a} \cdot \mu_0 \cdot p_0 \cdot \left(1 - \frac{(x+d)^2}{c^2}\right)^{\frac{1}{2}}$$

$q''(x)$ (N/m^2) : Contrainte élémentaire limite en adhérence totale, fonction de l'abscisse x ,

c (m) : Demi-longueur en adhérence totale selon x ,

d (m) : Distance selon x : $d = a - c$.

Avec : $q(x) = q'(x) + q''(x)$

La force de réaction totale d'un cylindre sur l'autre est alors calculable par l'intégrale de surface : $R = \iint q(x) \cdot dx \cdot dy$ $R(N)$: Effort total tangentiel transmis en statique.

1.4 Les différentes théories du contact roue-rail

Les théories précédentes ont été établies dans un contexte volontairement simplifié. Différents chercheurs se sont intéressés au contact roue-rail pour en déterminer la forme et la surface, en fonction de la nature des matériaux et des forces en présence et tenter d'estimer les limites de l'adhérence et ses valeurs en fonction du glissement. Ces travaux se distinguent par :

- le nombre de dimensions géométriques envisagées pour la résolution : 2 ou 3,
- les forces en présence : normale, tangentielle transmises entre les solides,
- la cinématique : statique, roulement, roulement avec glissement et rotation,
- le mode de résolution : analytique ou numérique.

Le tableau 3 résume le contexte des principaux travaux sur ce sujet :

Tableau 3 – Caractéristiques des principales théories du contact				
<i>Auteur - année</i>	<i>dimensions</i>	<i>forces</i>	<i>Cinématique</i>	<i>Résolution</i>
HERTZ 1881	2	normale	statique	analytique
BOUSSINESQ 1885		normale et tangentielle	roulement	
CARTER 1926				
CATTANEO 1938				
MINDLIN 1949				
HAINES-OLLERTON 1936	3	normale et tangentielle	Roulement, glissement et rotation	numérique
KALKER 1967-1993				

Le maillage en 3 dimensions des deux solides en présence permet de résoudre

numériquement, en dynamique, la répartition des contraintes, la forme et la surface du contact. Ces calculs demandent cependant une très grande puissance de calcul [8].

2. L'adhérence roue – rail

2.1 Les efforts de traction et de freinage

L'effort de traction du moteur thermique ou électrique, d'un engin ferroviaire automoteur - locomotive, motrice de métro ou tramway - est appliqué par chaque **roue motrice** sur le rail, par la **transmission mécanique** composée de :

- l'arbre de transmission,
- d'un réducteur de la vitesse de rotation du moteur,
- de l'essieu, axe reliant les roues motrices. Le différentiel est assuré par la conicité des roues (voir § 1.1). Dans le cas du métro sur pneus dont les roues sont cylindriques un différentiel mécanique est interposé (Voir D 5510 §2).

Les essieux sont associés en général par deux (configuration BB) ou par trois pour certaines locomotives (configuration CC) – (Voir § D 5520 § 41.1) - dans une structure mécanique : le **bogie**, par l'intermédiaire de **suspensions primaires**. Le **bogie** est orienté par les roues entre les deux files de rails et il entraîne la caisse du véhicule, qui s'appuie sur le bogie par les **suspensions secondaires**. L'entraînement peut se faire soit par le **pivot du bogie** (figure 4a) qui permet aussi la rotation du bogie sous la caisse, soit par une « barre de traction » articulée reliant les bogies à la caisse (figure 4b).

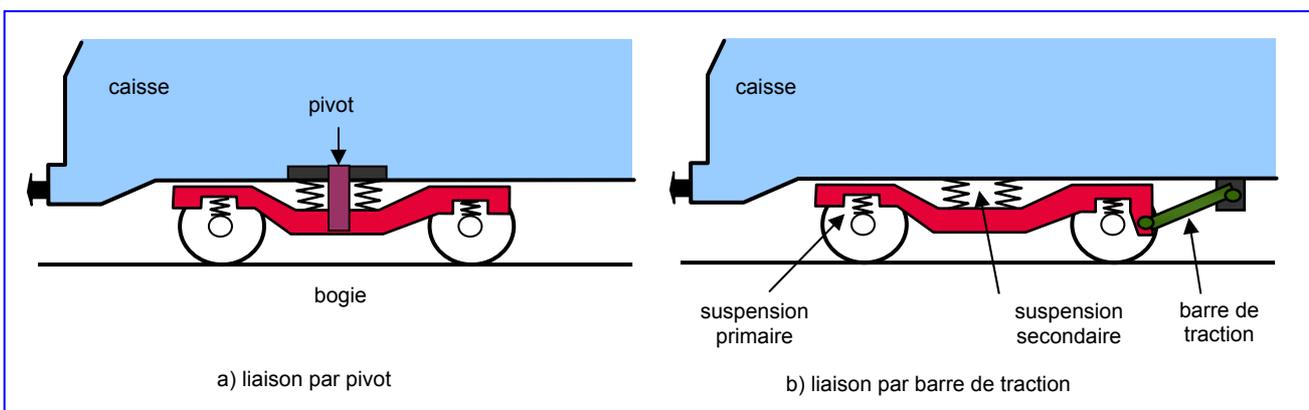


Figure 4 – Configurations de liaisons caisse – bogie

L'effort de freinage d'un véhicule ferroviaire peut-être appliqué sur le rail :

- directement par des patins électromagnétiques, avec ou sans frottement direct

avec le rail. Le freinage est dit « indépendant de l'adhérence »,

- indirectement par le freinage des essieux freinés et l'intermédiaire du contact entre la roue et le rail.

Sur un « **bogie porteur** », de même que sur un bogie motorisé, le freinage est obtenu par l'application pneumatique de **sabots** sur les roues, et/ou par un ou plusieurs **freins à disque** à commande pneumatique ou hydraulique disposés sur les essieux. C'est le frein **mécanique**.

Sur un « **bogie moteur** », l'effort de freinage mécanique peut être complété par celui des moteurs de traction fonctionnant en générateurs d'énergie. Il est dit alors :

- « **par récupération** » d'énergie sur la ligne d'alimentation,
- et/ou par dissipation dans une résistance : c'est le freinage dit « **rhéostatique** ».

Les deux types de freinage électrique peuvent être utilisés simultanément.

La **résistance à l'avancement** d'un véhicule est composée (Voir D 5520 § 2.3) :

- du frottement de l'air sur les véhicules,
- des frottements secs ou visqueux des organes mécaniques,
- des déclivités (rampes),
- des rayons de courbure de la voie.

Elle constitue une forme de freinage parasite.

L'application d'un effort de freinage permet de transformer l'énergie cinétique du véhicule, et celle des masses tournantes constituées par les roues, les essieux, les disques de frein, les transmissions, les réducteurs et les rotors des moteurs électriques, en une autre énergie :

- thermique pour le freinage mécanique, et rhéostatique, ainsi que pour la résistance à l'avancement,
- potentielle, lors de l'ascension d'une rampe ; il s'agit alors d'une énergie, qui bien que parasite, est réutilisable pour la traction sur une pente,
- électrique réutilisable par les autres véhicules en traction sur la même ligne lors du freinage par récupération.

2.2 Les lois cinématiques

Lorsque l'adhérence est totale, le bilan des efforts sur un véhicule, ou un ensemble rigide (dans le sens du déplacement), de véhicules, s'exprime par :

$$\sum_j F_j(t) - M \cdot g \cdot \sin[\alpha(t)] - R_a(t) = \sum_i \frac{I_i}{r_i^2} \cdot \frac{dv_i(t)}{dt} + M \cdot \frac{dV(t)}{dt} \quad (1)$$

$F_j(t)$ (N) : Effort transmis par la roue j, positif en traction et négatif en freinage, fonction du temps,

$V(t)$ ($m \cdot s^{-1}$) : Vitesse linéaire du véhicule,

$R_a(t)$ (N) : Résistance à l'avancement, généralement approximée par un polynôme fonction de la vitesse du véhicule, ici limité à l'ordre 2 :

$$R_a(t) = a + b \cdot V(t) + c \cdot V^2(t)$$

a (N) : Frottements secs,

b ($N \cdot m^{-1} \cdot s$) : Coefficient de frottement visqueux,

c ($N \cdot m^{-2} \cdot s^2$) : Coefficient de frottement proportionnel au carré de la vitesse,

M (kg) : Masse du véhicule,

g ($m \cdot s^{-2}$) : Accélération de la pesanteur du lieu,

$\alpha(t)$ (rd) : Angle de la normale au plan de la voie avec la normale au plan horizontal. Pour une rampe : $\alpha > 0$, et pour une pente : $\alpha < 0$,

I_i ($m^2 \cdot kg$) : Inertie des masses tournantes ramenées à l'essieu i ,

r_i (m) : Rayon des roues de l'essieu i ,

$v_i(t)$ ($m \cdot s^{-1}$) : Vitesse tangentielle des roues de l'essieu i , supposées identiques.

Cette relation exprime que la résultante des efforts créés par la traction sert à accélérer les masses tournantes, à gravir une rampe, à s'opposer à la résistance à l'avancement et à augmenter la vitesse du véhicule. En freinage les efforts créés servent à décélérer les masses tournantes, à ralentir dans une pente, et à diminuer la vitesse du véhicule en association avec la résistance à l'avancement.

Cette formulation se dissocie en deux termes indépendants lorsque l'adhérence est nulle :

- d'une part pour l'essieu i , les efforts de traction ou de freinage sont directement appliqués sur les inerties des transmissions qui sont très faibles devant l'inertie du véhicule (de 2 à 5 %) :

$$\sum_i F_i(t) = \sum_i \frac{I_i}{r_i^2} \cdot \frac{dv_i(t)}{dt} \quad (2)$$

- et d'autre part, le véhicule reste soumis à la déclivité du terrain et à la résistance à l'avancement :

$$R_a(t) + M \cdot g \cdot \sin[\alpha(t)] = -M \cdot \frac{dV(t)}{dt} \quad (3)$$

Quelque soit le signe de l'effort, traction ou freinage, l'absence d'adhérence a deux conséquences importantes :

- l'effort total s'applique uniquement aux masses tournantes, et accélère très rapidement les roues ou bien les freine jusqu'au blocage,
- le véhicule n'est plus capable de monter la rampe ou bien de freiner dans la pente. L'évolution de sa vitesse n'est gouvernée que par la résistance à l'avancement ou par la déclivité.

La vitesse du véhicule n'est plus maîtrisable, d'où l'intérêt consacré à l'adhérence.

2.3 Définitions de l'adhérence ferroviaire et du glissement

2.3.1 L'adhérence ferroviaire

L'adhérence μ d'une roue par rapport au rail est le rapport entre le module de l'effort de traction - ou de freinage - réellement transmis au rail R , et le module de la force normale au plan de pose du rail (figure 5).

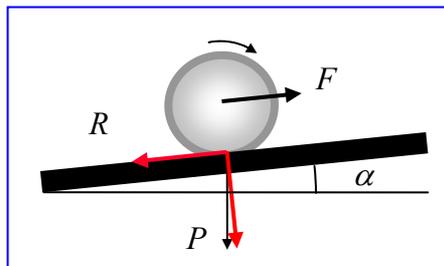


Figure 5 - Effort de traction ou de freinage, réaction du rail et force verticale

L'adhérence est donc un nombre sans dimension, positif, sans limite théorique supérieure, mais en pratique, avec la technologie actuelle, inférieur à 0,5 :

$$\mu = \frac{R}{Q}$$

μ : Adhérence ferroviaire.

R (N) : Module de la réaction tangentielle du rail sur la roue pendant la transmission de l'effort, dans le sens du déplacement.

Q (N) : Module de la force normale au rail.

Le module de la force Q , est principalement le module de force verticale liée à la pesanteur, projetée sur la normale au plan du rail. Il faut ajouter l'effet de cabrage du bogie et de la caisse sur la roue, en dynamique : ΔQ , lors des variations d'effort transmis.

$$Q = P \cdot \cos(\alpha) + \Delta Q$$

P (N) : Poids appliqué sur la roue, en statique,

ΔQ (N) : Report de poids dû au cabrage des suspensions primaires et secondaires,

α (rd) : Angle des normales au plan horizontal et au plan de pose de la voie.

Le freinage augmente la charge sur les essieux avant et la traction celle des essieux arrière, par rapport au sens du déplacement du fait du cabrage.

En pratique, les pentes et les rampes des voies sont faibles (3 à 4 % maximum) et l'on peut faire l'approximation : $\cos(\alpha) \cong 1$ et $\sin(\alpha) \cong \text{tg}(\alpha) \cong \alpha$, sans perte appréciable de précision (0,05%).

2.3.2 Le glissement

Une autre caractéristique du contact roue-rail est le **glissement** de la roue par rapport au rail. C'est l'écart de vitesse entre :

- la vitesse d'avancement de l'essieu par rapport au sol,
- la vitesse tangentielle de la roue par rapport au sol,

$$\Delta V = V_{roue} - V_{essieu}$$

ΔV ($m \cdot s^{-1}$) : Glissement absolu, positif en traction et négatif en freinage,

V_{roue} ($m \cdot s^{-1}$) : vitesse tangentielle périphérique de la bande de roulement de la roue par rapport au sol,

V_{essieu} ($m \cdot s^{-1}$) : Vitesse de l'essieu par rapport au sol.

Avec cette définition, le glissement est positif en traction et négatif en freinage. On utilise également le glissement relatif - ν - de la roue par rapport au rail qui est le glissement absolu, rapporté à la vitesse de l'essieu. C'est un nombre sans dimension, souvent exprimé en %.

$$v = \frac{V_{essieu} - V_{roue}}{V_{essieu}} \quad v_{\%} = 100 \cdot \frac{V_{essieu} - V_{roue}}{V_{essieu}}$$

v : Glissement relatif,

$v_{\%}$ (%) : Glissement relatif en pourcent,

V_{essieu} ($m \cdot s^{-1}$) : Vitesse de l'essieu par rapport au sol,

V_{roue} ($m \cdot s^{-1}$) : Vitesse tangentielle périphérique de la bande de roulement de la roue par rapport au sol.

En traction, la valeur maximale du glissement n'a pas de limite théorique supérieure. Le rôle du dispositif d'**anti-patinage** est de limiter le glissement pour éviter la fusion du rail sous la roue et d'endommager la transmission et le moteur par accroissement excessif de la vitesse.

La valeur maximale du glissement relatif en freinage est par contre bornée à -100%. Cette valeur est obtenue lorsque la roue est bloquée et que sa vitesse tangentielle est nulle, situation qu'il faut impérativement éviter pour ne pas créer « un plat » sur la roue et bien sûr pour respecter une décélération et la distance d'arrêt maximale. C'est le rôle de l'**anti-enrayeur**. La distance d'arrêt est fixée par l'exploitant en fonction des conditions de circulation et permet de garantir l'arrêt des véhicules dans le pire cas, pour assurer la sécurité. Seuls les wagons de fret ne sont pas munis d'anti-enrayeur, mais d'un simple correcteur de charge, souvent à réglage manuel.

La définition de l'adhérence ferroviaire repose sur la définition du frottement de Coulomb [9], dont la caractéristique : frottement / glissement, est constante en fonction du glissement absolu (figure 6a).

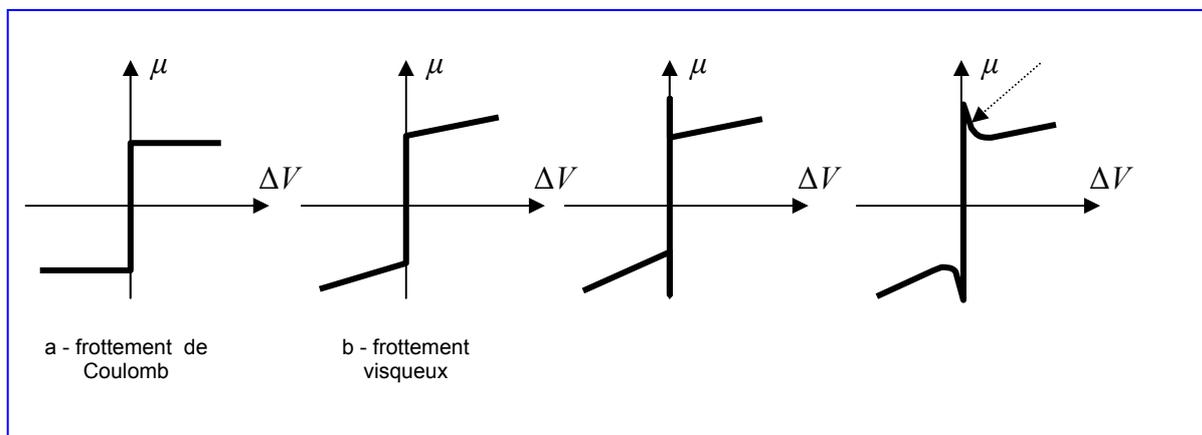


Figure 6 - Caractéristiques frottement – glissement absolu selon différents auteurs.

D'autres modèles de frottement sont couramment utilisés [10]:

– le frottement **visqueux** qui varie proportionnellement avec la vitesse (figure 6b),

- le frottement avec force de « décolllement » à vitesse nulle ; le frottement diminue rapidement dès que le glissement n'est plus nul (figure 6c),
- et le frottement avec effet Stribeck [11] (figure 6d) pour lequel un frottement visqueux négatif apparaît, après le décolllement aux glissements faibles.

2.4 Facteurs influençant l'adhérence

L'adhérence maximum est l'adhérence maximum crête que l'on puisse obtenir à un instant donné, avec un véhicule. Cette adhérence maximum est définie par la valeur de μ_0 , du graphique de la figure 7 [12], supposé parcouru depuis l'effort transmis nul à glissement nul, vers les efforts transmis élevés.

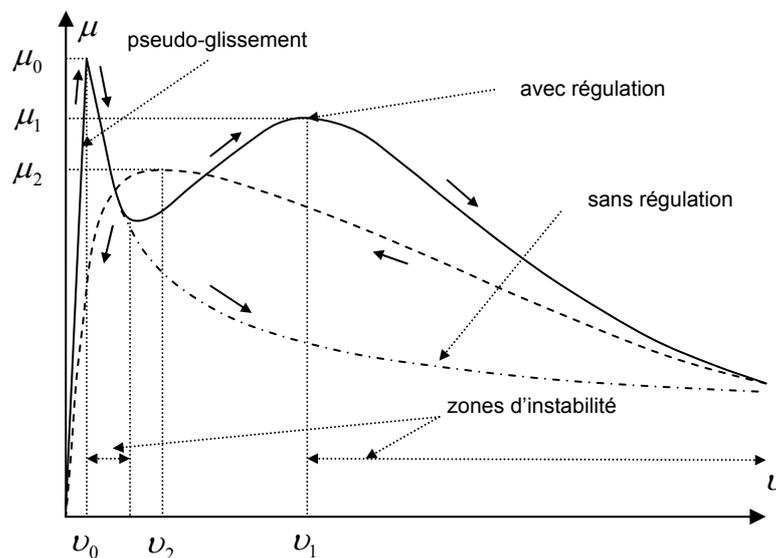


Figure 7 - Valeur absolue de l'adhérence ferroviaire en fonction de la valeur absolue du glissement relatif.

La valeur absolue de l'adhérence est tracée en fonction de la valeur absolue du glissement, car l'allure de la courbe ne dépend pas du signe de l'effort et donc ne dépend pas, non plus, du signe du glissement.

La valeur de μ_0 est variable de 0,15 à 0,5 selon l'état du rail (sec ou mouillé, gras, recouvert de feuilles mortes) et la vitesse du véhicule.

On retrouve sur ce graphique les principales caractéristiques des différents types de frottement avec quelques particularités nouvelles.

2.4.1 Transmission de l'effort avec déformation élastique

Dès l'application d'un effort par la roue sur le rail un glissement apparaît. Ce glissement n'est qu'apparent. Il est dû à une déformation élastique de la roue et du rail. Certains points en contact de la roue et du rail glissent, d'autres pas. Ce glissement est en réalité un « **pseudo-glissement** ». On peut approximer la relation entre l'effort transmis et le glissement relatif par une relation simplifiée issue de la théorie de Kalker [13] :

$$\mu = k \cdot Q^{\frac{1}{3}} \cdot \nu$$

$k \left(N^{\frac{1}{3}} \right)$: Coefficient de proportionnalité variable selon les dimensions

de la roue et du rail, la nature des aciers et la vitesse.

La valeur de ν_0 atteint 1 à 2 % au maximum. Le pseudo glissement est donc très faible.

2.4.2 Evolution de l'effort avec le début du glissement

Dès l'atteinte de cette adhérence maximum, le glissement augmente très rapidement si l'effort n'est pas immédiatement réduit. Ce glissement tend au blocage de la roue en freinage et l'accroissement très rapide de sa vitesse de rotation en traction. L'effort transmis décroît alors avec une allure hyperbolique en fonction du glissement selon la relation expérimentale [12] :

$$\mu = \frac{\mu_0}{1 + \nu}$$

L'adhérence ferroviaire peut donc être décrite comme un frottement avec effet Stribeck. Cette zone de fonctionnement est instable. Ainsi, en traction, un accroissement de l'effort se traduit par un accroissement du glissement qui entraîne une diminution de l'adhérence qui provoque à son tour une augmentation de vitesse. Les 2 comportements précédents (§2.4.1 et §2.4.2), lorsqu'ils se suivent à tour de rôle par augmentation puis réduction cyclique de l'effort appliqué au rail, correspondent au phénomène appelé « stick-slip » (coller -glisser) dans la littérature de langue anglaise, ou « broutage ». Il est particulièrement dangereux pour la tenue des organes mécaniques de la transmission.

2.4.3 Maximum de l'effort transmis à fort glissement

A plus fort glissement, l'adhérence peut augmenter à nouveau si le glissement est contrôlé : le frottement devient visqueux et passe par un maximum μ_1 , inférieur à μ_0 . L'énergie dépensée dans le contact roue-rail est alors très élevée. En effet, la puissance $R \cdot \Delta V$, accumulée en énergie sur la surface du contact, et dissipée en chaleur, est de l'ordre de 60 à 100 kW par roue à 120 km/h [14]. Elle modifie considérablement la température (400 à 500 °C) et l'état du contact ainsi que les caractéristiques du frottement en fonction du temps [14]. Si le glissement correspondant à ce maximum est maintenu, on constate que l'adhérence μ_1 augmente progressivement jusqu'à atteindre μ_0 , puis le dépasse si les conditions d'adhérence étaient mauvaises (0,2 à 0,3) avant le départ en glissement, en même temps que v_1 diminue. μ_1 peut alors atteindre les valeurs de l'adhérence sur rail sec (0,4 à 0,45).

Le maintien de ce fonctionnement à fort glissement conduit à la formation d'une couche intermédiaire fluant entre la roue et le rail et issue des matériaux en présence dans le contact : c'est le « **troisième corps** » [15]. Une partie de celui-ci, appartenant à la roue et au rail, est recyclée dans le contact après chaque tour de roue, une partie reste sur le rail et modifie les conditions d'adhérence des roues suivantes, une partie est éjectée du contact, une autre reste sur la roue. Le bilan matière peut conduire à une augmentation du diamètre de la roue au détriment du rail [16]. L'inverse est également possible selon les conditions de fonctionnement.

Le fonctionnement maintenu à fort glissement est cependant délicat puisque le moindre dépassement de la valeur optimale conduit à un nouveau régime instable par effet Stribeck. Il demande donc une régulation rapide de l'effort (temps de réponse 5 ms environ).

2.4.4 Evolution de l'effort dans la deuxième zone d'instabilité

Au-delà du maximum d'adhérence μ_1 , l'effort transmis diminue en raison inverse du glissement. Pour limiter le glissement, il est alors nécessaire de réduire très rapidement l'effort de traction ou de freinage. A mesure que l'on réduit l'effort appliqué à la roue, le glissement diminue et l'effort effectivement transmis au rail augmente à nouveau, pour atteindre un nouveau maximum μ_2 ($\mu_2 < \mu_1$) pour le glissement relatif v_2 . Si le glissement correspondant à ce maximum est maintenu, on

constate que le maximum augmente progressivement avec un comportement semblable au maximum d'adhérence μ_1 décrit dans le paragraphe précédent.

Une réduction supplémentaire de l'effort appliqué à la roue, conduit à une réduction de l'effort transmis, sans retrouver le phénomène de pseudo glissement avec son maximum d'adhérence μ_0 . Le contact est donc le siège d'un phénomène d'hystérésis.

2.4.5 Diminution de l'effort transmis avec la vitesse du véhicule

L'adhérence maximum sollicitable diminue en fonction de la vitesse du véhicule.

En fonction de la vitesse du véhicule, et du type de véhicule, plusieurs formulations expérimentales, ont été proposées pour estimer l'adhérence :

- pour un bogie monomoteur [17] :

$$\mu_0 = 0,35 \cdot \frac{1 + 0,045 \cdot V_{\text{véhicule}}}{1 + 0,081 \cdot V_{\text{véhicule}}}$$

$V_{\text{véhicule}}$ (m/s) : Vitesse du véhicule par rapport au sol

- pour un essieu porteur [17] :

$$\mu_0 = 0,33 \cdot \frac{1 + 0,045 \cdot V_{\text{véhicule}}}{1 + 0,090 \cdot V_{\text{véhicule}}}$$

- pour un tramway :

$$\mu_0 = 0,25 \cdot \frac{1 + 0,0135 \cdot V_{\text{véhicule}}}{1 + 0,0635 \cdot V_{\text{véhicule}}}$$

Toutes ces formulations, d'allure hyperbolique en fonction de la vitesse, supposent un rail sec et propre. Il s'agit donc de l'adhérence maximale en fonction de la vitesse du véhicule dans les meilleures conditions. On peut noter sur ces exemples que pour une vitesse nulle, l'adhérence sollicitable plafonne à une valeur différente dépendant du type de bogie ou du type de véhicule.

Pour un train à grande vitesse ($V > 250$ km/h), en fonction de l'état du rail, l'adhérence sollicitable peut prendre les valeurs typiques de la figure 8, en fonction de la vitesse.

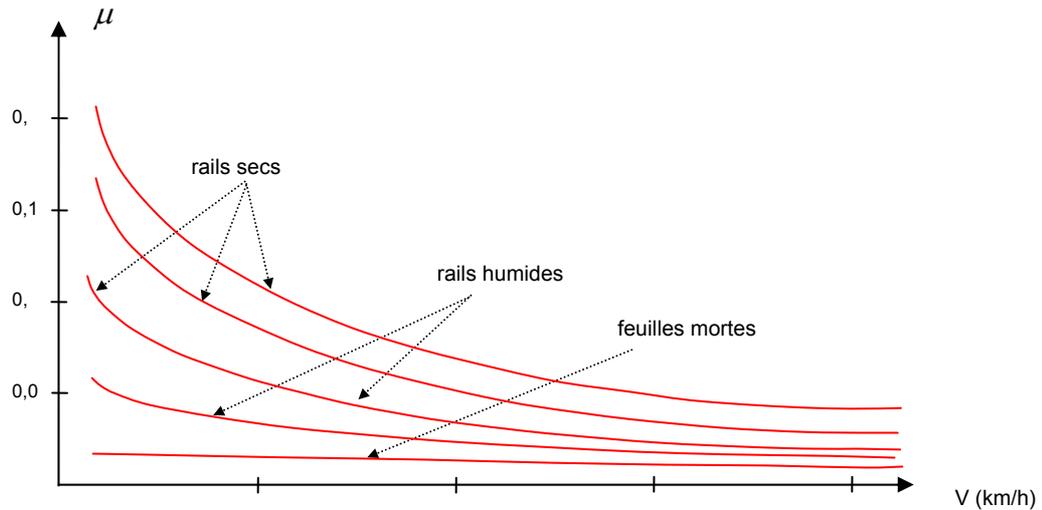


Figure 8 - Adhérence maximum sollicitable pour un train à grande vitesse en fonction de la vitesse et de l'état du rail.

La stabilité du bogie entre les files de rail en fonction de la vitesse, conditionne les déplacements latéraux de l'essieu qui modifient l'adhérence.

2.5 Adhérence en traction et en freinage

2.5.1 Le pseudo-glisement

En l'absence de transmission d'effort, la zone de contact entre la roue et le rail est approximativement elliptique. L'adhérence est totale sur cette surface.

Lors de l'application de l'effort par la roue sur le rail, une zone de glissement relatif va progressivement apparaître, à l'intérieur de la zone de contact (figure 9).

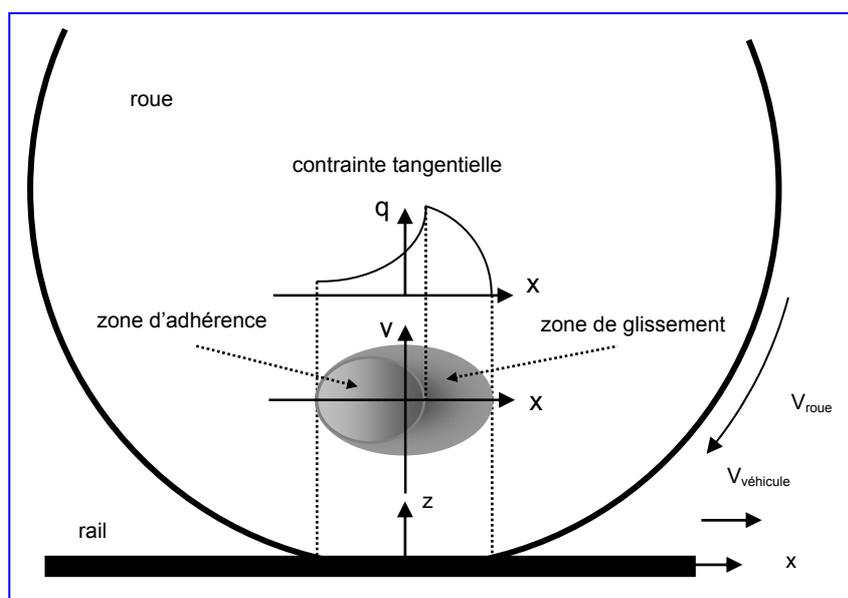


Figure 9 - Plage de contact et zones de glissement et d'adhérence en traction

Cette zone de glissement se situe à l'entrée de la bande de roulement dans le contact en traction et à la sortie en freinage.

Plus l'effort transmis augmente et plus cette zone de glissement augmente. C'est dans cette zone de glissement que les contraintes tangentielles, sont les plus fortes et que l'effort transmis est le plus important.

C'est la phase de pseudo-glissement ou de micro-glissement pendant laquelle le glissement de la roue sur le rail reste faible (1 à 2 %).

C'est la déformation élastique des aciers par la pression très importante, qui permet, à la fois la création d'une surface de contact, et la présence sur cette surface d'une zone en glissement et d'une zone en adhérence totale. Les aciers sont étirés à l'entrée dans le contact en traction et comprimés en sortie, ce qui explique la présence de ces deux comportements.

Lorsque la surface adhérente devient nulle, l'adhérence maximum μ_0 est atteinte. Le phénomène de « stick-slip » (coller-glisser) va pouvoir s'enclencher avec un glissement qui s'accroît par effet Stribeck.

2.5.2 Effet Stribeck

Le maximum d'adhérence atteint, la surface adhérente est nulle et la roue glisse par rapport au rail. La variation de l'adhérence en fonction du glissement est négative, l'effort transmis ne peut plus être stabilisé et le glissement augmente rapidement si rien n'est entrepris pour diminuer l'effort transmis. C'est le phénomène du **patinage** en traction et de l'**enrayage** en freinage.

Ce sont les dispositifs d'anti-patinage et d'anti-enrayage qui permettent de limiter le glissement et de maximiser les efforts transmis dans cette zone de fonctionnement.

3. L'adhérence en traction électrique

3.1 La commande en couple des moteurs de traction

La conduite des véhicules ferroviaires demande de régler les efforts de traction et de freinage pour atteindre et respecter les vitesses nécessaires à l'exploitation de la ligne (équation 1), en limitant les accélérations et les décélérations, ainsi que leur dérivée temporelle (jerk) pour le confort des passagers. La commande des moteurs de traction est donc essentiellement une commande de couple.

Le facteur de conversion entre le couple électromagnétique et l'effort résultant à la

jante est calculable par la relation :

$$F = \eta \cdot \frac{C}{\rho \cdot r}$$

$F (N)$: Effort résultant à la jante

$C (N \cdot m)$: Couple électromagnétique

ρ : Rapport de réduction (<1)

$r (m)$: Rayon de la roue

η : Rendement du réducteur et de la transmission (<1)

Les rapides progrès technologiques des commutateurs de puissance ainsi que des moyens de commande et de régulation, ont permis d'utiliser successivement les différents types de moteurs électriques pour la traction (figures 10 et 11):

- le moteur à courant continu, à excitation shunt, compound et série,
- le moteur synchrone à excitation séparée ou à aimants permanents
- le moteur asynchrone à cage.

Quelque soit le type de moteur, le couple électromagnétique du moteur est obtenu par l'accrochage de deux champs magnétiques, le champ magnétique de la partie fixe du moteur, **le stator**, et le champ magnétique de la partie tournante, **le rotor**. Le sens du champ du rotor est par convention dirigé du centre vers la surface du rotor, alors que le sens du champ statorique est dirigé radialement de l'entrefer entre le rotor et le stator en direction de l'extérieur du stator. Ces champs peuvent être :

- fixes par rapport au stator pour le moteur à courant continu. L'angle entre les deux champs est nul en traction et ils sont opposés en freinage. Leur amplitude respective est réglable.
- tournants par rapport au stator pour le moteur synchrone. La vitesse de rotation est un multiple entier (nombre de paires de pôles) de la vitesse de rotation mécanique. Le sinus de l'angle entre les deux champs est proportionnel au couple électromagnétique. Cet angle ainsi que les amplitudes des deux champs sont réglables.
- tournants en synchronisme par rapport au stator pour le moteur asynchrone. Leur vitesse de rotation est légèrement supérieure en traction ou inférieure en freinage (glissement électromagnétique) à un multiple entier (nombre de paires de pôles magnétiques du moteur) de la vitesse de rotation mécanique. Le sinus de l'angle entre les deux champs est proportionnel au couple électromagnétique.

Cet angle ainsi que les amplitudes des deux champs sont réglables. La vitesse de glissement électromagnétique est également réglable.

C'est le rôle de la commande du moteur de régler les caractéristiques d'amplitude et d'angle des champs électromagnétiques selon le type de moteur pour obtenir le couple électromagnétique d'entrefer nécessaire.

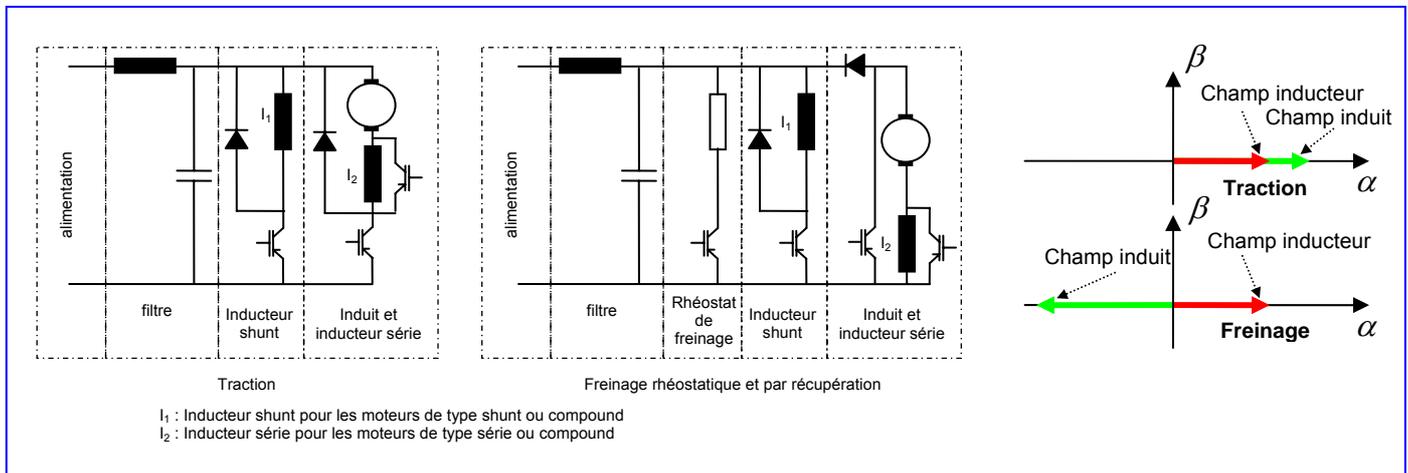


Figure 10 - Schéma électrotechnique simplifié de commande d'un moteur à courant continu compound (à deux inducteurs) en traction et en freinage.

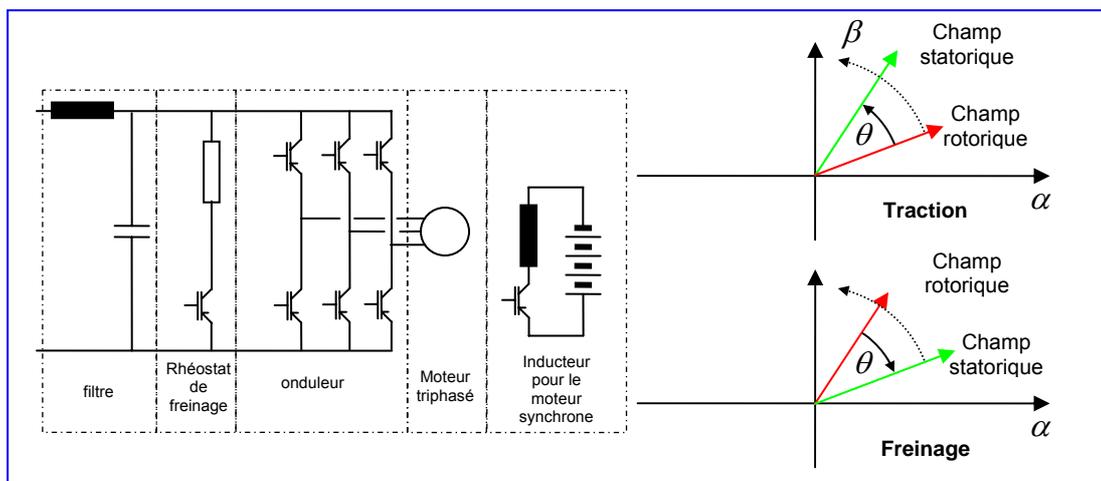


Figure 11 - Schéma électrotechnique simplifié de commande des moteurs alternatifs synchrones et asynchrones en traction et en freinage.

3.2 La caractéristique naturelle des moteurs en perte d'adhérence

La caractéristique naturelle des moteurs électriques est l'évolution instantanée du couple électromagnétique fourni par le moteur lors d'une perte totale d'adhérence en l'absence d'intervention de la commande et de la régulation du moteur.

Pendant les premières dizaines de millisecondes de la perte d'adhérence le champ rotorique des moteurs varie très peu du fait des phénomènes inductifs qui s'opposent

à cette variation.

3.2.1 Caractéristique naturelle des moteurs à courant continu

Lors d'une perte totale d'adhérence en traction, la vitesse mécanique augmente. La force contre-électromotrice du moteur qui s'oppose à la tension d'alimentation, est proportionnelle à la vitesse mécanique et au champ de l'inducteur. Cette force contre-électromotrice augmente donc et conduit à la diminution du courant de l'induit par diminution de la différence de potentiel entre la tension d'alimentation et la tension de l'induit du moteur. Le couple qui est proportionnel au produit du champ de l'inducteur constant, par le courant induit, diminue. Le patinage diminue.

En freinage électrique, la vitesse mécanique diminue. La force contre-électromotrice du moteur qui fournit l'énergie du freinage, est proportionnelle à la vitesse mécanique et au champ de l'inducteur. Cette force contre-électromotrice diminue donc et conduit à la diminution du courant de l'induit en freinage rhéostatique, ou par diminution de la différence de potentiel entre la tension de l'induit du moteur et la tension d'alimentation en freinage par récupération. Le couple qui est proportionnel au produit du champ de l'inducteur constant, par le courant induit, diminue. L'enrayage diminue.

3.2.2 Caractéristique naturelle des moteurs alternatifs

Lors d'une perte totale d'adhérence en traction, la vitesse mécanique augmente. Le champ du stator entraîne et précède le champ du rotor. L'angle entre le champ magnétique du stator tournant à vitesse constante, et celui du rotor tournant maintenant plus rapidement, diminue. Le couple diminue. Le patinage diminue.

En freinage, la vitesse mécanique diminue. Le champ du stator freine en suivant le champ du rotor. L'angle entre le champ magnétique du stator tournant à vitesse constante, et celui du rotor tournant maintenant moins rapidement, diminue. Le couple diminue. L'enrayage diminue.

3.2.3 Caractéristique naturelle et la commande en couple

La caractéristique naturelle des moteurs électriques permet de limiter les départs de patinage ou d'enrayage. Cette propriété est cependant inutilisable car, si rien n'est prévu pour diminuer l'effort, la commande en couple intervient rapidement pour maintenir le couple électromagnétique demandé par la conduite et aggraver ainsi la perte d'adhérence.

La consigne de couple de freinage venant de la manette de commande du conducteur (manipulateur) C_{com} est d'abord mise en forme en fonction des contraintes d'exploitation propres au type de véhicule considéré. Par exemple, pour un train à grande vitesse l'adhérence sollicitable à haute vitesse étant plus faible d'une part, et la puissance dissipée dans les freins étant proportionnelle au couple demandé, ainsi qu'à la vitesse à laquelle ce couple est obtenu d'autre part, il est nécessaire de réduire le couple demandé à haute vitesse.

Après mise en forme, la consigne C_{tot} permet de générer une consigne de couple électrique C_{el} en fonction des caractéristiques de construction du moteur. Le couple maximum du moteur en freinage présente une enveloppe qui dépend directement de la vitesse du véhicule :

- à haute vitesse, au dessus de la vitesse à laquelle le moteur atteint sa pleine tension (vitesse de définition du moteur en freinage), la limite est donnée par la puissance électrique maximum que le moteur et le convertisseur peuvent fournir. La limite de couple est alors sensiblement fonction inverse de la vitesse (relation hyperbolique),
- à vitesse moyenne, la limite est atteinte pour une valeur maximum de couple fourni par les limites de flux et de courant moteur,
- à basse vitesse, la limite est obtenue par la tension que le moteur est capable de fournir en freinage, tension proportionnelle à la vitesse (relation linéaire).

La consigne C_{el} sert alors au pilotage du moteur électrique qui produit, en freinage rhéostatique, en freinage par récupération, ou en conjuguant les deux types de freinage électrique, le couple mesuré C_{mes} .

Ce couple mesuré est retranché du couple total (électrique + mécanique) demandé C_{tot} , pour fournir la consigne de couple qu'il est nécessaire de générer mécaniquement C_{mec} pour obtenir le couple de freinage. Cette opération se nomme **conjugaison des freins** électrique et mécanique. Elle donne la priorité de la réalisation de l'effort de freinage au freinage électrique pour minimiser les usures mécaniques des sabots, des disques et des garnitures.

La consigne de freinage mécanique est alors appliquée à l'**électrovanne modérable de défreinage** (EMD) ou à l'**électrovanne modérable de défreinage inverse**

(EMDI) selon le sens de la commande qui a été choisi pour la sécurité. L'anti-enrayeur vient corriger cette consigne en fonction des conditions d'adhérence, par soustraction d'une valeur C_{cor} . Si la correction calculée par l'anti-enrayeur est supérieure à la valeur de la consigne de couple mécanique, le freinage mécanique est nul et le complément de correction vient en déduction de la consigne de couple électrique. La réduction du couple mécanique est prioritaire sur la réduction du couple électrique lors du fonctionnement de l'anti-enrayeur pour minimiser les usures, tant que le temps de réaction du freinage mécanique est suffisamment faible pour limiter les enrayages. Deux électrovannes « tout ou rien » rapides (10 ms), permettent d'accélérer l'intervention de l'anti-enrayeur. **L'électrovanne de maintien** bloque l'admission de l'air dans le cylindre de frein et **l'électrovanne de défreinage** le purge. Un dispositif de sécurité surveille la commande de ces électrovannes pour éviter un défreinage prolongé en cas de défaut.

4.2 Mesures cinématiques

Les dispositifs d'anti-patinage et d'anti-enrayage détectent la perte d'adhérence par la mesure de l'écart entre la vitesse périphérique de la roue et la vitesse du véhicule. Les dérivées temporelles d'ordres successifs (accélération, jerk, . . .), de la vitesse de la roue, sont également utilisées pour accélérer la détection.

4.2.1 Mesure de la vitesse des essieux

La mesure de la vitesse périphérique de la roue est obtenue par la mesure de la vitesse des essieux à l'aide d'un odomètre incrémental constitué d'un disque métallique cranté par une centaine de dents régulièrement espacées et d'un détecteur de transition à reluctance variable, alimenté ou non, pour détecter les transitions à très faible vitesse ou à vitesse nulle. La vitesse périphérique de la roue est alors calculée par comptage du nombre de transitions dans un laps de temps connu, divisé par le nombre de dents du disque et multiplié par la circonférence de la roue :

$$V_{roue} = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \frac{n}{N \cdot \Delta t}$$

Δt (s) : Période de mesure,

n : Nombre de transitions pendant le temps Δt ,

N : Nombre de dents du disque,

$r(m)$: Rayon de la roue considérée.

Les mesures précises de vitesse demandent de recalibrer périodiquement le diamètre des roues, car il diminue avec l'usure. Ceci est obtenu par comparaison des vitesses de plusieurs roues en marche sur l'erre (sans transmission d'effort) et par mesurage périodique en atelier.

La vitesse des essieux motorisés peut aussi être obtenue à partir de la mesure de la vitesse du rotor utilisée pour la commande du moteur. Le capteur de vitesse est en général du même type. Dans ce cas, la formule précédente doit être multipliée par le rapport de réduction (entre 1/3 et 1/5) du réducteur placé entre le moteur et l'essieu.

Des roulements d'axe de moteur électrique dont la bague tournante a été magnétisée par une succession régulière de pôles magnétiques de polarité différente, permettent une mesure de vitesse à l'aide d'une sonde à effet Hall intégrée dans la partie fixe du roulement [20].

Les génératrices tachymétriques ou les odomètres optiques incrémentaux ou absolus, sont considérés comme trop fragiles pour cette application.

4.2.2 Mesure de la vitesse du véhicule

La vitesse du véhicule peut être mesurée par :

- un radar à effet Doppler. La mesure devient imprécise à vitesse nulle ou lorsque le sable ou la neige viennent annihiler le relief dans la direction du déplacement.
- une corrélation temporelle entre deux accéléromètres mesurant les accélérations dans une direction horizontale perpendiculaire au déplacement (y). L'écart de temps fourni par le corrélateur, entre la même irrégularité de voie, vue par les deux accéléromètres séparés par une distance connue, permet de calculer la vitesse du véhicule.
- une estimation de la vitesse du véhicule calculée à partir de la mesure de la vitesse de plusieurs essieux en adhérence ou non.

4.2.3 Estimation de la vitesse du véhicule

Un des principes utilisés [21] pour l'estimation de la vitesse du véhicule, lorsque toutes les roues glissent par rapport aux rails, est décrit en freinage par le synoptique de la figure 13.

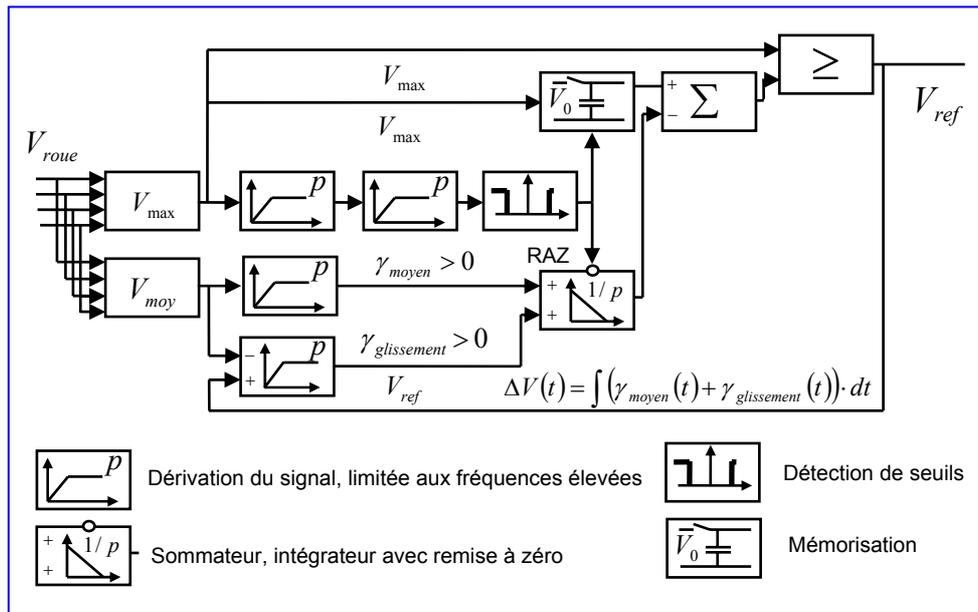


Figure 13 - Détection de perte d'adhérence et estimation de la vitesse du véhicule en freinage.

Tant qu'au moins un des essieux du véhicule est encore en adhérence totale, la vitesse du train est égale à cette vitesse. C'est la plus grande des vitesses en freinage (la plus petite en traction), la vitesse des autres essieux qui glissent par rapport au rail, est en effet inférieure (supérieure en traction) à la vitesse du véhicule

$$V_{ref} = V_{max}$$

Lorsque tous les essieux commencent à glisser, la décélération de l'essieu ayant la vitesse maximum, le dernier à partir en glissement, augmente rapidement, et une double dérivation de la vitesse maximum, le jerk de l'essieu, comparée à un seuil fixe permet de détecter le départ en glissement de tous les essieux.

Cette information binaire :

- mémorise la dernière valeur de la vitesse maximum avant glissement V_0 , celle du véhicule, utilisée jusqu'alors pour calculer la vitesse de référence,
- libère un intégrateur. Cet intégrateur permet de calculer la somme :
 - de la variation de la vitesse de glissement,
 - et de la variation de la vitesse moyenne des essieux,

à partir des décélérations correspondantes.

Cette somme est retranchée de la vitesse mémorisée pour fournir l'estimation de la vitesse du véhicule en cas de glissement de tous les essieux, V_{ref} .

Lorsque au moins un essieu a retrouvé une adhérence complète, V_{\max} devient stable et l'intégrateur est remis à zéro.

Le procédé de la mesure de vitesse est similaire en traction.

4.2.4 Mesure des vitesses avec glissement en freinage

L'allure des différentes vitesses, lors d'un freinage avec glissement, depuis la vitesse V_0 jusqu'à l'arrêt est représentée par la figure 14, où le glissement relatif est relativement constant.

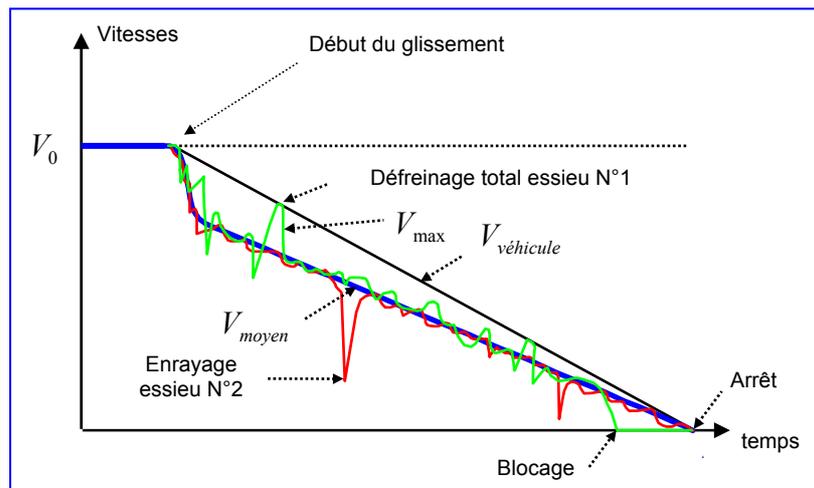


Figure 14 - Allure des différentes vitesses en freinage avec perte de l'adhérence totale sur un bogie.

L'estimation d'une vitesse de véhicule n'est pas une mesure réelle et, en cas de dérive de l'estimateur, il est nécessaire de pouvoir corriger l'estimateur. Pour cela, il existe deux limites à l'estimateur :

- une limite basse : si la vitesse estimée est inférieure à la plus grande des vitesses des essieux V_{\max} , c'est cette vitesse qui est choisie comme vitesse du véhicule, puisque, en freinage, aucun essieu ne peut avoir une vitesse supérieure à la vitesse du véhicule.
- une limite haute : si la vitesse estimée en glissement total est trop grande, le glissement qui sera ensuite calculé par différence entre la vitesse estimée et la vitesse des essieux, sera très important. Le dispositif d'anti-enrayage diminuera alors la consigne de couple pour modérer le glissement. La vitesse des roues pourra alors augmenter jusqu'à ce que, au moins un essieu, retrouve son adhérence. La stabilisation de vitesse sera détectée et conduira à la réactualisation de la valeur mémorisée de la vitesse V_0 du véhicule.

Le manque d'adhérence en freinage engage la sécurité des personnes transportées. Nous décrivons donc d'abord le fonctionnement des dispositifs d'anti-enrayage, les anti-enrayeurs.

4.3 Anti-enrayeur sans glissement

L'anti-enrayeur agit sur l'effort de freinage pour éviter de solliciter une adhérence supérieure à l'adhérence sollicitable μ_0 qui dépend principalement de l'état du rail et de la vitesse.

Dès qu'un glissement apparaît, l'effort est immédiatement réduit (en 10 à 20ms) de manière importante (de 30 à 70 %) pour augmenter à nouveau lorsque le glissement a été annulé. L'augmentation de l'effort se fait d'autant plus progressivement que l'effort appliqué se rapproche de l'effort qui a provoqué le départ en enrayage.

Ce principe simple ne permet d'obtenir qu'une adhérence moyenne inférieure à l'adhérence sollicitable avec un état donné du rail et à une vitesse donnée. Il n'est plus utilisé en freinage. Ce procédé est utilisé exclusivement en traction pour l'anti-patinage.

4.4 Anti-enrayeur à glissement imposé

Ces anti-enrayeurs peuvent être à fort ou à faible glissement [21]. Ils diffèrent des anti-enrayeurs sans glissement par le mode de calcul de la correction du couple (figure 15).

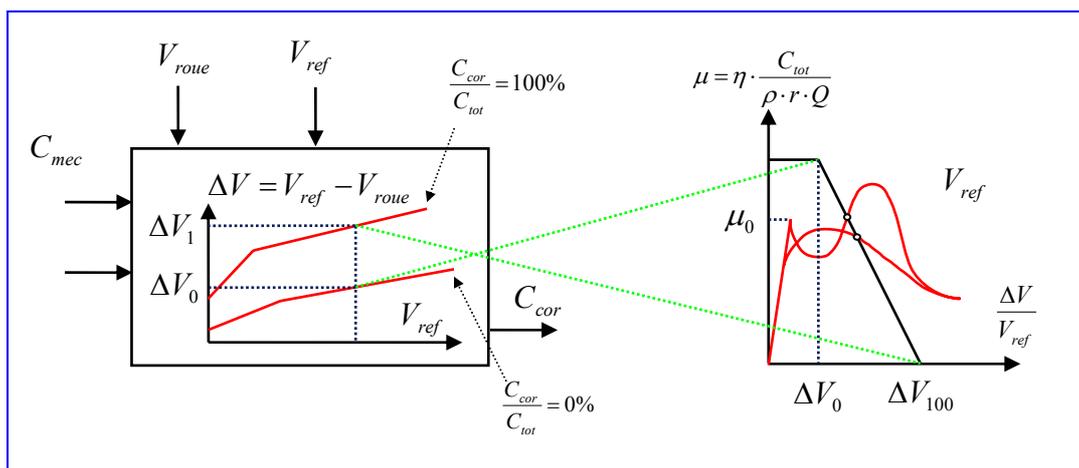


Figure 15 - Correction de la consigne de couple par les anti-enrayeurs à glissement imposé.

Le calcul de la correction du couple C_{cor} dépend :

- de la vitesse du véhicule V_{ref}
- du glissement absolu de l'essieu considéré $\Delta V = V_{ref} - V_{roue}$
- du couple total de consigne C_{tot}

Pour une vitesse de véhicule estimée V_{ref} , la mesure du glissement de l'essieu ΔV fournit une valeur prédéfinie (tabulée et mémorisée) de correction relative de la consigne de couple. Cette valeur est multipliée par la consigne de couple total C_{tot} , pour donner la valeur absolue de la correction à apporter à la consigne de couple C_{cor} .

Les valeurs de correction relative de la consigne de couple sont nulles en dessous d'une valeur prédéfinie de glissement absolu à une vitesse donnée. Ces valeurs varient proportionnellement à la vitesse de glissement au dessus de ce seuil et sont évidemment limitées à 100%.

Les valeurs prédéfinies de correction relative du couple de consigne, constantes en fonction de la vitesse, correspondent à un glissement variant linéairement, avec des pentes différentes dans deux plages de vitesses : vitesses hautes et vitesses basses. Il est en effet nécessaire que pour les vitesses basses un glissement donné conduise proportionnellement à une réduction plus grande du couple pour éviter le blocage de la roue. Ce blocage est toujours plus probable au voisinage de l'arrêt du véhicule.

Pour une vitesse donnée du véhicule (figure 15), à partir du glissement nul, si l'on augmente le couple au dessus du couple de freinage correspondant à l'adhérence maximale sollicitable μ_0 , un glissement va prendre naissance et augmenter rapidement jusqu'à un seuil de glissement prédéfini ΔV_0 . A partir de ce seuil, l'anti-enrayeur réduit la consigne de couple linéairement avec la vitesse de glissement. Le couple devient nul pour une autre valeur de glissement absolu prédéfini : ΔV_{100} .

Ce cheminement peut être tracé dans le même repère que la courbe d'adhérence sollicitable en fonction du glissement pour un état donné du rail et pour une vitesse du véhicule. En effet, une consigne d'effort peut être interprétée comme une « consigne d'adhérence » en la divisant par le poids appliqué par la roue Q , au facteur près de conversion entre le couple et l'effort à la jante.

Il est donc représenté dans le repère de coordonnées $\left(\frac{\Delta V}{V}, \mu\right)$, par deux segments

de droite. Un des segments d'ordonnée constante μ_s correspond à la consigne en l'absence de correction et l'autre, dont les ordonnées décroissent linéairement en fonction de la vitesse de glissement, correspond à une correction progressive.

L'intersection d'un des segments de droite avec les courbes représentant l'adhérence sollicitable, fournit le régime de fonctionnement caractérisé par l'adhérence réellement sollicitée et le glissement correspondant.

Cette méthode conduit donc bien à un glissement imposé. Elle ne permet cependant pas de rechercher le glissement correspondant à l'adhérence sollicitée maximum puisque les segments de droite sont pré-réglés pour un type de véhicule et que les courbes d'adhérence sollicitable en fonction du glissement sont extrêmement dépendantes des conditions de fonctionnement.

Ce procédé n'est pas utilisé en traction.

4.5 Anti-patinage à glissement contrôlé

Il doit assurer deux fonctions distinctes (figure 16)

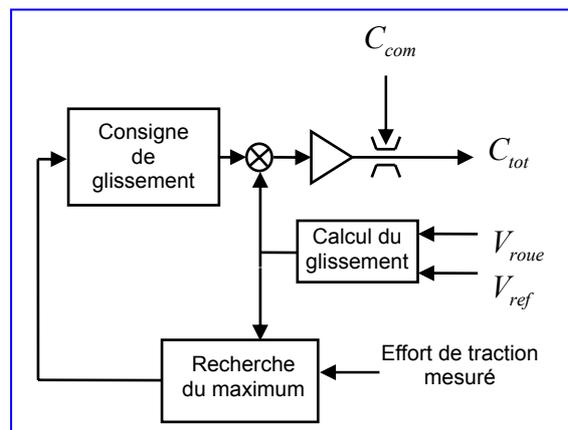


Figure 16 – Principe du dispositif de contrôle du glissement.

- La première fonction est de stabiliser la vitesse de l'essieu pendant le glissement à l'aide d'un asservissement du glissement. La mesure du glissement s'appuie sur la mesure de la vitesse de la roue et sur l'estimation de la vitesse du véhicule. L'écart entre la consigne de glissement et sa mesure, fournit une consigne de couple limitée à la consigne issue du manipulateur. La stabilisation de vitesse requière une grande dynamique de couple du fait des caractéristiques extrêmement variables de l'adhérence et de la très faible inertie de l'essieu et des masses tournantes par rapport au couple appliqué pour freiner le véhicule.
- La deuxième fonction est de faire varier ensuite la consigne de glissement très

progressivement pour rechercher le maximum possible d'adhérence en fonction du glissement selon l'état du rail et la vitesse du véhicule. Lorsque l'essieu est stabilisé depuis plusieurs secondes sur un glissement contrôlé l'effort réalisé est mesuré ainsi que sa variation en fonction du glissement. Ces deux informations permettent de rechercher la consigne de glissement pour lequel le maximum d'effort est obtenu.

Ces deux fonctions permettent d'élaborer une consigne variable de couple qui est transmise au pilotage du moteur. La commande du couple du moteur doit avoir une grande dynamique (temps de réponse entre 5 et 10 ms) pour permettre le maintien de l'effort proche du maximum et éviter les instabilités dues à l'effet Stribeck.

Le calcul de l'effort est réalisé par la commande du moteur. Dans le cas du moteur asynchrone par exemple, le résultat est obtenu à partir de l'observation du flux rotorique du moteur, et de la mesure de son courant statorique :

$$C_{mes} = N_p \cdot \frac{L_m}{L_r} \cdot \vec{\Phi}_r \wedge \vec{I}_s$$

C_{mes} (m.N) : Couple électrique mesuré,

$\vec{\Phi}_r$ (Wb) : Vecteur de flux rotorique,

\vec{I}_s (A) : Vecteur de courant statorique,

L_m (H) : Inductance magnétisante,

L_r (H) : Inductance rotorique.

Il faut se rappeler que l'effort généré par le moteur diffère de l'effort transmis aux rails servant à l'accélération du véhicule. La différence correspond à l'augmentation de l'énergie cinétique du rotor et de la transmission (relation 1).

Lorsque l'on utilise la valeur du couple calculé comme décrit précédemment, on commet une approximation qui est de ne pas tenir compte de la variation des énergies cinétiques des masses tournantes. Cette approximation est cependant légitime en régime stabilisé, condition nécessaire par ailleurs pour rechercher et atteindre un optimum d'adhérence.

Les résultats obtenus par l'antipatinage à glissement contrôlé sont synthétisés par deux diagrammes temporels (figure 17), selon l'état du rail :

- dans le cas d'un rail sec et propre, il est possible de solliciter sans glissement jusqu'à 45% d'adhérence environ. Si le couple augmente encore, un fort

glissement de l'essieu, contrôlé par la boucle de stabilisation, prend naissance et l'adhérence commence à chuter dans un premier temps, par effet Stribeck. Lorsque la recherche de l'optimum d'adhérence est stabilisée, ce qui demande plusieurs secondes, l'adhérence obtenue est sensiblement égale à celle sollicitée en crête sans glissement μ_0 .

- dans le cas où le rail est humide ou gras, l'adhérence maximum sollicitable peut-être très diminuée. Par exemple une valeur typique de l'adhérence sollicitable peut-être voisine de 0,2 dans ces conditions. Le contrôle du glissement permet de retrouver progressivement l'adhérence sur rail sec, par nettoyage du rail et régénération des conditions nominales d'adhérence.

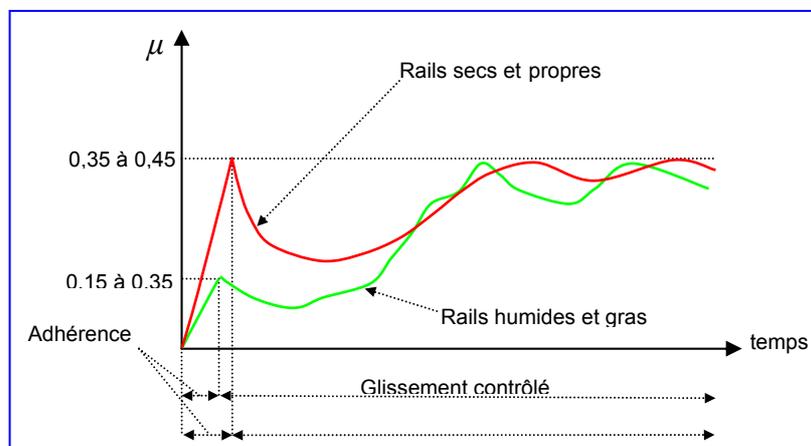


Figure 17 - Diagrammes temporels de régénération de l'adhérence.

Ce procédé, n'est utilisé qu'en traction avec les locomotives de fret tractant des convois lourds, souvent dans des rampes importantes. Il permet de maximiser l'effort transmis quelque soit l'état des rails. Ce procédé n'est pas encore utilisé en freinage car il est difficile de démontrer la sécurité de son fonctionnement.

5. Performances des trains

5.1 Charges remarquables en traction

L'élaboration d'un programme de traction (voir § D 5520 § 1) pour un type d'engin moteur donné, consiste à déterminer la charge à remorquer la plus élevée sur le parcours le plus difficile du réseau, dans l'horaire le plus réduit possible. Les trois facteurs conditionnant ce cahier des charges sont :

- la résistance des attelages entre véhicules,
- l'échauffement des bobinages des machines électrotechniques (moteurs et

transformateur) et de l'électronique de puissance des convertisseurs statiques de l'engin moteur,

- l'adhérence roue-rail utilisable au démarrage.

Ce dernier facteur est donc à la disposition de l'exploitant. A partir des données exposées dans le présent article, quelle valeur d'adhérence doit-il prendre en compte ?

Le concepteur de l'engin moteur dimensionne l'effort maximal disponible à l'attelage en fonction d'un état du rail parfait (exempt de pollution et sec) : c'est l'**adhérence utilisable**. La réalité du terrain en tous points du parcours est évidemment bien différente, suivant les zone traversées (urbaines polluées, forestières, etc ...) et le climat (pluie, givre, feuilles mortes, etc...). L'exploitant met en jeu son expérience et détermine alors une **adhérence réalisable** nettement en retrait de la capacité maximale de l'engin en conditions idéales.

Ces paramètres autorisent la détermination de la courbe d'aptitude en rampe de l'engin considéré, grâce aux équations dynamiques étudiées au § 2.2. Cette courbe s'exprime par le profil corrigé de la voie « i » (Voir D 5520 § 2.3.1) en fonction de la vitesse pour une charge remorquée donnée (figure 18). Elle est définie par l'Union Internationale des Chemins de fer (UIC) par la norme UIC 615 i – [22]).

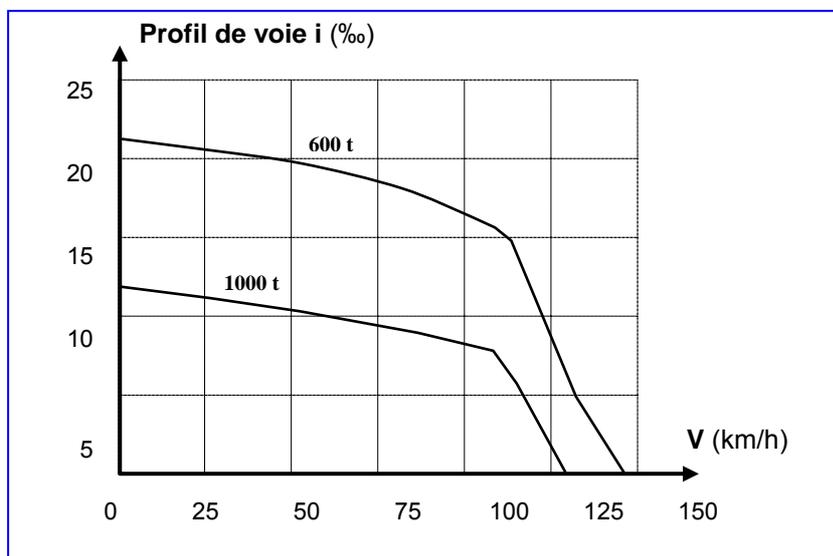


Figure 18 – Courbes d'aptitude en rampe d'un engin moteur

Les coefficients d'adhérence pratiques, utilisés par les différents exploitants dans le monde, varient de 0,27 à 0,33 pour les locomotives classiques, à 0,12 ou 0,15 pour le matériel passagers de banlieue, sujet à de fréquents démarrages.

5.2 Vitesses limites et distance d'arrêt

La détermination de la vitesse limite d'un train fait intervenir sa capacité de freinage qui doit être comprise dans l'enveloppe des contraintes de l'infrastructure :

- profil de la ligne,
- caractéristiques de la voie,
- implantation de la signalisation (cantons) déterminant l'espacement des trains.

Ces conditions étant satisfaites, le coefficient d'adhérence à prendre en compte devra satisfaire les conditions de circulations les plus défavorables (rail pollué et humide). Comme en traction, la plupart des exploitants adoptent des coefficients d'adhérence plus faibles que les performances maximales réalisables, variant de 0,10 à 0,15. A titre d'exemple un train à grande vitesse de 400 tonnes circulant à 300 km/h s'arrête en freinage d'urgence, en 3200 mètres.

5.3 Cas particuliers : métros sur pneumatiques

Les premiers essais de rames de métro sur pneumatiques ont été effectués à Paris en 1957 ; les réalisations se sont multipliées notamment à Montréal, Mexico, Santiago du Chili, Lyon, etc.... ainsi que pour le métro automatique appelé « VAL » en service à Lille, Orly, Toulouse, Jacksonville, par exemple [23].(figure 19)

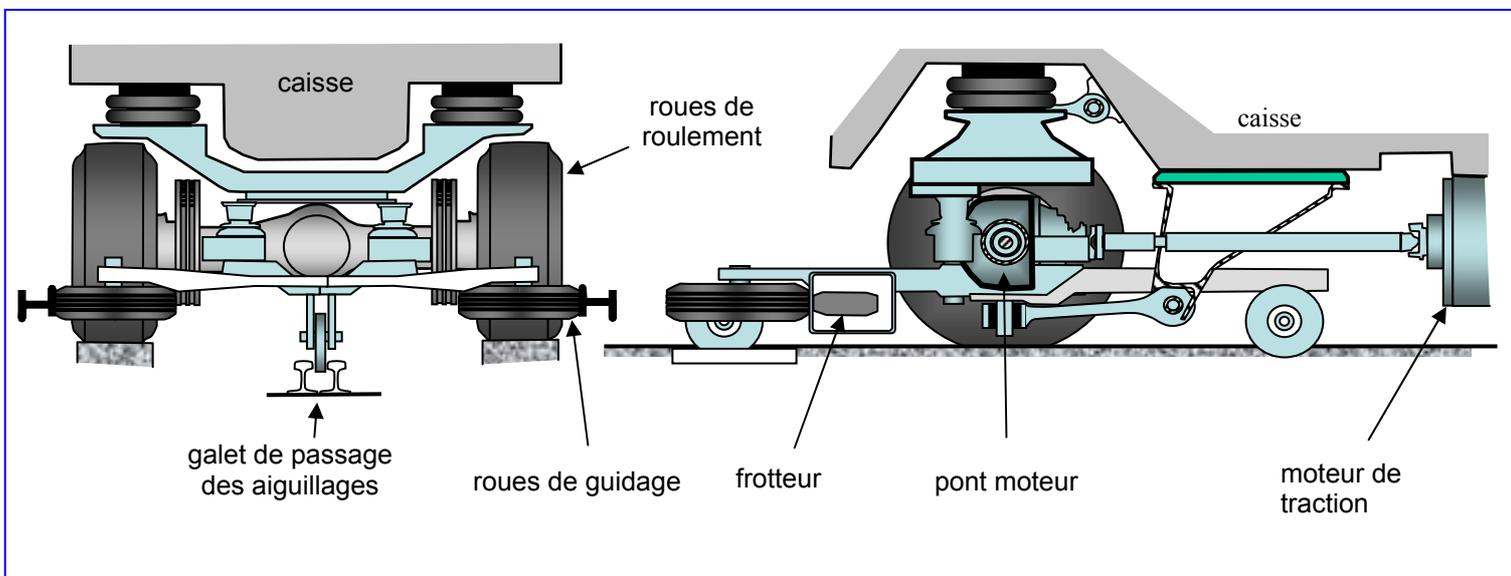


Figure 19 – Essieu moteur de métro automatique « VAL »

L'intérêt du système sur pneumatiques est bien entendu, l'accroissement considérable de l'adhérence entre roues équipées de pneumatiques et pistes de

roulement, autorisant des accélérations au démarrage ($1,35 \text{ m/s}^2$) beaucoup plus élevés et des distances d'arrêt en freinage réduites. Le tableau 4 permet la comparaison entre deux types de métros parisiens similaires, équipés du freinage mixte, pneumatique et électrique par récupération.

Tableau 4 – Comparaison des performances de métro sur roues pneus (MP) et roues acier (MF)						
Type	Nombre de voitures	Capacité en passagers	Poids total à vide (t)	Vitesse max (km/h)	Accélération (m/s ²)	Décélération (m/s ²)
MP 89	6	688	144	80	1,35	2,3
MF 77		714	134	100	0,8	1

De telles performances sont obtenues par une complexité beaucoup plus grandes des organes de roulement (voir D 5510 § 2. fig. 2 – Roulement sur pneumatique)

6. Conclusions

La maîtrise du frottement au contact roue – rail s’est considérablement renforcée depuis la généralisation des entraînements électriques à vitesse variable associant moteurs de traction alternatifs, capteurs, microprocesseurs et calculateurs de bord, reliés entre eux au moyen de réseaux informatiques locaux.

Aux deux extrémités du plan effort vitesse, en traction comme en freinage, l’adhérence est l’enjeu fondamental : elle permet l’accroissement des charges remorquées et des accélérations ainsi que la réduction des distances d’arrêt. Pour la même distance d’arrêt, l’amélioration de l’adhérence permet l’augmentation de la vitesse moyenne commerciale. La rentabilité du transport ferroviaire et son faible coût énergétique en dépendent.

Bibliographie

- [1] Les Chemins de Fer. – Larousse 1964.
- [2] O.R.E. – Construction d'une locomotive d'essai à caractéristiques d'utilisation variable – Rail International - Mars 1970.
- [3] CURTIUS (E.W.) – KNIFFER (A.) – Nouvelles données relatives à l'adhérence entre roues et rail – Elektrische Bahnen n° 9 – 1950.
- [4] GARREAU (M.) – L'aptitude au démarrage des fortes charges des locomotives électriques monophasées 50 Hz à redresseurs ignitrons – Revue Générale des Chemins de Fer – Octobre 1955.
- [5] NOUVION (F.) – BERNARD (M.) – Connaissances nouvelles sur l'adhérence - Revue Générale des Chemins de Fer – Mars 1961.
- [6] HERTZ (H.). – Über die Berührung fester elastischer Körper. Journal für reine und angewandte Mathematik 92, p. 156-171, 1882.
- [7] CARTER (F.W.) On the action of a locomotive driving wheel. Proceedings of the Royal Society of London. Serie A, p 151-157, 1926.
- [8] Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Solides LaMCoS. Tribologie et Mécanique des Interfaces TMI. Institut National des Sciences Appliquées de Lyon (INSA). Bâtiment Jean d'Alembert 18-20, rue des Sciences F 69621 VILLEURBANNE Cedex France. 33 (0)4 72 43 84 46. lamcos.tmi@insa-lyon.fr.
- [9] COULOMB (C.A.) – Théorie des machines, en ayant égard au frottement de leurs parties, et à la roideur des cordages. Mémoire de mathématiques et de physique de l'Académie Royale, p 161-342 Académie Royale des Sciences, 1821.
- [10] ARMSTRONG-HELOUVRY (B.), DUPONT (P.) et CANUDAS de WIT (C.) - A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction. Automatica 30, n°7, p. 1083-1138, Pergamon Elsevier Science - Ltd 1994.
- [11] STRIBECK (R.) - Die Wesentlichen Eigenschaften der Gleit - und Rollenlager. Zeitschrift des Vereines Seutscher Ingenieure 46, 38, p.1342-1348, 46, 39, p.1432-1437.
- [12] BOITEUX (M.) - Influence de l'énergie de glissement sur l'adhérence exploitable

en freinage. Revue Générale des Chemins de Fer, p. 5-15, Gauthier-Villars 1987.

[13] KALKER (J.J.) - Simplified theory of rolling contact. Progress report. *Serie C : Mechanical and aeronautical engineering and shipbuilding*, 1, p1-10, 1973.

[14] BOITEUX (M.). – Le problème de l'adhérence en freinage. Revue Générale des Chemins de Fer, 452, p. 28-40, mai 1998.

[15] BERTHIER (Y.), DESCARTES (S.), BUSQUET (M.), NICCOLINI (E.), DESRAYAUD (C.), BAILLET (L.), BAIETTO-DUBOURG (M. C.) The role and effects of the third body in the wheel-rail interaction. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 27, 5, p 423-436, Blackwell Publishing, may 2004.

[16] NICCOLINI (E.). Thèse présentée devant l'INSA. Adhérence roue / rail en traction. Réalité tribologique en condition de démarrage. 2001.

[17] COSSIE (A.) cours du CNAM 1983.

[18] Office de Recherche et d'Essais de l'Union Internationale des Chemins de Fer – Question B164 – Adhérence en freinage et anti-enrayeurs.

[19] Union Internationale des Chemins de Fer. 541-05 OR. Frein. Prescriptions concernant la construction de différents organes de frein. L'anti-enrayeur.

[20] SNR 1 rue des Usines 74 000 Annecy - www.snr-bearings.com.

[21] FAIVELEY Transport - 75 rue des Yvaudières - 37 700 Saint Pierre des Corps www.faiveley.com.

[22] Fiche UIC 615 i – Méthode de calcul de la capacité de traction des locomotives et automotrices électriques.

[23] FERBECK (D.). - Le système VAL appliqué au métro de Lille – Revue Générale des Chemins de Fer, mai 1981.

Dans les Techniques de l'Ingénieur

La gestion de l'adhérence fait appel à toutes les technologies relatives au génie électrique. De ce fait, la totalité du présent traité est concerné par le sujet.

Normes

[1] NF A 45-317 Produits Sidérurgiques Laminés à Chaud. Rail Vignole type 60 kg/m et éclisse. Profil : caractéristiques et tolérances.

[2] NF F 01-115 Matériel roulant ferroviaire. Profils de roulement pour voie normale. Caractéristiques.