

Adhérence et antienrayeurs

Le principe même de la circulation ferroviaire repose fondamentalement sur le seul phénomène de l'adhérence au niveau du contact roue-rail.

Ce contact roue-rail est essentiel, car c'est par lui que passent l'ensemble des efforts de traction et freinage. Il conditionne également de nombreux paramètres liés à la dynamique même de la circulation (stabilité, déraillement, etc...).

Les études théoriques (un peu !) et expérimentales (beaucoup !) des phénomènes physiques au niveau de ce contact roue-rail ont permis de cerner les facteurs qui peuvent influencer l'adhérence roue-rail, et de quantifier cette influence. Ces études ont abouti à la mise au point de dispositifs permettant de limiter les effets de la dégradation de l'adhérence, en exploitant en toutes circonstances le maximum des possibilités offertes à un instant donné par l'adhérence : ce sont l'anti-patinage en traction, et l'antienrayage en freinage.

Il faut néanmoins noter qu'en traction, une perte de performance due à l'adhérence dégradée se traduit au pire par une demande de secours suite à impossibilité de tractionner, et dans la majorité des cas par un peu de retard consécutif à des reprises de traction plus laborieuses.

En freinage en revanche, une perte de performances se traduit par un allongement de la distance d'arrêt, allongement qu'il faut limiter pour éviter l'accident (tamponnement du train précédent, déraillement dû à une vitesse trop élevée sur une zone à vitesse limitée). Autre facteur pouvant conduire au déraillement : le blocage d'essieu, appelé enrayage (d'où le nom d'antienrayeur, comme nous le verrons plus loin).

La suite de cette page vous propose une introduction au problème de l'adhérence, et comment il y est - de manière imparfaite, malheureusement... - pallié.

Le contact roue-rail

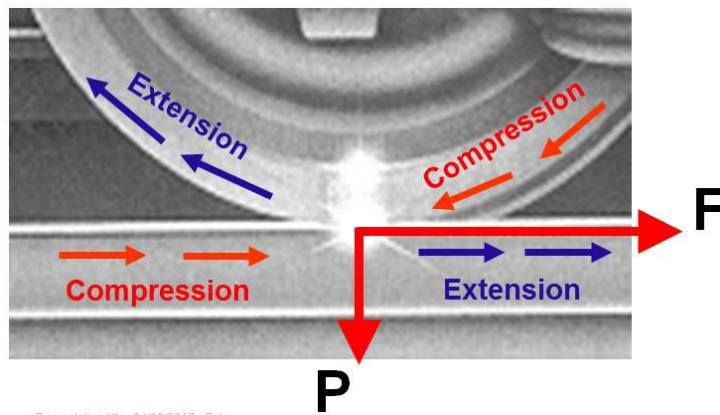
Les premières études concernant le contact roue-rail sont une conséquence des études menées par HERTZ sur la modélisation du contact de deux cylindres métalliques perpendiculaires, l'un roulant sur l'autre.

HERTZ a démontré que ce contact est de forme elliptique.

Cette théorie est aisément transposable au contact roue-rail, le champignon de rail étant de forme à peu près cylindrique à son sommet tandis que la table de roulement de la roue, malgré sa forme conique, peut être assimilée à un cylindre sur l'étroit cercle de roulement.

Il faut immédiatement se mettre en tête les dimensions moyennes de cette ellipse : le grand axe (dans la direction parallèle au rail) est de l'ordre de 1 à 2 cm, tandis que le petit axe (dans la direction perpendiculaire au rail) excède rarement 1 cm. La sécurité de circulation d'un train ne repose donc que sur quelques centimètres carrés !

Par l'ellipse de contact passent, entre autres, tous les efforts de traction et de freinage. A la suite des travaux de HERTZ et dans une optique plus ferroviaire, CARTER a montré, dans les années 1920, que ces efforts appliqués à la roue induisent des phénomènes de compression et de traction dans le matériau de cette roue, de même que dans le rail.

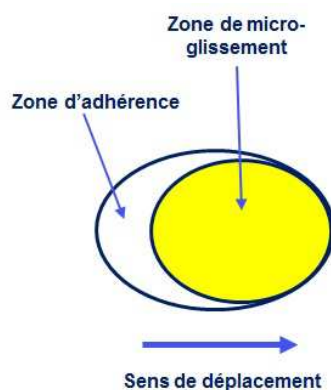


Contraintes générées dans la roue lors de la transmission d'un effort

Les signes s'inversent dans chaque constituant (roue et rail) suivant que l'on est en traction ou en freinage.

Ces contraintes de traction et compression engendrent des micro-déformations élastiques (c'est-à-dire réversibles) des matériaux de la roue et du rail. Ces déformations délimitent alors deux zones dans l'ellipse de contact :

- Une zone dite d'adhérence, dans laquelle la vitesse relative, au niveau microscopique, de la roue par rapport au rail est nulle.
- Une zone dite de glissement, dans laquelle la vitesse relative, au niveau microscopique, de la roue par rapport au rail est non nulle.



Division en deux zones de l'ellipse de contact (cas du freinage)

Le glissement dont il est ici question n'en est pas un à proprement parler, puisqu'il est l'image des déformations élastiques mentionnées plus haut : c'est pourquoi il est appelé pseudo-glissement, ou encore micro-glissement. Ainsi, si l'on observe la roue dans son ensemble – donc au niveau macroscopique – aucun glissement n'est constaté.

La dimension de la zone de pseudo-glissement s'accroît lorsque l'effort de traction ou de freinage augmente.

Lorsque le pseudo-glissement atteint environ 1% en valeur relative (soit rapporté à la vitesse de translation du véhicule), la zone de pseudo-glissement recouvre la totalité de l'ellipse de contact : le comportement de la roue change alors radicalement, et l'on constate un phénomène de glissement macroscopique. Le moment où le glissement réel apparaît correspond à l'effort maximal instantané que l'on peut transmettre au rail en traction ou freinage. Cet effort est, en gros, égal au poids (effort vertical) exercé sur la roue (c'est-à-dire la masse en kg multipliée par 9,81) multiplié par le coefficient d'adhérence. Ce dernier correspond à l'adhérence physiquement disponible au rail au moment où l'effort doit être transmis.

Adhérence roue-rail

Le phénomène de pseudo-glissement a été parfaitement modélisé et théorisé dans les 30 dernières années par un scientifique néerlandais, Mr KALKER.

En ce qui concerne le glissement réel en revanche - soit lorsque ce glissement dépasse 1% en valeur relative - les études théoriques ont vite été confrontées à des limites en termes de modélisation, et n'ont pas abouti à des modèles satisfaisants.

C'est pourquoi l'ORE, Office de Recherche de l'UIC (et qui s'appelle maintenant ERRI), a lancé au tout début des années 80 un groupe de travail sur l'adhérence entre roue et rail en freinage. Ce groupe de travail a exploré systématiquement ce phénomène au travers de multiples campagnes d'essais dans différents pays, pour en tirer des lignes directrices sur le comportement de l'adhérence roue-rail en fonction des différents paramètres influents identifiés. Ces campagnes ont été à la base de la conception des antienrayeurs modernes, comme nous le verrons plus loin.

Nous ne retracerons pas ici l'historique de ces travaux, mais donnerons simplement quelques pistes de compréhension. Pour les plus avertis ou les plus curieux, la revue Chemins de Fer (revue de l'AFAC) a publié, dans son numéro 452 et sous la plume de Michel BOITEUX (ancien "patron" du frein à la SNCF et président, de nombreuses années durant, du groupe de travail de l'ORE sur l'adhérence en freinage), un résumé fort complet et détaillé de ces travaux.

Définition de l'adhérence

On définit en réalité deux notions d'adhérence :

- L'adhérence sollicitée, qui est le rapport entre l'effort de traction ou de freinage et le poids exercé sur la roue (le poids étant, rappelons-le, la masse multipliée par l'accélération de la pesanteur, soit $9,81 \text{ m/s}^2$).
- L'adhérence disponible, qui est le rapport entre la réaction maximale qu'autorise le rail sous l'effet de l'effort de traction ou de freinage et le poids exercé par la roue.

Par conséquent l'essieu ne patine ou ne glisse pas tant que l'adhérence sollicitée n'excède pas l'adhérence disponible, laquelle peut varier comme nous le verrons plus loin.

Précisons simplement pour terminer sur ce point que, par développement des équations de la dynamique appliquées à un essieu et en faisant un certains nombres d'hypothèses simplificatrices, on démontre aisément que l'adhérence sollicitée est égale au rapport de la décélération de l'essieu sur l'accélération de la pesanteur (soit $9,81 \text{ m/s}^2$). La décélération de l'essieu étant celle du train lorsque l'essieu est en pseudo-glissement, l'adhérence sollicitée est donc en gros le dixième (puisque $9,81$ est proche de 10 ...) de la décélération du train : un train décélérant à 1 m/s^2 sollicite donc en moyenne au niveau de chaque essieu une adhérence de $0,1$, soit 10% . Attention !! Ceci n'est vrai qu'en freinage car l'ensemble des véhicules d'un convoi sont freinés : en traction, seuls certains essieux sont motorisés, et par conséquent l'adhérence sollicitée doit être beaucoup plus élevée que 10% pour obtenir une accélération de 1 m/s^2 ... (en gros, de l'ordre de 20% pour un train dont le taux de motorisation est de 50%).

Caractérisation de l'adhérence en freinage

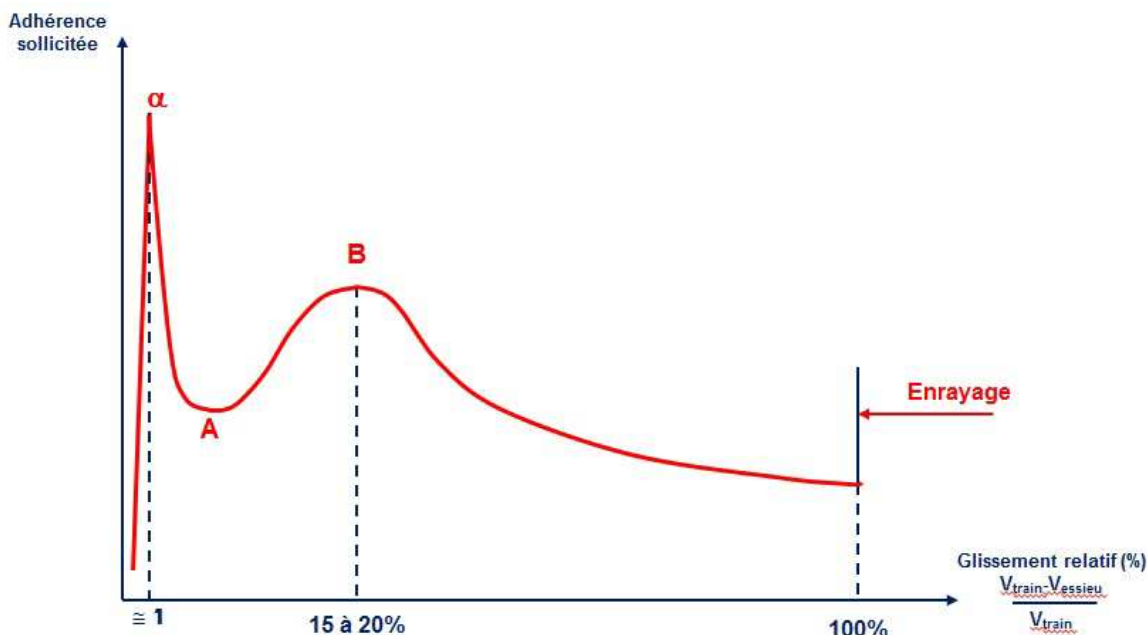
Comme vu plus haut, l'adhérence se caractérise par deux zones, en fonction du glissement entre roue et rail.

Le glissement est défini par la différence entre la vitesse tangentielle de la roue (vitesse linéaire au niveau de sa circonférence) et la vitesse de translation du véhicule. On définit alors le glissement relatif, qui est le rapport entre cette différence et la vitesse de translation du véhicule. Ce glissement relatif est donné en %. Un glissement relatif de 100% correspond ainsi à l'enrayage, c'est-à-dire au blocage de l'essieu.

Lorsque le glissement relatif est inférieur à 1% , nous avons vu que l'adhérence est le fruit du pseudo-glissement. Lorsque le glissement relatif est supérieur à 1% , l'adhérence évolue différemment suivant les circonstances.

L'étude théorique du pseudo-glissement, confirmée par les essais de l'ORE, ont démontré que dans la zone de pseudo-glissement, l'adhérence passe par un maximum qui a été dénommé "pointe de Kalker", ou "pointe α ". Ce maximum correspond en fait à l'adhérence effectivement disponible au niveau du rail.

Les expérimentations de l'ORE ont démontré qu'ensuite, lorsque le glissement relatif augmente au-delà de 1% (zone de glissement réel), l'adhérence chute très brutalement. Dans certaines conditions cependant, on constate ensuite une remontée de l'adhérence : celle-ci passe par un second maximum pour des glissements voisins de 15 à 20%, puis chute à nouveau jusqu'à prendre la valeur du coefficient de frottement acier sur acier une fois la valeur 100% (essieu bloqué) atteinte.



Courbe de l'adhérence en freinage (échelles non respectées)

Les nombreux essais menés par l'ORE ont mis en évidence les propriétés de ce second maximum, appelé communément "point B" :

- La position du point B dépend étroitement de la décélération avec laquelle l'essieu part en glissement : plus l'essieu se met à glisser vite, et moins l'adhérence au point B est élevée. C'est ainsi que le point B n'existe même pas si la décélération de mise en glissement de l'essieu excède une certaine valeur : on trouve alors la courbe en pointillés sur le graphique ci-dessus, que l'on peut qualifier de « loi naturelle » de l'adhérence roue-rail en freinage, et qui représente le comportement que tous les ingénieurs et techniciens du ferroviaire ont connu et observé durant des dizaines d'années.
- La courbe ci-dessus, et donc la position du point B (en abscisse et ordonnée) - voire l'existence de celui-ci - sont constamment variables dans le temps et l'espace : lorsque la roue roule sur le rail, la courbe varie à chaque seconde, ainsi qu'à chaque centimètre parcouru...
- L'adhérence au point B augmente au cours du freinage si l'on sait maintenir l'essieu en glissement : on parle alors de régénération de l'adhérence par entretien du glissement.

Cette propriété – très importante pour les freinistes - est probablement le résultat de plusieurs phénomènes, parmi lesquels :

- Un effet de nettoyage mécanique par glissement de la roue sur le rail au niveau du contact
- Un effet d'échauffement au niveau de ce contact, également dû au glissement.

Ainsi, l'adhérence au point B vue du véhicule peut doubler en quelques secondes de glissement, alors qu'elle reste constante au niveau du rail. C'est aussi ce qui explique que lorsque l'on maintient les essieux en glissement sur plusieurs véhicules successifs d'un train lors d'un freinage en adhérence dégradée, l'adhérence "vue" par chaque véhicule augmente au fur et à mesure que l'on s'éloigne de la tête du train, jusqu'à souvent arriver à ne pas avoir de départ en glissement sur les derniers véhicules.

Facteurs pouvant influencer l'adhérence entre roue et rail

De nombreux facteurs peuvent influencer l'adhérence entre roue et rail. Parmi ceux-ci, on note :

- La vitesse de circulation : plus celle-ci est élevée, moins l'adhérence disponible au rail est importante. On observe ainsi une remontée notable de l'adhérence aux basses et très basses vitesses.
- La charge à l'essieu : cela est dû au fait qu'à surface égale de l'ellipse de contact, l'adhérence est d'autant plus faible que la pression de contact (image de la masse) est élevée. Le fait ensuite que l'on estime qu'il faille de la masse pour permettre une meilleure sollicitation d'adhérence vient de la traction, pour laquelle la nécessité de transmettre un effort donné (pour démarrer le train, par exemple) implique d'augmenter la masse sur les essieux moteurs afin que l'adhérence sollicitée reste dans les limites de l'adhérence disponible (voir plus haut).
- Les conditions météorologiques : pluie, neige, glace, température, hygrométrie de l'air, etc...
- La pollution atmosphérique et industrielle : la combustion des énergies fossiles entraîne en particulier le dépôt sur la surface du rail de composés qui, mélangés à une faible quantité d'eau, forment sur la surface du rail un « film gras » qui dégrade fortement l'adhérence dans les zones urbaines et industrialisées.
- La situation géographique : certaines zones, notamment les traversées de secteurs boisés (entraînant en automne la présence de feuilles mortes humides sur les rails), sont réputées difficiles.
- Les profils respectifs de la roue et du rail, ainsi que le diamètre de la roue : plus la surface de l'ellipse de contact est importante à charge égale (voir ci-dessus), meilleure sera l'adhérence ; or cette surface est influencée par le diamètre de roue (plus celui-ci est grand, plus la surface est grande), ainsi que par les profils de la roue (conicité) et du rail.
- Le matériau de la roue et du rail : la surface de l'ellipse de contact dépend de la déformation (et donc des caractéristiques) des matériaux de la roue et du rail ; mais l'influence de ces paramètres reste cependant faible.
- L'état de surface de la table de roulement des roues : plus celui-ci est rugueux plus l'adhérence sollicitable sera élevée. D'où l'inclination de certains Exploitants pour le frein à semelles, ou l'installation de sabots dits "nettoyeurs". Cependant, ce phénomène n'existe que pour des semelles en fonte ou en matériau fritté, qui produisent un dépolissage de la table de roulement, donc un état rugueux ; les semelles en matériau composite (semelles organiques) maintiennent un état poli de la table de roulement, analogue à celui observé pour un essieu freiné par disques seuls : il n'y a alors dans ce cas aucune amélioration à attendre du côté de l'adhérence.
- La pose de la voie, et notamment l'angle d'inclinaison des rails (celui-ci ayant un effet direct sur la surface de l'ellipse de contact).

Comme on peut le constater, les facteurs influents sont nombreux. Certains peuvent être maîtrisés (charge à l'essieu, type et diamètre de roue, pose de voie, matériau du rail, état de surface de la table de roulement, etc...), tandis que d'autres sont aléatoires (notamment les conditions météorologiques et la pollution) : malheureusement, ces derniers sont les plus influents !...

Valeurs usuelles de l'adhérence

Parler de valeurs d'adhérence entre roue et rail donne lieu à des avis assez différents selon les conditions, mais aussi selon que vous parlez avec un tractionnaire ou un freiniste.

Dans l'absolu, l'adhérence sur rail sec se situe statistiquement dans un intervalle de 30 à 50% à très basse vitesse (quelques km/h), pour décroître ensuite très rapidement. On peut estimer qu'elle se situe autour de 15 à 20% pour des vitesses comprises entre 20 et 100 km/h. Ensuite, elle décroît de manière quasi linéaire et lente pour atteindre autour de 9 à 10% à 300 km/h.

Lorsque le rail est humide, les valeurs n'excèdent pas 10 à 15% aux basses vitesses, pour voisiner 4 à 5% à 300 km/h.

Sur feuilles mortes humides, l'adhérence est quasiment constante... mais autour de 1 à 2% !

Les tractionnaires essaient généralement d'exploiter au maximum l'adhérence, d'une part en raison du faible nombre d'essieux motorisés, et d'autre part parce que les effets d'un départ en patinage n'attendent pas à la sécurité. Les freinistes se doivent d'être beaucoup plus prudents, et se contentent généralement des valeurs basses dans chaque plage : l'adhérence sollicitée en freinage est souvent autour de 10 à 12%, pour ne pas excéder 15% (valeurs aux basses vitesses). Ces valeurs sont maintenant clairement indiquées dans les normes internationales comme dans les spécifications d'interopérabilité émises au niveau Européen, et doivent être considérée comme base dans la détermination des efforts de freinage.

L'antienrayeur

Pourquoi l'antienrayeur ?

La circulation des trains sur une ligne de chemin de fer est en général régulée grâce à un système de signalisation basé sur le principe du cantonnement : la ligne est découpée en portions de voie, baptisées cantons et protégées chacune par un signal.

La longueur de chaque canton est une donnée intrinsèque de la ligne, et définit ainsi la vitesse maximale des convois ainsi que leurs performances de freinage.

Cependant, afin d'améliorer le débit, les Exploitants sont souvent amenés à réduire la longueur des cantons : ceci impose aux matériels circulant à vitesses élevées (160 km/h et plus) des performances de freinage de plus en plus pointues.

Or nous avons vu précédemment que l'adhérence sollicitée en freinage est directement proportionnelle à l'effort de freinage. L'augmentation des performances de freinage implique donc sur les matériels à grande vitesse des sollicitations d'adhérence proches des limites admises sur rail sec (environ 15 %). Cette constatation a, en conditions d'adhérence dégradée, diverses conséquences :

- Allongement important des distances d'arrêt.
- Plats aux roues, consécutifs aux enrayages, lesquels plats peuvent, dans certaines circonstances, entraîner un déraillement.

C'est pourquoi l'apparition de matériels à grande vitesse (plus de 160 km/h) a nécessité le développement d'un dispositif permettant de s'affranchir des inconvénients dus aux conditions d'adhérence dégradée, et donc de respecter les conditions de sécurité des circulations et du matériel roulant.

Ainsi est né l'antienrayeur.

Histoire de l'antienrayeur

Rappelons que l'enrayage est le terme ferroviaire désignant un essieu bloqué en phase de freinage. Comme leur nom l'indique, les premiers antienrayeurs étaient des dispositifs destinés à éviter l'enrayage d'un essieu. Ces systèmes, mécaniques ou électroniques (de type analogique), agissaient donc par délestage complet de l'effort de freinage dès qu'un glissement d'essieu était détecté, puis rétablissement de l'effort lorsque le glissement avait disparu. Ce type d'appareil n'avait pas un fonctionnement satisfaisant. Il pouvait même être dangereux, entraînant dans certaines circonstances de forts allongements de distances d'arrêt : de 60 % à 115% constatés lors des essais !

Le fort développement de l'électronique numérique à la fin des années 70 et au début des années 80 a permis de réaliser des antienrayeurs plus sophistiqués et plus précis.

Parallèlement, l'étude théorique et expérimentale de l'adhérence roue-rail en freinage a permis de mieux cerner ce phénomène et les paramètres influents, et notamment de montrer que, dans certaines conditions, la courbe adhérence-glissement possède un maximum sur lequel il est possible de réguler (voir plus haut).

C'est ainsi que sont apparus, au début des années 80, les antienrayeurs dits à régulation du glissement. Le principe est ici non plus simplement de délester totalement le frein, mais de savoir réguler l'effort de freinage en temps réel de manière à maintenir en permanence entre roue et rail un glissement correspondant à l'adhérence maximale exploitable (point B de la courbe adhérence-glissement : voir plus haut).

L'apparition de micro-processeurs et micro-contrôleurs performants et bon marché a permis ces trente dernières années le développement d'antienrayeurs très performants, autorisant des efforts de freinage importants tout en limitant l'allongement des distances d'arrêt et en assurant la protection des organes de roulement en conditions d'adhérence dégradée.

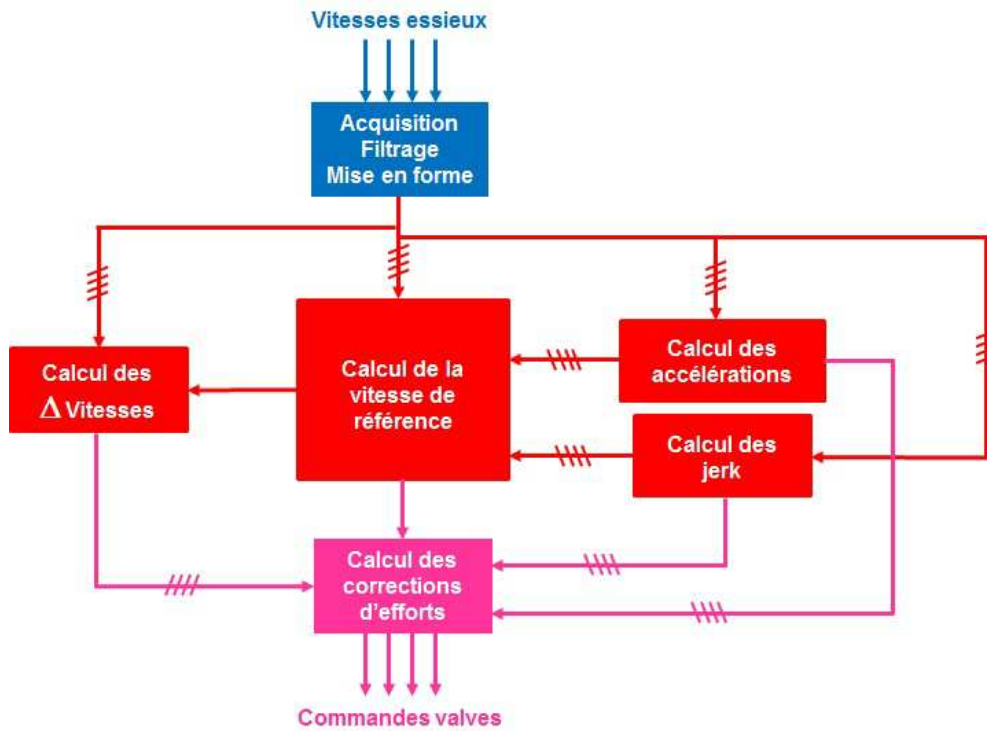
Principes de fonctionnement de l'antienrayeur moderne

L'antienrayeur moderne à régulation du glissement appartient à la deuxième génération d'antienrayeur, développée à partir de la fin des années 70.

Electronique, souvent à micro-processeur, il permet de réguler le glissement entre roue et rail de manière à adapter à tout moment l'effort de freinage à l'adhérence maximale exploitable.

Ce type d'antienrayeur utilise en général un algorithme de calcul d'une vitesse de référence (reconstitution de la vitesse du véhicule) et un algorithme de calcul des corrections utilisant des critères de différence de vitesse par rapport à cette vitesse de référence calculée, d'accélération et de jerk (dérivée de l'accélération) des essieux.

L'antienrayeur à régulation du glissement calcule une correction de l'effort de freinage, puis commande une correction de consigne de freinage (cas d'un antienrayeur intégré dans une électronique de commande de freinage), voire directement une correction de pression dans les cylindres de frein. Cette dernière action est réalisée, dans le cas d'un frein à actuation pneumatique, par le biais de relais d'échappement d'antienrayeur (valve électropneumatique à deux bobinages, pouvant prendre trois états : passant, pression stable en aval et inférieure ou égale à la pression en amont, vidange de la pression en aval).



Principe de fonctionnement d'un antienrayeur à régulation du glissement (cas d'une régulation essieu par essieu)

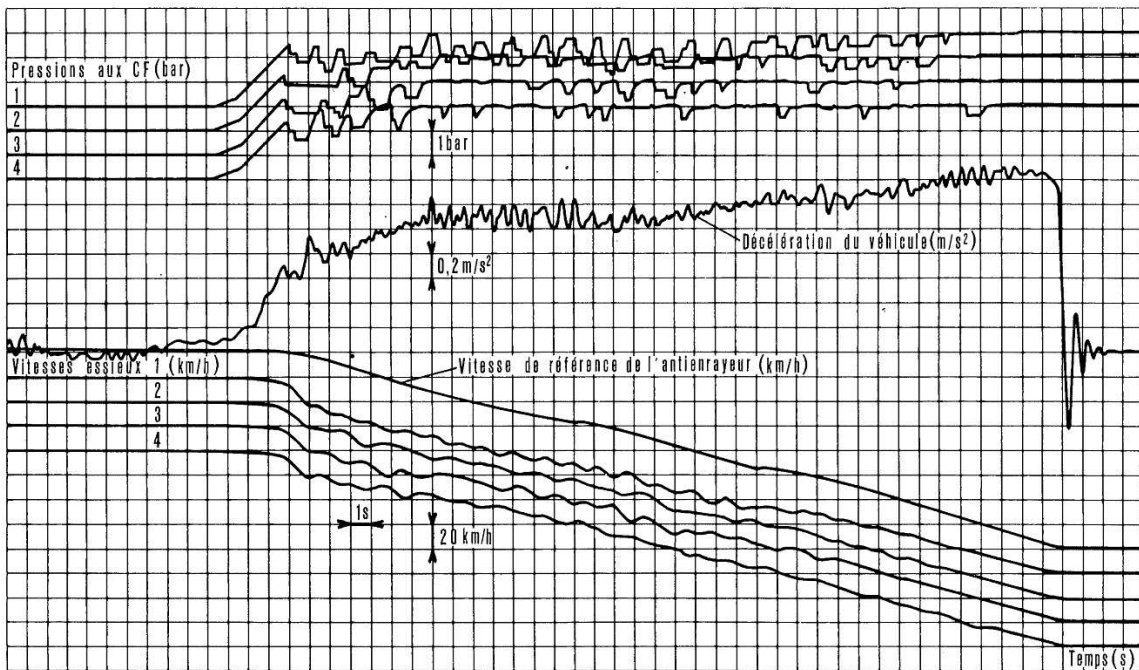
Suivant le type d'engin, sa puissance de freinage et sa vitesse de circulation, l'action de régulation de l'effort peut se faire bogie par bogie ou essieu par essieu, la mesure de vitesse étant de toute façon effectuée essieu par essieu (voire roue par roue sur certains bogies de tramways). Il est certains qu'une régulation essieu par essieu donne de meilleures performances que bogie par bogie.

Ce type d'antienrayeur équipe aujourd'hui tous les matériels récents sans exception : TGV bien sûr, mais aussi locomotives (en France : BB 26000, BB 36000, BB 27000 / 37000), voitures (une bonne partie des Corail), automotrices et automoteurs (MI2N, TER2Npg et ng, XTER, ATER, ZTER, AGC, Regiolis, Regio2N), métros à roulement fer (les métros sur pneumatiques n'en ont pas besoin...), tramways (tous les CITADIS et leurs homologues étrangers).

Performances des antienrayeurs modernes

Suivant les cas, les antienrayeurs permettent de limiter l'allongement de distance d'arrêt d'un train à 10 à 25% par rapport à la distance d'arrêt sur rail sec, l'adhérence devant le premier essieu du train étant de 5 à 8%. L'allongement est généralement d'autant plus faible que le train est long, car l'entretien du glissement des roues sur les premiers véhicules permet aux derniers de freiner sur un rail équivalent à un rail sec (voir ci-dessus)

L'exemple ci-dessous montre le freinage d'une voiture Corail au lancer, l'adhérence étant artificiellement dégradée par aspersion d'un mélange d'eau et de produit savonneux devant le premier essieu : l'allongement est ici de l'ordre de 36%, mais il s'agit d'un essai véhicule seul (donc une configuration très défavorable).



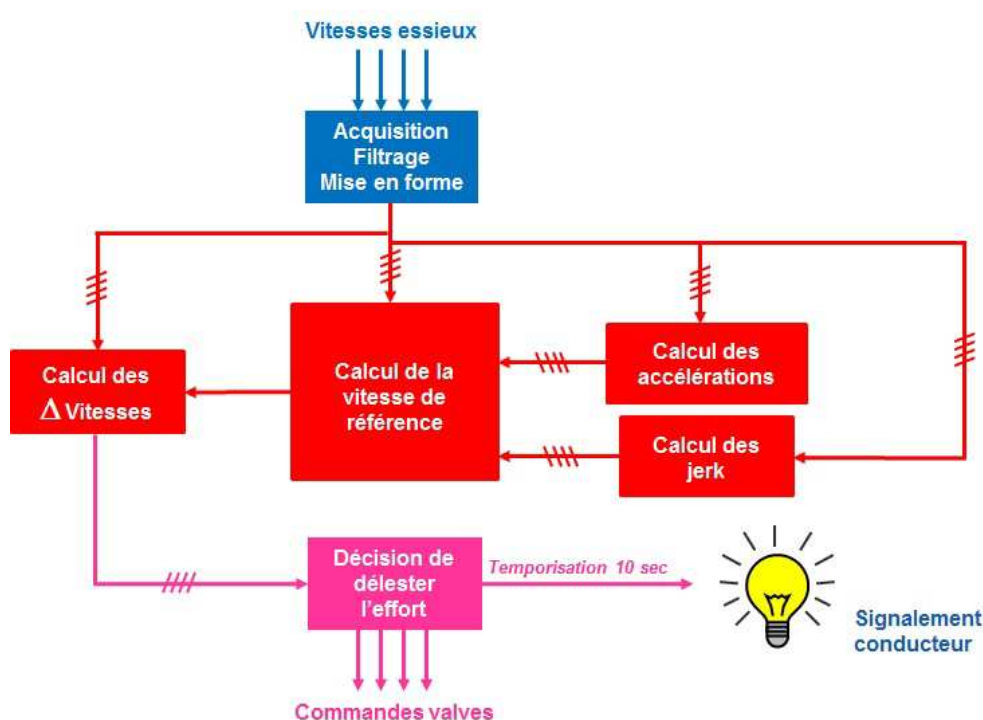
Exemple de freinage en adhérence dégradée lors d'un essai au lancer (RGCF Février 1986)

Détection de non rotation d'essieu

Appelée aussi "détection d'essieu bloqué", ce dispositif est en fait une redondance de l'antienrayeur. Installée exclusivement sur les TGV à l'heure actuelle, ce dispositif se doit d'être physiquement indépendant de l'antienrayeur.

La détection de non rotation d'essieu détecte toute différence très importante de vitesse entre un essieu et le train, différence non corrigée par l'antienrayeur pour cause de défaillance de celui-ci ou de phénomène dynamique particulier (chute très brutale de l'adhérence).

Le dispositif provoque tout d'abord un délestage complet de l'effort de freinage de l'essieu ou du bogie sur lequel la détection s'est faite. Si au bout de quelques secondes, l'essieu n'a pas ré-accélééré, le freinage est réappliqué (pour une question de sécurité), mais un signalement est délivré à l'agent de conduite : celui-ci doit alors arrêter le train immédiatement, pour prendre les mesures réglementaires qui s'imposent.



Principe de fonctionnement de la détection de non rotation d'essieu (cas d'un délestage essieu par essieu)

Antienrayeur faibles glissements

Sur certains engins équipés d'un frein dynamique puissant, il peut être intéressant de ne pas réguler le glissement lors de freinages de maintien prolongés ne sollicitant que ce frein dynamique.

Afin d'éviter malgré tout les départs en glissement des essieux, ces engins peuvent être équipés d'un antienrayeur dit "faibles glissements", lequel consiste en un antipatinage "à l'envers". Il est en effet chargé d'éviter tout glissement de la roue sur le rail de plus de quelques km/h.

Lorsqu'un glissement est détecté, cet antienrayeur déleste totalement et très rapidement l'effort du frein dynamique, puis le rétablit très rapidement jusqu'à un certain pourcentage de l'effort de départ, le retour à cette dernière valeur étant ensuite plus lent.

L'antienrayeur faibles glissements utilise les mêmes ressources et données d'entrée que l'antienrayeur à régulation du glissement (appelé alors comparativement antienrayeur "forts glissements"), auquel il est en général associé.

