



ÉCOLE POLYTECHNIQUE
FÉDÉRALE DE LAUSANNE

ENAC - IIC

CONCEPTION DES INFRASTRUCTURES DE TRANSPORT

Prof. A.-G. Dumont, Dr. P. Tzieropoulos

Le véhicule ferroviaire et sa dynamique

Daniel Emery

Février 2011



Groupe LITEP (GR-TZ)

LE VEHICULE FERROVIAIRE ET SA DYNAMIQUE

	Page
2. LE VÉHICULE FERROVIAIRE ET SA DYNAMIQUE	3
2.1 Introduction.....	3
2.2 Le véhicule ferroviaire.....	6
2.2.1 Principaux types de matériel roulant	6
2.2.2 Dispositions constructives générales.....	7
2.2.3 Caisse.....	7
2.2.4 Châssis, organes de choc et de traction.....	7
2.2.5 Organes de roulement	10
2.2.6 Dispositifs de suspension et d'amortissement	11
2.2.7 Dévers et insuffisance de dévers.....	12
2.2.8 Chaîne de traction.....	14
2.2.9 Organes de freinage	16
2.3 Rappel des lois de la mécanique du mouvement	19
2.4 Traction et freinage	20
2.4.1 Adhérence	20
2.4.2 Efforts de traction	21
2.4.3 Efforts de freinage	23
2.5 Forces résistantes	27
2.5.1 Résistance d'inertie	27
2.5.2 Résistances générales à l'avancement.....	27
2.5.3 Résistances locales à l'avancement	31
2.5.4 Résistances locales supplémentaires des tunnels	33
2.5.5 Résistance spécifique totale à l'avancement	35
2.5.6 Résistance au démarrage	35
2.6 Accélération et aptitude en rampes.....	35
2.7 Références bibliographiques.....	37

2. LE VÉHICULE FERROVIAIRE ET SA DYNAMIQUE

2.1 Introduction

Alors que la *cinématique* des circulations porte sur l'étude du mouvement d'un groupe de véhicules ou de convois, abstraction faite des forces qui le produise, la *dynamique* des circulations traite de la relation entre le mouvement du mobile et les forces qui le provoquent.

Ce sont donc les études de la dynamique des circulations qui permettent d'établir les relations entre le chemin parcouru (s [m]), le temps (t [s]) et la vitesse (V [km/h] ou v [m/s]) d'une part, et la consommation d'énergie (E [kWh] ou W [J]), d'autre part.

Ces relations sont établies en partant des lois de la mécanique, des caractéristiques des véhicules, de la topologie de la voie de circulation et de son aménagement, ainsi que de données expérimentales concernant les règles de conduite des véhicules et le comportement du personnel (cf. **fig. 2.1.1**).

Les études de la dynamique des circulations sont nécessaires (**fig. 2.1.2**) notamment lors :

- de la *conception* ou du *choix d'utilisation du matériel roulant*, comme par exemple lorsqu'il s'agit de déterminer les caractéristiques et performances des convois : aptitude en rampes et en courbe, accélération et décélération, vitesse maximale, capacité unitaire, etc.;
- de l'*aménagement de la voie de circulation, des installations fixes*, pour déterminer les caractéristiques et performances des convois aptes à utiliser pleinement les potentialités de l'infrastructure et des installations fixes;
- de la *préparation des programmes d'exploitation et des horaires*, ou lors d'*études de capacité*.

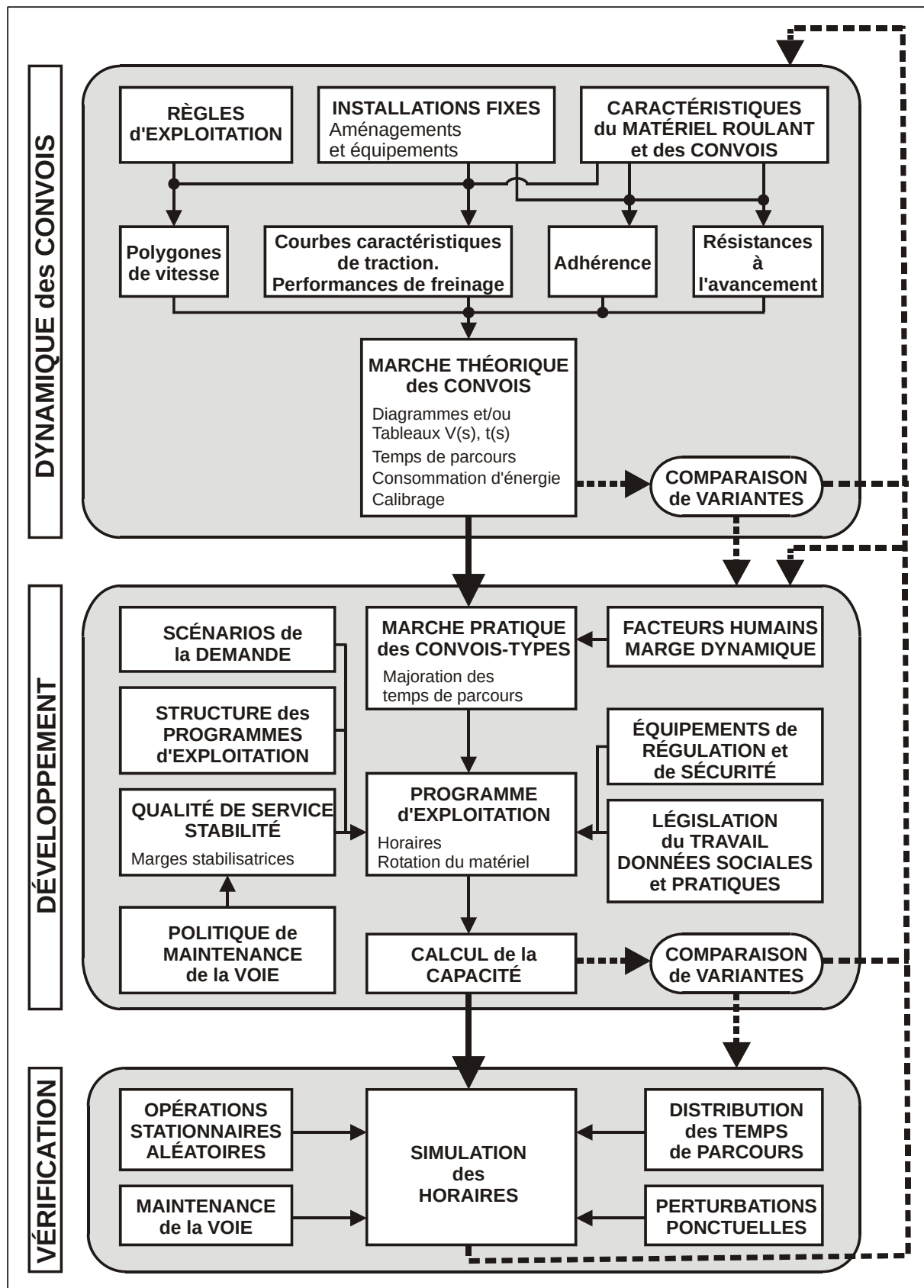


Figure 2.1.1 : Dynamique des convois et développement des programmes d'exploitation

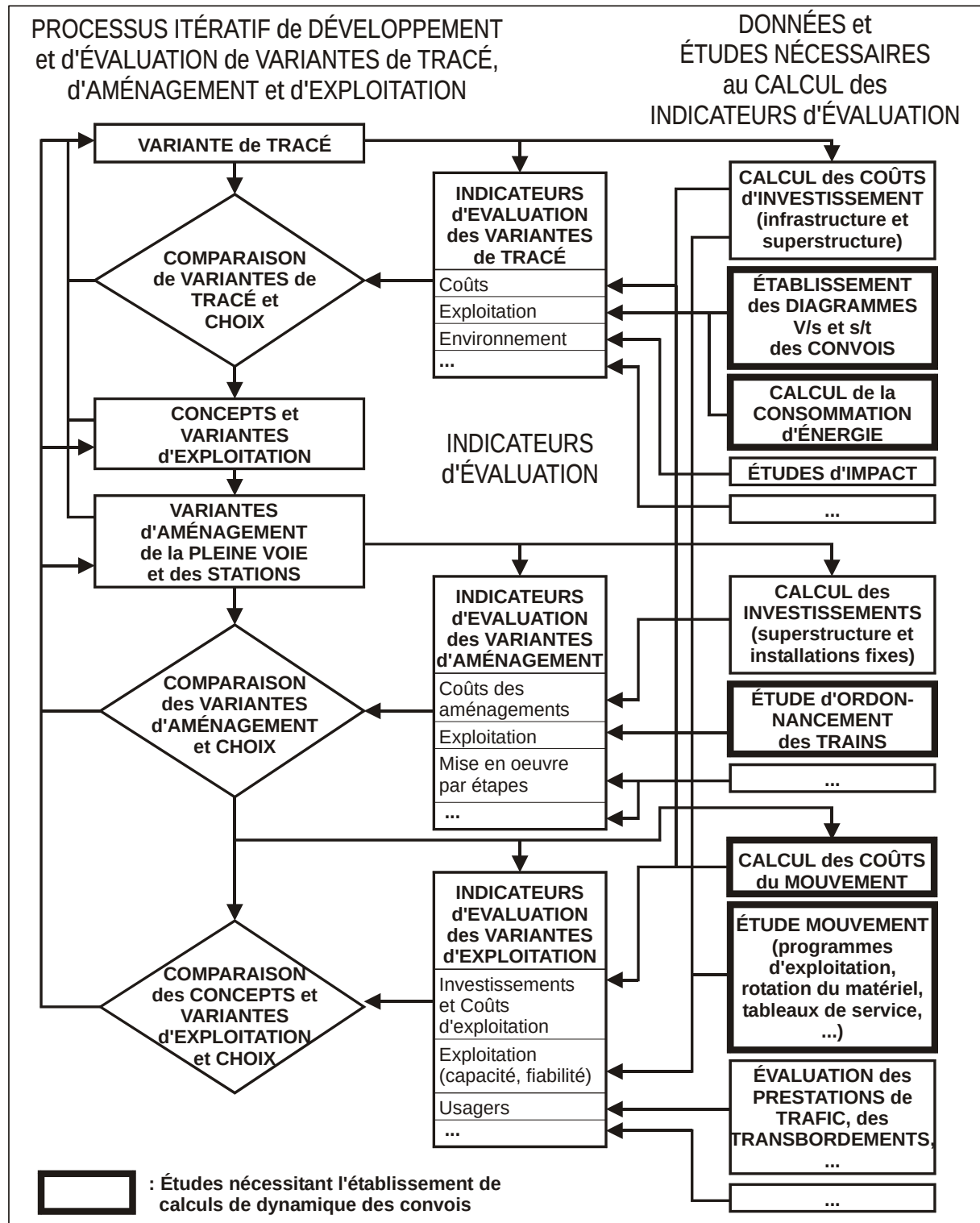


Figure 2.1.2 : Contributions des études de la dynamique des convois dans un projet

2.2 Le véhicule ferroviaire

Dans ce chapitre, la présentation du matériel roulant est limitée aux caractéristiques générales utiles aux études de dynamique et de cinématique.

2.2.1 Principaux types de matériel roulant

Le matériel roulant peut être classé en deux grandes catégories : le matériel **moteur** et le matériel **remorqué** (cf. tabl. 2.2.1). Au contraire du matériel remorqué dont les essieux ne participent pas à la transmission des efforts de traction, le matériel moteur compte au moins un essieu motorisé.

Le matériel moteur peut être formé d'un véhicule (locomotive, automotrice, tracteur) ou de plusieurs véhicules reliés entre eux de manière quasi permanente (rame automotrice). Une motrice désigne généralement un véhicule motorisé d'une rame automotrice.

Par l'expression **véhicule moteur** on désigne indifféremment une locomotive, un tracteur, une motrice, une automotrice, un autorail ou un fourgon automoteur.

	Désignation	Spécification
Matériel moteur :	Locomotive Tracteur	Ne transporte ni voyageurs ni marchandises
	Fourgons automoteurs	Peut transporter des lettres, colis et marchandises
	Automotrice	Peut transporter des personnes (alimentation primaire électrique)
	Autorail	Peut transporter des personnes (alimentation primaire thermique)
	Rame automotrice	Peut transporter des personnes (composée de plusieurs véhicules, certains pouvant être non moteurs)
Matériel remorqué	Rame tractée	Ensemble de véhicules non moteurs
	Voitures	Transport de personnes
	Fourgons	Transport de poste, colis, marchandises
	Wagons	Transport de marchandises, notamment en vrac ou encombrantes
	Trucks	Transport de véhicules d'un écartement différent

Tableau 2.2.1 : Définitions du matériel roulant ferroviaire

Matériel roulant pour la voie à écartement standard (voie normale)	Longueur [m]
Véhicule moteur à 2-3 essieux	8 - 12
Wagon à 2 essieux	10 - 15
Véhicule moteur et wagon à 4 essieux (2 bogies)	13 - 20
Véhicule moteur à 6 essieux (2-3 bogies)	18 - 22
Voiture et automotrice à 4 essieux (2 bogies)	20 - 27
Rame automotrice à grande vitesse	200
Rame articulée à 2-3 éléments	30-50

Tableau 2.2.2 : Longueur moyenne des véhicules et de quelques rames automotrices

Bien que la **longueur des convois** puisse encore être calculée à partir de son nombre d'essieux, l'apparition de rames articulées à segments parfois très courts amène à considérer directement la longueur totale des rames automotrices. Pour le matériel remorqué, il est souvent pris en compte la longueur unitaire des véhicules (cf. **tabl. 2.2.2**).

2.2.2 Dispositions constructives générales

Un véhicule ferroviaire peut être décomposé ainsi : la caisse et le châssis primaire, éventuellement des châssis secondaires (bogies ou bissels, cf. **fig.2.2.5 à 2.2.9**), et les essieux.

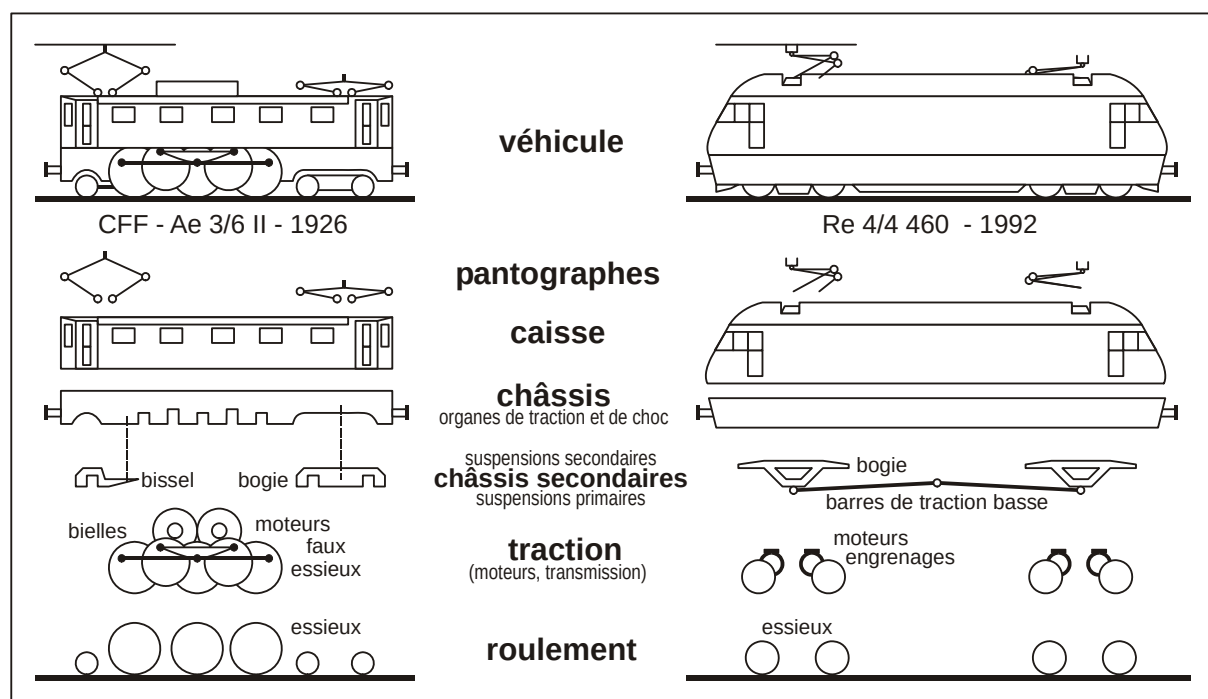


Figure 2.2.3 – Dispositions constructives générales.

2.2.3 Caisse

La caisse est l'habitacle destiné à protéger les équipements du véhicule, les personnes ou les biens à transporter.

Il est de plus en plus souvent difficile de distinguer la caisse du châssis.

Certains équipements sont placés au-dessus de la caisse (pantographes, résistances de freinages) et, de plus en plus souvent, au-dessous (convertisseurs électriques, systèmes de refroidissement).

2.2.4 Châssis, organes de choc et de traction

Rigide ou articulé, le châssis primaire supporte la caisse et son contenu. Il transmet les charges verticales soit directement aux essieux, soit indirectement en passant par l'intermédiaire de châssis secondaires (bogies ou bissels).

Il transmet également les efforts longitudinaux à l'aide d'un dispositif continu ou discontinu (cf. **fig. 2.2.4**) d'attelage. Dans l'attelage traditionnel à vis, les efforts de traction passent par les crochets et les efforts de compression par les tampons.

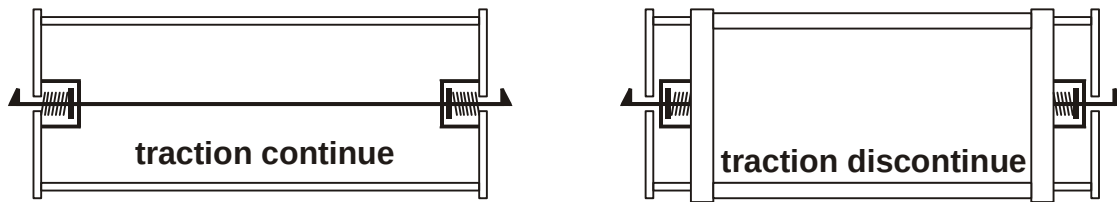


Figure 2.2.4 – Châssis : Traction continue et discontinue

L'utilisation de bogies regroupant deux ou trois essieux au sein du même châssis secondaire permet non seulement la réduction du poids par essieu, mais aussi l'allongement des véhicules tout en conservant de faibles angles d'attaque entre les roues et le rail dans les courbes (cf. **fig. 2.2.5**). Lorsque le bogie contient trois essieux, l'essieu médian est relativement mobile transversalement et le boudin de ses roues peut être aminci ou supprimé (cf. **fig. 2.2.6**).

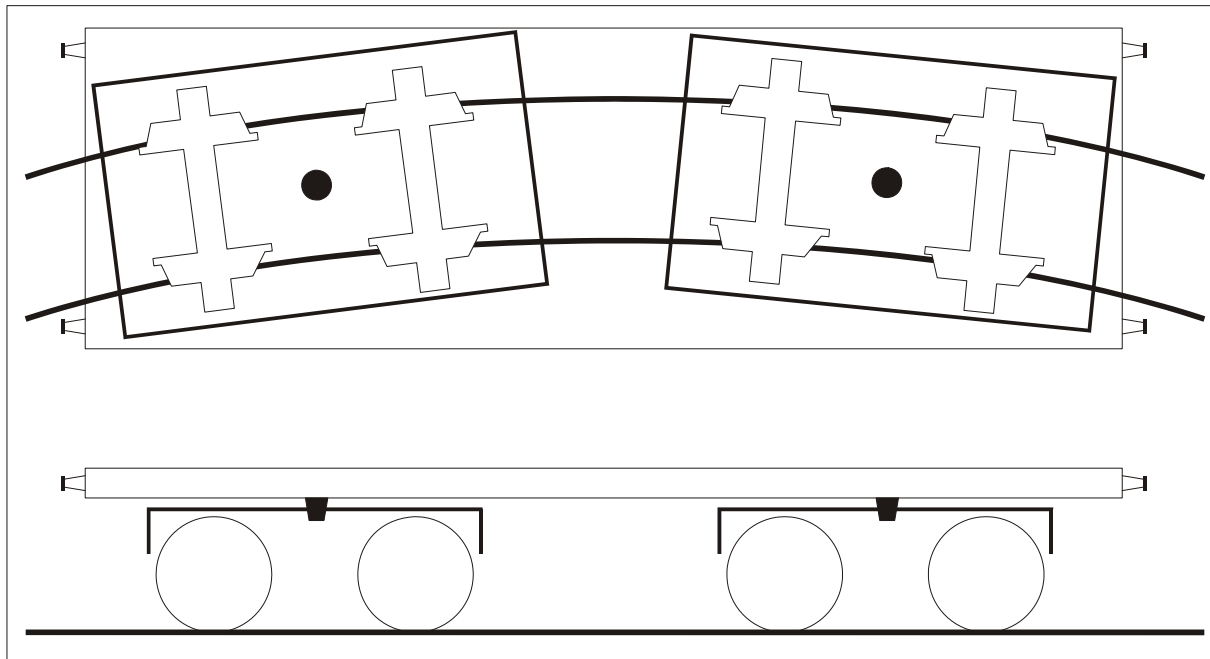
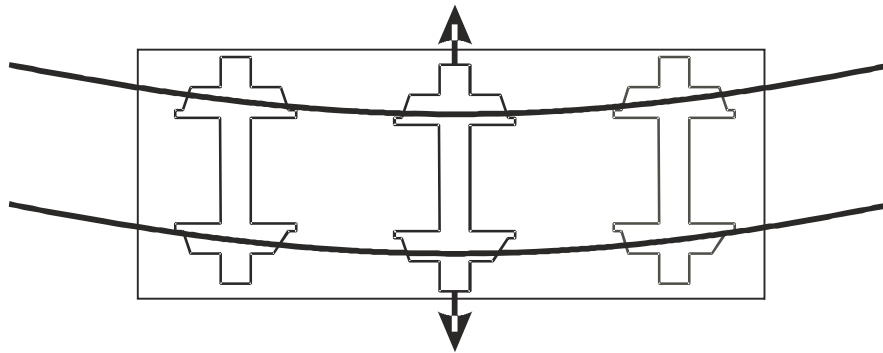


Figure 2.2.5 – Véhicule standard : Châssis sur 2 bogies à 2 essieux



standard : Bogie à 3 essieux

Figure 2.2.6 – Véhicule

Pour les bogies à deux essieux, des dispositifs mécaniques supplémentaires peuvent faciliter leur inscription en courbe (cf. fig. 2.2.7 et 2.2.8).

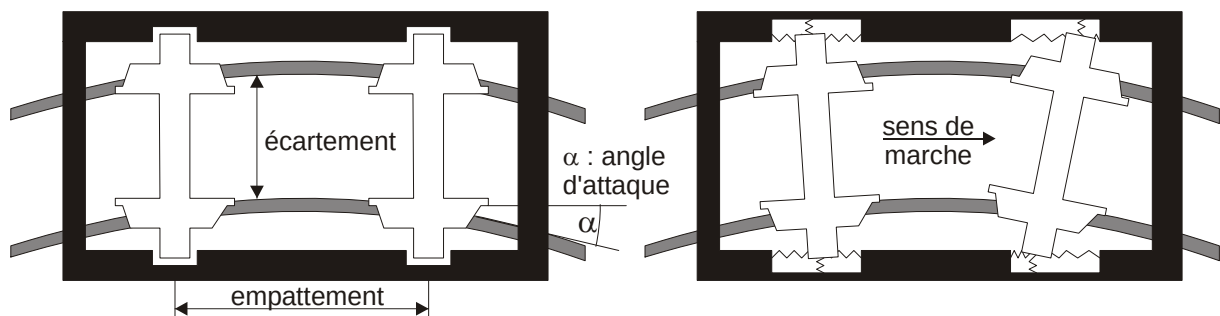


Figure 2.2.7 – Bogies : Essieux parallèles ou à orientation passive

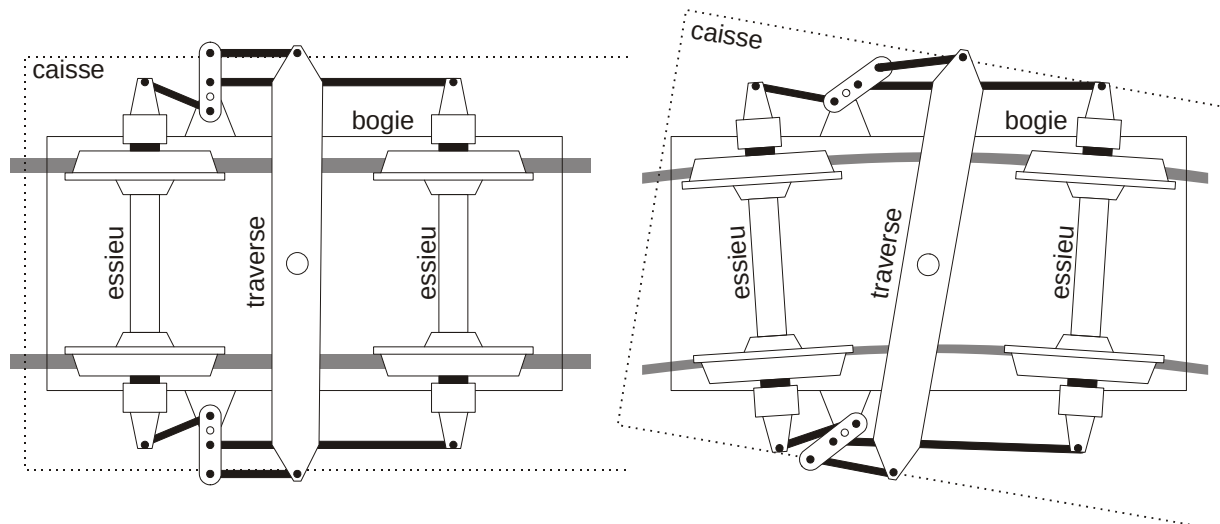


Figure 2.2.8 – Bogies : Essieux à orientation par la caisse (système "Navigator")

Le bissel à un essieu permet, lui aussi, une réduction de l'angle d'attaque mais ce dispositif n'est pratique que dans le cas de véhicules courts et légers au sein d'une rame insécable (cf. fig. 2.2.9).

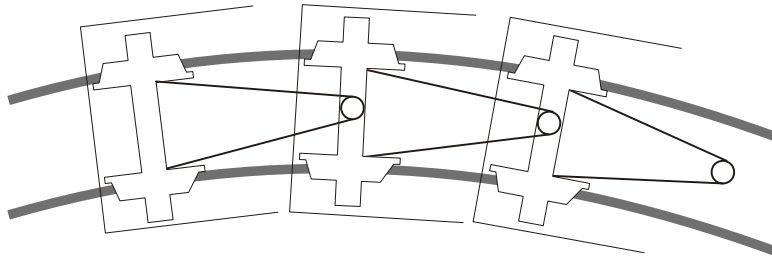


Figure 2.2.9 – Bissel : Système Talgo

2.2.5 Organes de roulement

La conception des organes de roulement est dictée par les caractéristiques particulières du système ferroviaire, à savoir la trajectoire imposée, la conicité des bandages, la présence de boudins pour le guidage.

Le roulement acier sur acier offre peu d'adhérence. Il demande généralement que les roues d'un même essieu soient solidaires, ce qui implique des phénomènes de glissement et de pseudo-glissement.

Les pressions spécifiques sont très élevées au point de contact rail / roue. Si P est la charge par roue [kN] et D le diamètre des roues [m], les études théoriques et l'expérience imposent un rapport de $P/D \leq 160$.

Matériel roulant pour la voie à écartement standard (voie normale)	Diamètre [m]	P/D [kN/m]
Matériel moteur, voitures et wagons (22,5t max par essieu)	0,92-1,10	100-120
Wagons plats surbaissés à huit petites roues (8t max par essieu)	0,36-0,38	105-110
Wagons plats multifret (17t max par essieu)	0,84	100
Rame automotrice à grande vitesse (17t max par essieu)	0,92	90
Véhicule à inclinaison de caisse (13t-14t max par essieux)	0,87-0,89	70-75

Tableau 2.2.10 : Diamètre des roues et charge maximale par essieu

Le diamètre minimal des roues peut aussi dépendre de la vitesse de circulation et du problème de franchissement des lacunes des appareils de voie.

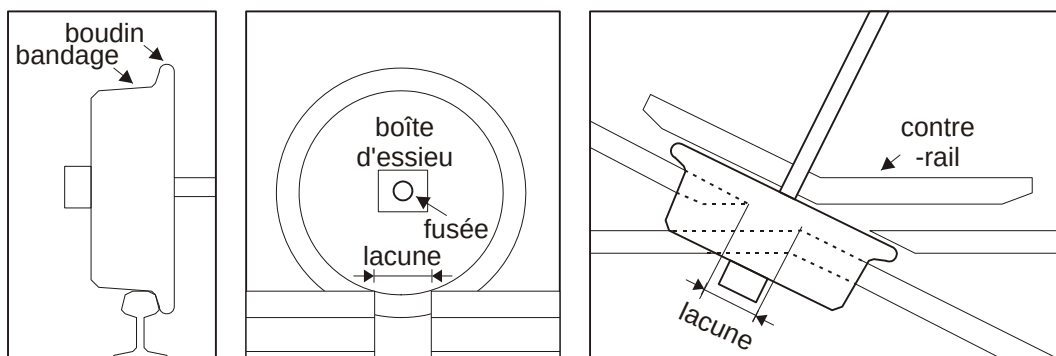


Figure 2.2.11 – Contraintes géométriques pour les roues ferroviaires

2.2.6 Dispositifs de suspension et d'amortissement

Les oscillations des véhicules sont provoquées par le tracé de la voie et ses irrégularités et dépendent du matériel roulant. Elles sont la combinaison des effets de rotation et de translation (cf. **fig. 2.2.12**). La combinaison des effets de tamis et de torsion avec l'avancement général du véhicule engendre un **mouvement de lacet**.

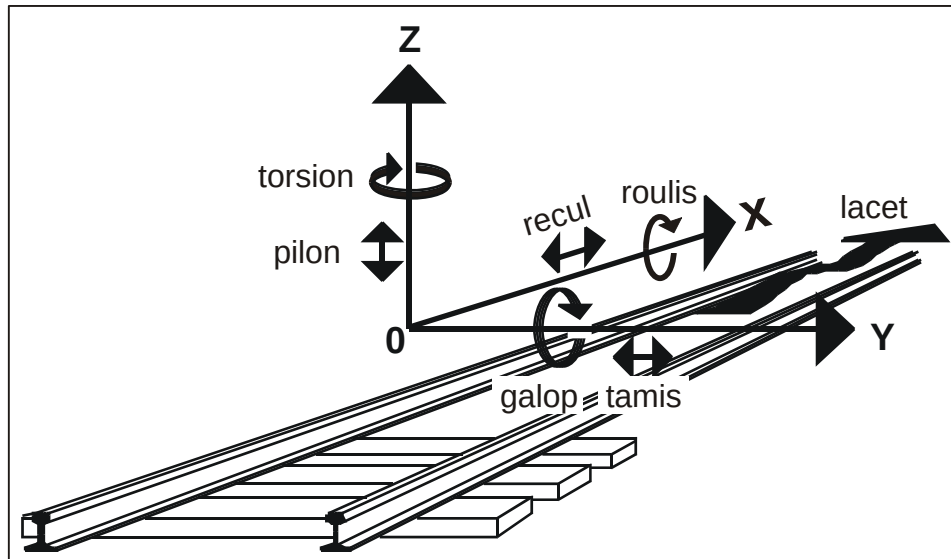


Figure 2.2.12 – Mouvement de lacet et les six effets élémentaires

Les organes de suspension et d'amortissement répartissent les charges et amortissent les chocs, les trépidations et les oscillations lentes.

Pour les véhicules sans bogies, la fonction de suspension et d'amortissement est assurée principalement par des ressorts à lame.

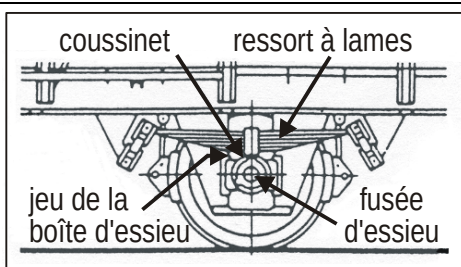


Figure 2.2.13 – Suspension d'un essieu de wagon

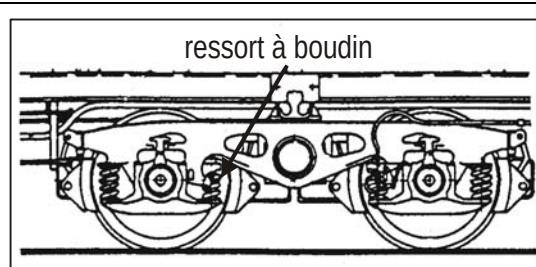


Figure 2.2.14 – Suspension d'un bogie de wagons

Pour les véhicules à bogies, la suspension primaire entre les essieux et le bogie est généralement assurée par des ressorts à boudin. La suspension secondaire entre les bogies et le châssis principal peut être réalisée par des ressorts hélicoïdaux, des ressorts à lame, des barres de torsion ou des ressorts pneumatiques.

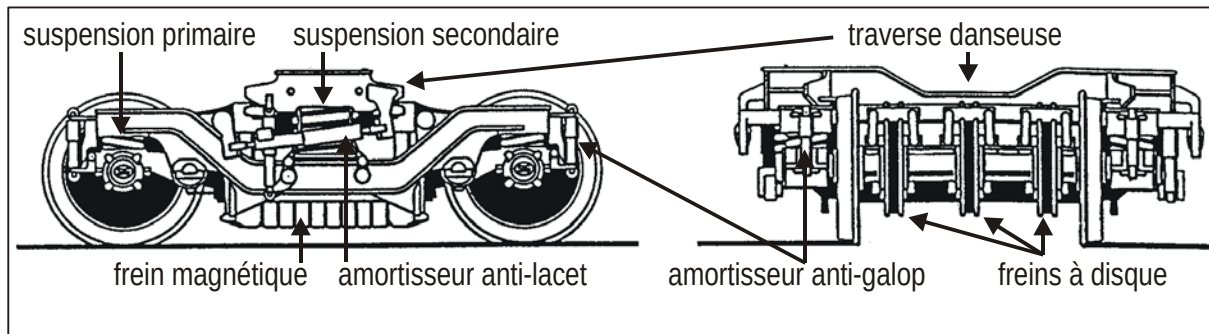


Figure 2.2.15 – Suspensions des voitures et amortisseurs

Pour améliorer la qualité de roulement et le confort, des amortisseurs anti-galop sont généralement placés en parallèle aux ressorts de la suspension primaire et des amortisseurs anti-lacet, verticaux et transversaux relient les bogies à la caisse.

2.2.7 Dévers et insuffisance de dévers

2.2.7.1 Sécurité et confort en courbe

Le dévers maximum qu'il est possible de donner à une voie en courbe est limité par les exigences de raccordements d'entrée et de sortie de courbes ainsi que par la coexistence de trains rapides et de trains lents sur les mêmes lignes. Le taux de variation du dévers est généralement de $1-1\frac{1}{2}$ mm/m ou de 50-60 mm/s au maximum. Il faut aussi garantir que le poids d'un train marchandises lent ne surcharge pas le rail inférieur, et qu'un redémarrage de ce train ne fasse pas basculer les wagons à l'intérieur de la courbe.

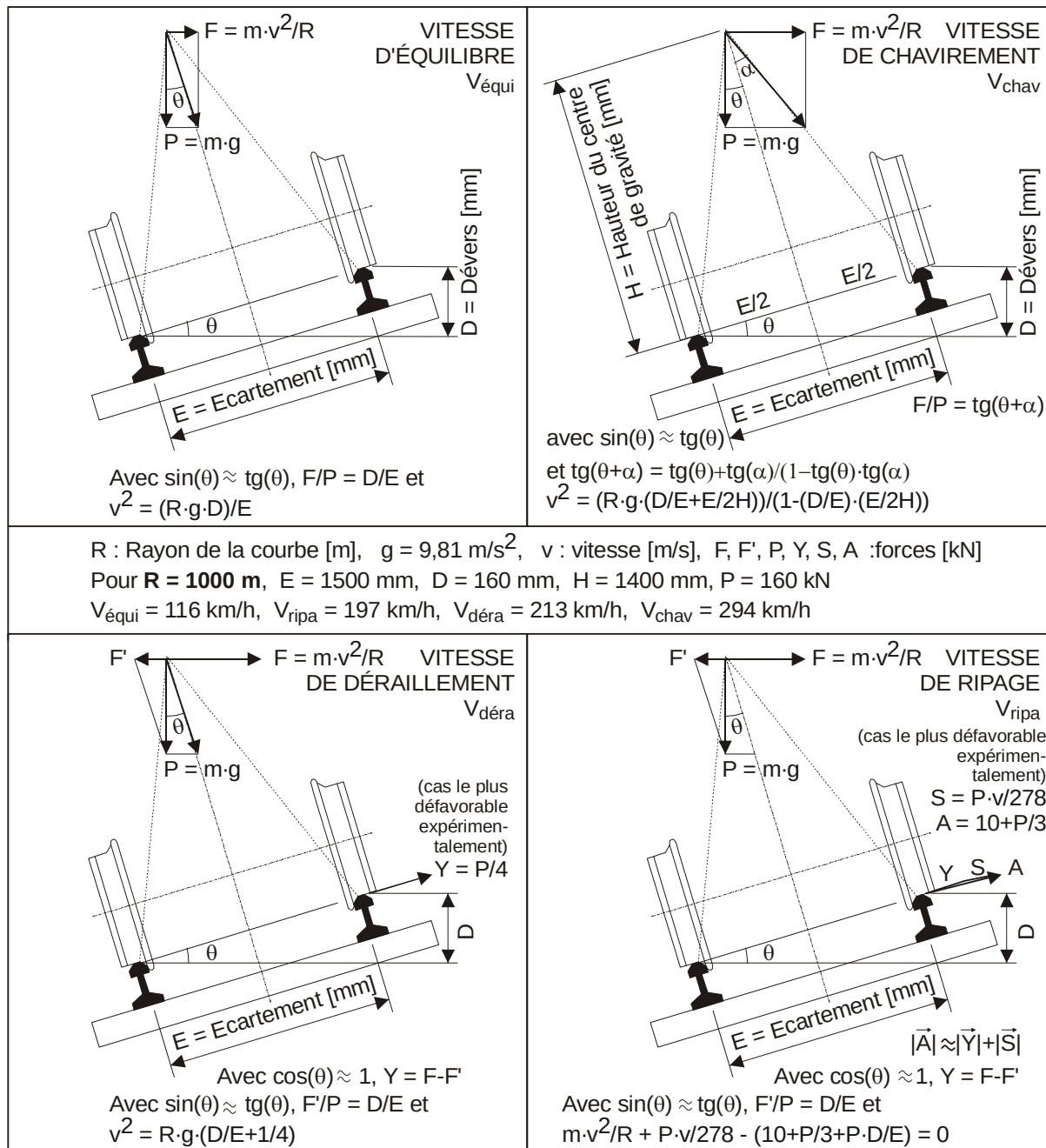


Figure 2.2.16 – Vitesse d'équilibre, limite de chavirement, limite de déraillement et limite de ripage.

Pour ces raisons, le dévers ne peut dépasser une valeur maximale : 150-180 mm pour une voie à écartement normal. Lorsqu'un train roule plus vite que la vitesse d'équilibre, il apparaît une accélération latérale non compensée par le dévers et des forces transversales s'appliquent et peuvent occasionner le chavirement du véhicule vers l'extérieur, le déraillement du véhicule par montée du boudin d'une roue sur le rail extérieur, le ripage de la voie vers l'extérieur de la courbe, et l'inconfort des occupants (cf. fig.2.2.16).

C'est la limite de ripage qui est généralement déterminante quant à la sécurité. Pour les voies sans ballast à courbes de grand rayon, c'est la vitesse de déraillement qui est déterminante.

Pour les courbes de faible rayon soumises à des vents latéraux, il convient d'être attentif à la limite de chavirement.

Dans la plupart des cas, la limite de sécurité correspond à une accélération latérale non compensée dans le plan des voies de 2 m/s^2 .

Pour le confort du voyageur il est admis une accélération latérale non compensée maximum de $0,8$ à $1,05 \text{ m/s}^2$ selon les normes de confort et l'état de la voie.

Pour une voie à écartement normal, la correspondance entre l'accélération latérale compensée ou non et le dévers - ou l'insuffisance de dévers - est :

$$1,00 \text{ m/s}^2 \hat{=} 153 \text{ mm} \quad (\text{Equation 2.2.17})$$

Cette égalité explique notamment pourquoi les expressions "réduction de l'accélération latérale non compensée" et "compensation de l'insuffisance de dévers" sont équivalentes.

2.2.7.2 Domaine d'application

RAYON	DÉVERS	VITESSE [km/h]	
Rayon minimal des courbes [m]	Dévers maximum usuel CFF[mm]	Valeurs usuelles CFF (accél. lat. non compensée de $0,8 \text{ m/s}^2$)	Limite inférieure de ripage des voies (16 t/essieu)
350	150	90	125
390	150	95	130
435	150	100	135
480	150	105	145
525	150	110	150
575	150	115	155
625	150	120	160
675	150	125	165
790	128	130	170
920	110	135	180
1040	98	140	185
1200	86	145	190
1345	76	150	200
1490	68	155	205
1645	62	160	215

Tableau 2.2.18 – Vitesse limites en courbe pour les trains conventionnels et à inclinaison de caisse (voie normale)

2.2.8 Chaîne de traction

Ce paragraphe traite des aspects généraux relatifs à la chaîne de traction. Les performances sont traitées dans le §.2.4. Une chaîne de traction se compose au minimum d'organes de captage ou de production d'énergie et d'organes de transmission de cette énergie aux organes de roulement.

Les lignes sur lesquelles circulent les véhicules ferroviaires peuvent être électrifiées ou non. Trois grandes familles de chaînes de traction se partagent la traction sur les réseaux de chemins de fer : la traction à vapeur; la traction diesel et la traction électrique. Le rapport poids/performance des batteries étant très faible, la traction électrique est alimentée par une ligne ou un rail de contact au moyen de pantographes ou de frotteurs.

La chaîne de **traction à vapeur** fait généralement appel au charbon comme énergie primaire. Obtenue par ébullition dans une chaudière, la vapeur d'eau à plus ou moins haute pression et température peut être distribuée aux pistons mécaniquement reliés aux essieux au moyen de bielles. Cette chaîne a un très faible rendement énergétique; elle est bruyante et polluante.

La **traction diesel** est le mode de traction le plus répandu dans le monde car elle ne nécessite pas l'installation d'une ligne d'alimentation électrique au-dessus ou à côté des voies. La traction diesel a un meilleur rendement énergétique et est moins bruyante et moins polluante que la traction à vapeur. Pour offrir un couple élevé, le moteur diesel doit tourner aux alentours de son régime nominal. Cela implique une transmission à démultiplication variable.

	Organes de transmission usuels
Transmission diesel-mécanique	Boîte à vitesse mécanique à embrayage mécanique
Transmission diesel-hydraulique	Coupleur hydraulique à convertisseur de couple
Transmission diesel-électrique	Génératrice électrique et moteurs électriques

Tableau 2.2.19 : Principales transmissions pour la traction Diesel

La transmission diesel-mécanique est réservée aux autorails de faible puissance, alors que la transmission diesel-électrique n'est utilisée que pour les locomotives puissantes pouvant offrir la place pour la génératrice et les moteurs de traction. Dans la plupart des cas, la transmission diesel-hydraulique se révèle être optimale, notamment grâce aux innovations technologiques concernant les coupleurs hydrauliques à convertisseurs de couple.

	(poids total)	Nb d'essieux moteurs/totaux	Puissance continue	Puissance par essieu moteur	Vitesse maximum
Suisse - Locomotive Re460+350 t (430 t) ¹		4/32 (=12½%)	6 100 kW	1 525 kW	230 km/h
France - TGV Duplex (424 t) ²		8/26 (=30%)	8 800 kW	1 100 kW	300 km/h
Allemagne – ICE 2.2 (440 t) ³		16/32 (=50%)	8 000 kW	500 kW	330 km/h
Suisse/Italie – Cisalpino ETR 470 (503 t) ³		12/36(=33%)	5 880 kW	490 kW	200 km/h
Suisse – ICN RABDe 500 (395 t) ³		8/28 (=28%)	5 200 kW	650 kW	200 km/h

¹ : Rame tractée

² : Rame automotrice à motorisation concentrée

³ : Rame automotrice à motorisation répartie

Tableau 2.2.20 : Motorisation de quelques compositions voyageurs

Hormis les investissements élevés que nécessite la **traction électrique** (cf. §.1.2), cette dernière se révèle la plus performante. Les progrès dans la réalisation des moteurs électriques et de l'électronique de puissance ont permis de passer de gros moteurs tournant lentement, montés sur châssis et entraînant les essieux par des bielles, à des moteurs individuels, plus simples et ayant un rapport poids/puissance très favorable. L'effort de traction peut être modulé sur chaque essieu moteur en fonction de sa charge et de ses conditions d'adhérence. Des locomotives électriques dont les quatre essieux sont moteurs peuvent développer jusqu'à 6200 kW tout en respectant un poids à l'essieu de 21 t. Le bruit se limite aux ventilateurs de refroidissement des moteurs et de l'électronique de puissance, et la pollution le long des voies

est quasi nulle. Le rendement est élevé sur la totalité de la chaîne car les unités de production d'électricité peuvent être optimisées (couplage chaleur-force, centrales hydrauliques, ...) et la conversion d'énergie électrique en énergie mécanique est très performante.

Enfin, l'utilisation de moteurs électriques petits, simples et puissants permet de les répartir tout au long d'une rame automotrice, lui permettant ainsi d'utiliser au mieux les conditions d'adhérence grâce à un pourcentage d'essieux moteurs élevé (cf. §.4.2).

2.2.9 Organes de freinage

Les dispositifs de freinage ont un triple rôle : régler la vitesse et garantir l'arrêt normal ainsi que l'arrêt d'urgence du convoi. On distingue trois types de freins principaux :

2.2.9.1 Types de frein

- les freins **mécaniques**. Ils agissent par frottement directement sur la surface de roulement de la roue (freins à sabot) ou sur l'essieu (freins à tambour et freins à disque). Le frottement dissipe l'énergie cinétique en chaleur. Les semelles en fonte des sabots de frein étant bruyantes, elles sont remplacées de plus en plus par des matériaux composites.
- les freins **électriques**. Ils utilisent la propriété qu'ont les moteurs électriques de pouvoir fonctionner comme génératrices. Le courant ainsi produit peut alors être dissipé dans des résistances de puissance situées généralement en toiture (freins **rhéostatiques**). Moyennant une préparation particulière le courant peut aussi être renvoyé au réseau d'alimentation à condition que ce dernier puisse utiliser cette énergie supplémentaire (freins à **récupération**).
- les freins à **courants de Foucault**. sont indépendants des conditions d'adhérence rail-roue car ils agissent directement entre le véhicule et le rail. Le circuit magnétique est généralement formé d'électro-aimants, placés quelques 5-8 mm au dessus du rail, et du rail au travers duquel il se referme. Le mouvement du véhicule conjugué au champ magnétique induit des courants dans le rail qui l'échauffent et provoquent un effort de freinage.

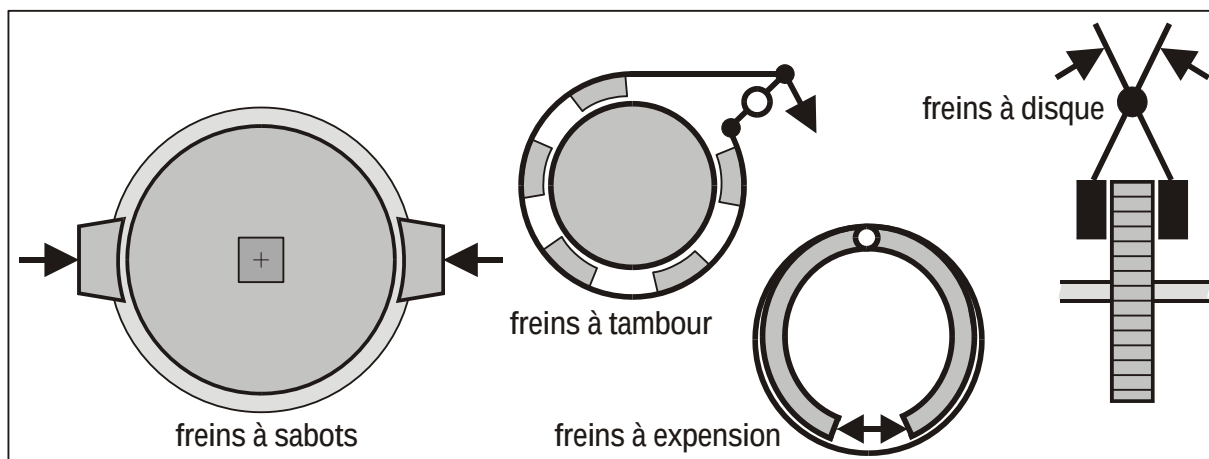


Figure 2.2.21 – Types de freins mécaniques (à sabot, à tambour et à disque)

2.2.9.2 Freinage d'immobilisation

Les véhicules peuvent être maintenus immobiles par un ou plusieurs de leurs freins mécaniques. La commande est à main, à vis ou à levier qui agit généralement sur les sabots ou les disques au moyen d'une tringlerie. Parfois des freins électromagnétiques à patins sont utilisés. Ils se différencient des freins à courant de Foucault par l'application des patins contre les rails. Rien ne remplace toutefois la cale mise entre la roue et le rail.

2.2.9.3 Freinage de retenue

Les freins doivent être appliqués lorsque la pente de la voie est telle qu'elle accélère les véhicules au-delà de la vitesse maximale autorisée. Le freinage électrique est le plus approprié car son intensité est facilement modulable, sa mise en oeuvre et son relâchement sont immédiats, et il est silencieux. De plus, l'énergie peut être souvent récupérée pour alimenter les auxiliaires (p.ex. compresseurs), le chauffage, la climatisation, ou même la traction d'autres trains.

En absence de freins électriques ou lorsque leur puissance est insuffisante, il faut faire appel aux freins mécaniques (cf. §.2.2.9.1).

2.2.9.4 Freinage de décélération et d'arrêt

Si le train est léger et dispose de freins électriques puissants, ce dernier suffit pour obtenir la décélération souhaitée. Dans tous les autres cas, il est fait appel au freinage mécanique qui va s'appliquer sur la grande majorité des essieux du convoi.

Tout convoi doit être muni au minimum d'un dispositif de **freinage automatique**. Ce type de frein est réalisé en sécurité, assurant un freinage d'urgence en cas de rupture d'attelage ou de mise à la pression atmosphérique de la conduite principale. Dans la très grande majorité des cas cette conduite contient de l'air comprimé à 5 bars environ. Elle relie entre eux les distributeurs pneumato-mécaniques de freinage des véhicules. Toute baisse de pression dans cette conduite va mettre en service le freinage mécanique (cf. fig. 2.2.22 et 2.2.23). Les commandes de frein modernes permettent une gradation de l'effort aussi bien au serrage qu'au desserrage.

La variation de pression dans la conduite principale ne se propage qu'à des vitesses de l'ordre de 200 à 400m/s ce qui est problématique pour les longs trains marchandises, les premiers wagons commençant à freiner alors que les suivants, pas encore freinés, les pressent de l'arrière. Ainsi, pour les trains longs composés de véhicules disparates et inégalement chargés, il est fait usage d'une commande de freinage lente (frein marchandises M). Au contraire, pour les trains voyageurs, la mise en action du freinage peut être plus rapide (frein voyageur V et frein rapide R).

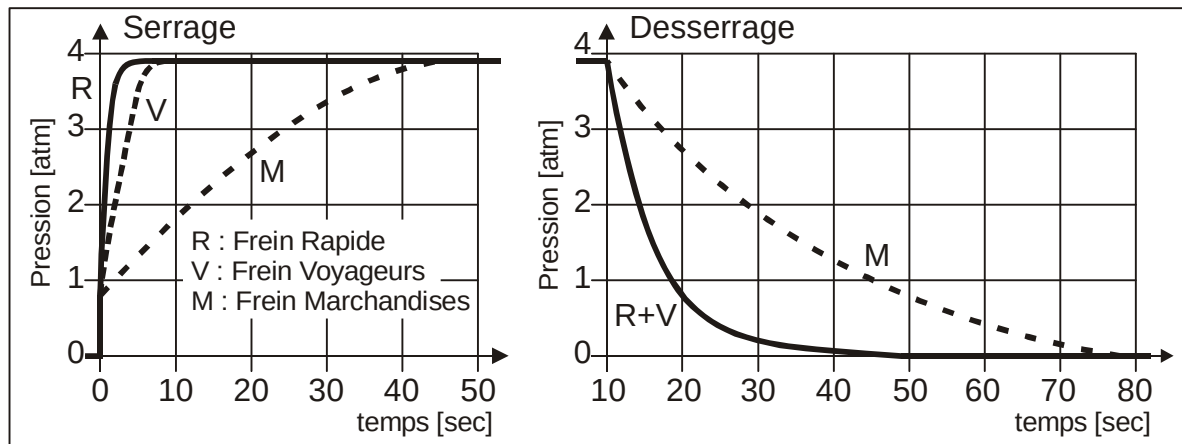


Figure 2.2.22 – Variation de la pression dans le cylindre de frein

Pour garantir la simultanéité et la finesse du freinage le long du train, la conduite principale peut être doublée d'un câble électrique commandant une mise en action rapide et simultanée du freinage sur tous les véhicules.

Sur certains wagons, un dispositif vide-charge permet d'appliquer un effort de freinage adapté à la charge par essieu (cf. fig.2.4.15). Enfin, sur des wagons anciens devant circuler sur de fortes pentes, un dispositif plaine-montagne permet de ralentir le desserrage du frein (cf. fig.2.2.22).

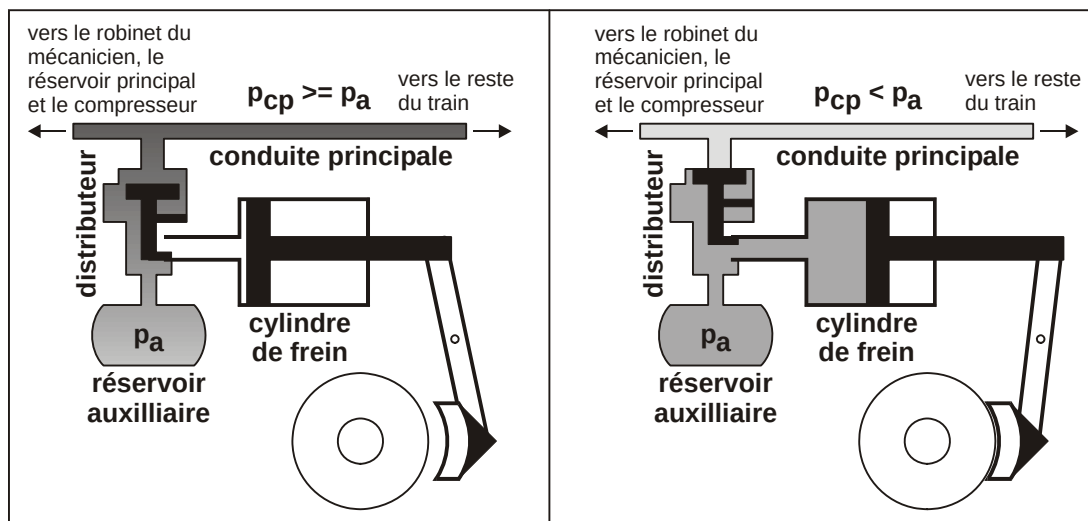
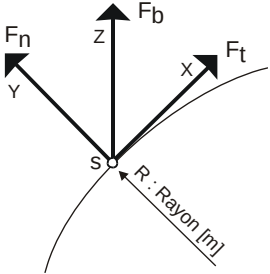


Figure 2.2.23 –Schéma de principe du frein automatique à air comprimé.

2.3 Rappel des lois de la mécanique du mouvement

Les calculs de la marche des convois font appel aux équations intrinsèques du mouvement.

$m' \cdot \frac{dv}{dt} = F_t(v, s) \quad (2.3.1)$	Equations		où m est la masse du convoi [t], m' est la masse d'inertie du convoi [t], v la vitesse [m/s], s l'abscisse curviligne, F_i les forces [kN]
$m \cdot \frac{v^2}{R} = F_n(v, s) \quad (2.3.2)$			
$m \cdot g = F_b(v, s) \quad (2.3.3)$			

L'équation 2.3.1 est utilisée pour définir le mouvement principal, c'est-à-dire l'avancement général du convoi.

L'équation 2.3.2 est utilisée pour l'étude du tracé de la voie de circulation (cf. §.2.2.7).

$$m' \cdot \frac{dv}{dt} = F_t(v, s) \Rightarrow m' \cdot \frac{dv}{dt} = F_1(v) - R_1(v) - R_2(s) - R_t(v, s) \Rightarrow \text{(Equation 2.3.4)}$$

$$F_{tf}(v) = m' \cdot \frac{dv}{dt} + R_1(v) + R_2(s) + R_t(v, s)$$

(Equation 2.3.5)

Cette équation exprime l'égalité entre les forces motrices ou de freinage F_{tf} (partie gauche de l'équation) et des forces résistantes (partie droite de l'équation). Les forces résistances peuvent être décomposées en :

- forces de l'**inertie**, fonction de l'accélération ou de la décélération,
- **résistances générales à l'avancement**, en fonction de la vitesse du convoi (R_1),
- **résistances locales des courbes et des déclivités**, en fonction de l'abscisse curviligne (R_2);
- **résistances locales supplémentaires en tunnel**, en fonction de l'abscisse curviligne et de la vitesse du convoi (R_t).

2.4 Traction et freinage

2.4.1 Adhérence

L'adhérence ferroviaire est la propriété physique permettant la transmission d'un effort entre la roue et le rail. Ce phénomène est très complexe.

De manière générale, un coefficient d'adhérence d'une roue f_r est défini pour exprimer l'effort maximum pouvant être échangé entre la roue et le rail. Si un couple trop élevé est transmis à la roue, la partie non convertie en force tangentielle va l'accélérer, entraînant un fort glissement de la roue sur le rail : c'est le **patinage**, d'où l'inégalité de l'**équation 2.4.1**. L'effort tangential de la roue sur le rail F_r doit donc rester inférieur à la charge verticale statique s'appliquant sur la roue P_r .

$$F_r \leq P_r \cdot f_r \quad (\text{Equation 2.4.1}).$$

Le coefficient d'adhérence f_r , qui est une valeur adimensionnelle, dépend de la vitesse, de la nature et de l'état de la surface du rail et du bandage de la roue.

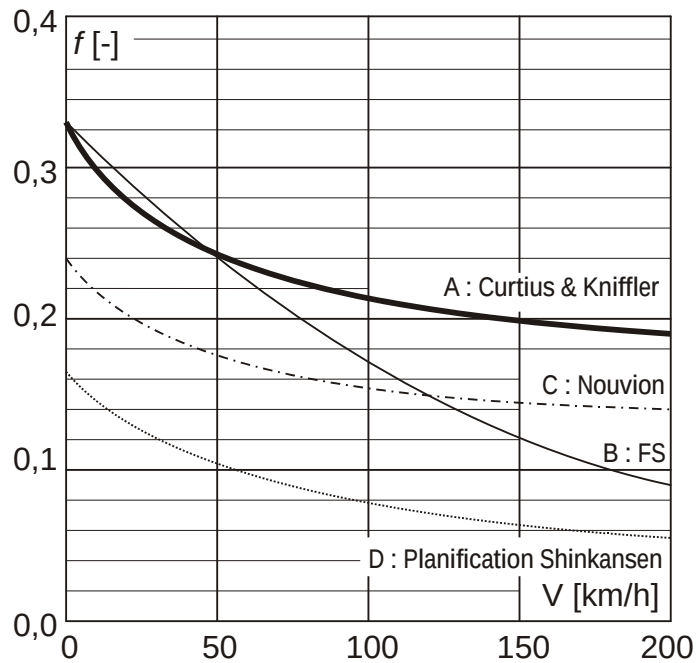
A cause de l'inégalité des charges sur les essieux moteurs et d'une répartition non parfaitement homogène des efforts sur chacun d'eux le coefficient d'adhérence moyen f est inférieur à f_r . Le **poids adhérent P_a** est défini comme la somme des charges verticales statiques sur l'ensemble des essieux moteurs d'un convoi participant à l'effort de traction ou de freinage électrique. L'équation (2.4.1) devient alors :

$$F_j \leq P_a \cdot f \quad (\text{Equation 2.4.2})$$

où F_j est la totalité des forces transmises par les jantes des roues des essieux moteurs.

La valeur du coefficient d'adhérence est déterminée expérimentalement. Il est généralement donné pour un rail sec. Pour un rail humide, ce coefficient peut être sensiblement inférieur à 0,1, notamment si des feuilles mortes graissent la surface de roulement.

La **figure 2.4.3** indique quelques relations entre le coefficient d'adhérence moyen sur rail sec et la vitesse.



A : Curtius-Kniffler (Allemagne)
 $f = 7,5/(V+44)+0,161$
 avec V en km/h

B : FS/SNCF
 Valeur moyenne estimée pour un service normal sans dispositifs anti-patinage
 $f = 0,002V+0,000004V^2+0,33$
 avec V en km/h

C : Nouvion
 Pour un essieu entraîné par un moteur à courant continu
 $f = 0,24 \cdot (8+0,1V)/(8+0,2V)$
 avec V en km/h

D : Valeurs de planification TGV japonais

Figure 2.4.3 – Coefficient d'adhérence roue-rail

2.4.2 Efforts de traction

Plusieurs définitions sont possibles pour l'effort de traction, en fonction du mode de mesure (cf. fig. 2.4.4) :

F_m (V) effort mesuré sur l'arbre moteur (pour les locomotives diesel, mesuré à la sortie du système de transmission);

F_j (V) effort mesuré tangentiellement à la jante des roues motrices;

F_c (V) effort mesuré au crochet de la locomotive.

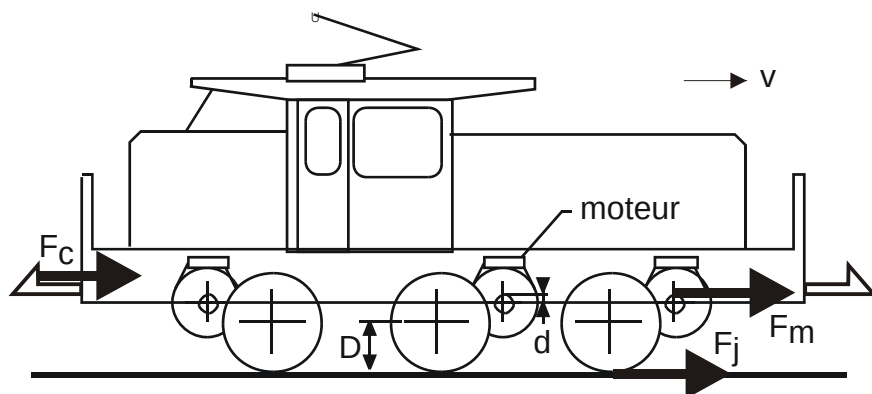


Figure 2.4.4 – Efforts de traction

L'effort de traction à la jante est inférieur à celui mesuré sur l'arbre moteur, car il doit être diminué des résistances dues aux transmissions.

$$F_j = F_m(1 - \delta) \quad (\text{Equation 2.4.5})$$

avec δ valant environ 2% pour les véhicules moteurs électriques et pour les véhicules à moteurs diesel.

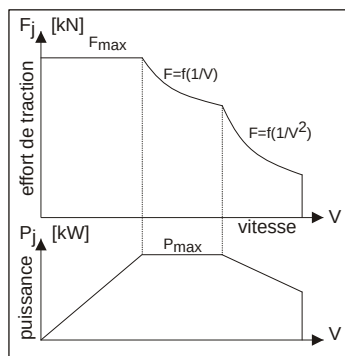
L'effort de traction au crochet F_c est encore plus faible que l'effort à la jante F_j , car il faut décompter les résistances à l'avancement et locales associées au véhicule moteur.

Les efforts moteur (F_m) et à la jante (F_j) sont mesurés sur banc d'essai. L'effort au crochet (F_c) peut être mesuré à l'aide d'un wagon dynamomètre.

C'est l'effort à la jante F_j qui est utilisé pour les études du mouvement des véhicules et des convois. L'effort à la jante F_j du convoi est, rappelons-le, la somme des efforts à la jante des roues de chaque essieu moteur.

La **courbe caractéristique de traction** d'un véhicule moteur est généralement livrée par le constructeur. Elle représente l'effort maximal de traction à la jante en fonction de la vitesse. L'**effort maximal** est généralement limité par les conditions d'adhérence ou par la valeur maximale du courant pouvant traverser les moteurs. Lorsque la puissance maximale est atteinte, l'effort décroît alors de manière **inversement proportionnelle à la vitesse**. Pour certains types de moteurs, la puissance maximale ne peut être tenue sur une large plage de vitesse, et l'effort décroît alors de manière **inversement proportionnelle au carré de la vitesse** (cf. fig. 2.4.6).

Le moteur électrique ne peut maintenir son effort maximum sans surchauffe pouvant mettre en péril son intégrité. Pour en tenir compte, deux autres efforts maximaux sont souvent définis : l'**effort unihoraire**, correspondant à un effort pouvant être maintenu pendant une heure sans échauffement excessif, et l'**effort continu**, correspondant à l'effort pouvant être fourni indéfiniment.



Pour mémoire :

Puissance = Force • Vitesse

$$[\text{kW}] = [\text{kN}] \cdot [\text{m/s}]$$

$$1 \text{ kW} = 0,736 \text{ CV}$$

$$1 \text{ CV} = 1,36 \text{ kW}$$

$$1 \text{ kN} = 0,102 \text{ tf}$$

$$1 \text{ tf} = 9,81 \text{ kN}$$

$$1 \text{ m/s} = 3,6 \text{ km/h}$$

$$1 \text{ km/h} = 0,2778 \text{ m/s}$$

Figure 2.4.6 – Courbe caractéristique de traction $F_j=f(V)$
(moteurs à courant continu ou ondulé)

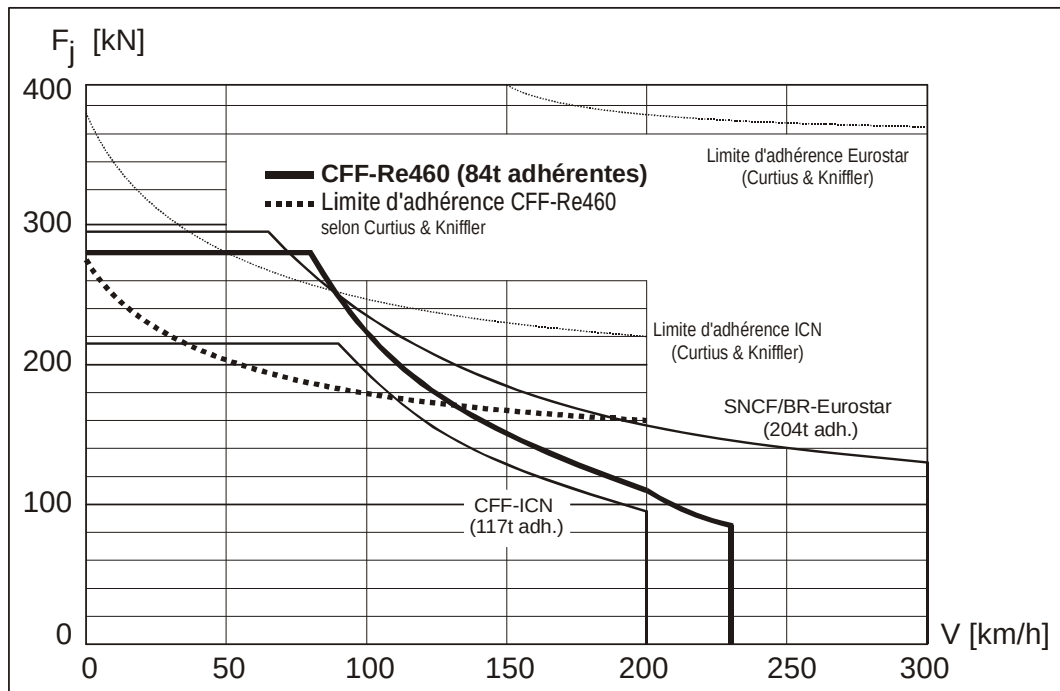


Figure 2.4.7 – Courbe caractéristique de traction et limite d'adhérence de quelques véhicules de traction

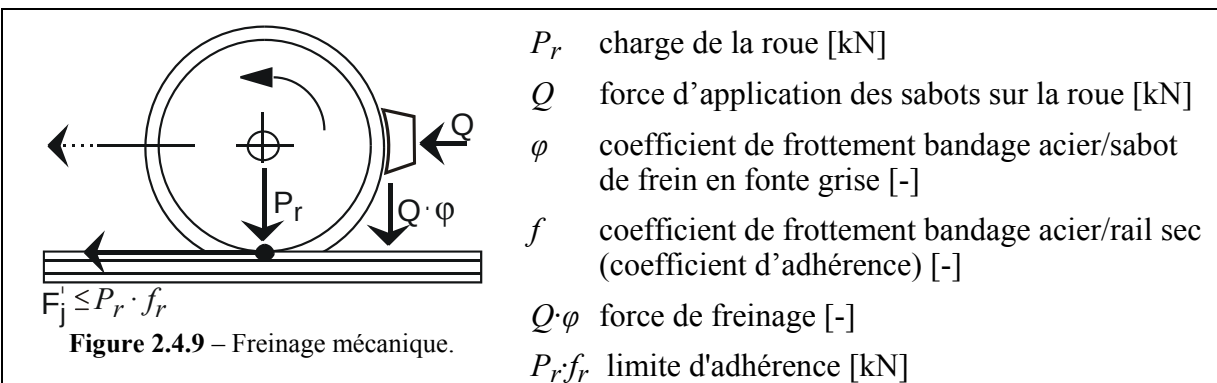
2.4.3 Efforts de freinage

2.4.3.1 Freinage mécanique

Le freinage mécanique s'obtient par frottement. Les sabots ou les plaquettes de freins à disque sont actuellement réalisées en matière composite afin d'obtenir un coefficient de frottement élevé et relativement indépendant de la vitesse, une faible usure, et une réduction des nuisances acoustiques. Toutefois, la grande majorité des wagons marchandises actuels utilisent encore des sabots en fonte grise qui sont bon marché et bon transmetteur de chaleur.

Pour éviter le blocage de la roue, il faut que l'effort de freinage $Q \cdot \varphi$, produisant un effort à la jante F_j' , soit inférieur à $P_r \cdot f_r$ (cf. équation 2.4.8), ce qui implique :

$$Q \leq \frac{P_r \cdot f_r}{\varphi} \quad (\text{Equation 2.4.8})$$



Le rapport f_r/φ , étant croissant avec la vitesse, la force d'application des freins peut être élevée aux grandes vitesses mais doit être réduite aux basses vitesses pour éviter l'enrayage (cf. fig. 2.4.10 et 2.4.11).

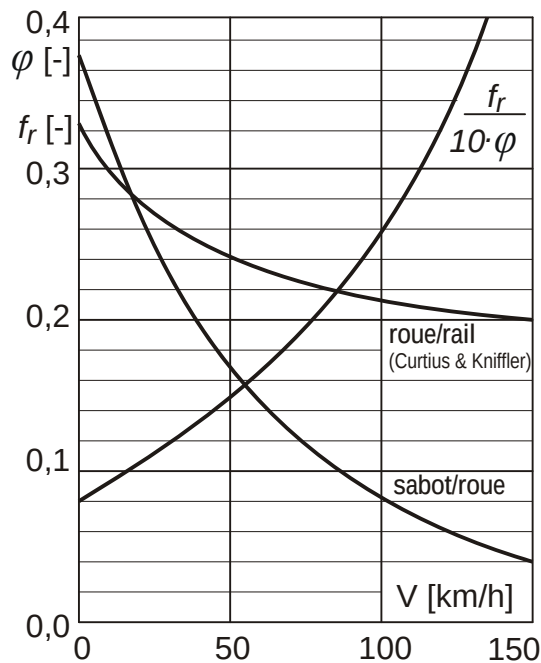


Figure 2.4.10 – Rapport des coefficients de frottement sabot/roue et roue/rail

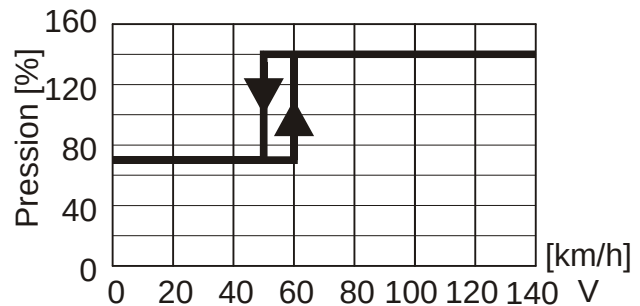


Figure 2.4.11 – Pression des sabots en % de la tare du véhicule et en fonction de la vitesse (frein R).

La pleine application de la force de freinage F_f n'est effective qu'un certain temps après l'ordre de freinage (cf. figure 2.4.12). Ce temps est composé du temps de réponse t_1 qui dépend de la propagation de la baisse de pression de l'air dans la conduite principale et de t_2 qui dépend principalement des distributeurs de frein (cf. figure 2.2.25).

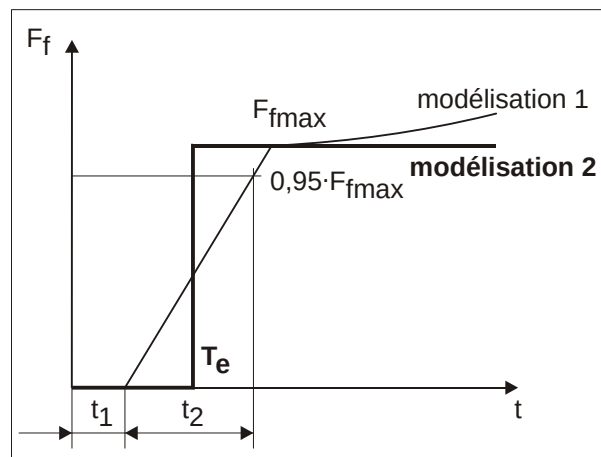


Figure 2.4.12 – Établissement du freinage par la conduite principale

En posant T_e comme temps équivalent d'établissement du freinage, s comme la distance totale parcourue entre la commande du freinage et l'arrêt, et v la vitesse initiale du train, nous avons :

$$T_e = t_1 + \frac{t_2}{2} \quad \text{et} \quad d_m = \frac{v^2}{2(s - T_e \cdot v)}$$

(Équations 2.4.13 et 2.4.14)

avec d_m , la décélération moyenne en freinage d'arrêt établi

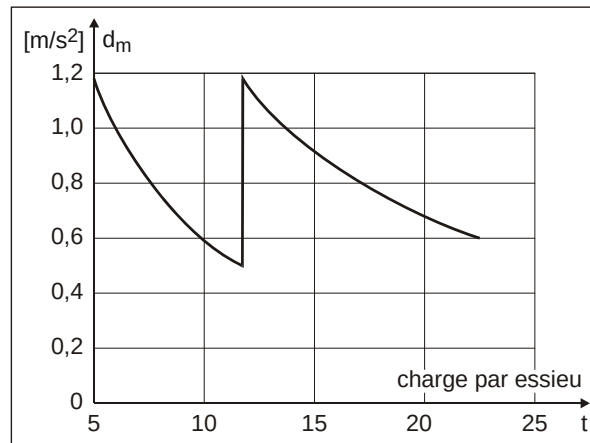


Figure 2.4.15 – Décélération moyenne d_m en fonction de la charge d'un essieu freiné par des sabots en fonte grise et doté d'un dispositif vide-chargé

De plus en plus souvent les essieux des locomotives et des véhicules voyageurs sont dotés de dispositifs anti-enrayage permettant l'utilisation optimale de l'adhérence au freinage et réduisant le risque de méplats sur les roues.

2.4.3.2 Freinage électrique

Avec l'apparition des moteurs électriques triphasés dotés d'une électronique de commande performante, les moteurs peuvent facilement travailler en génératrice et fournir un effort de freinage équivalent à l'effort de traction (cf. **figure 2.4.16**). Toutefois, cet effort doit être limité, notamment pour les locomotives menantes afin d'éviter que les véhicules non freinés du convoi ne s'appuient trop fortement les uns sur les autres. Par contre, la puissance maximale du freinage électrique est généralement équivalente en valeur absolue à la puissance maximale de traction. Ne fournissant plus d'effort de freinage lorsque la vitesse devient nulle, ce type de frein ne peut servir seul pour l'arrêt total d'un train.

2.4.3.3 Freinage par courants de Foucault

Le freinage par courant de Foucault est indépendant des conditions d'adhérence. Toutefois les forces d'attraction verticale du rail et son échauffement peuvent solliciter exagérément la voie. Exerçant un effort de freinage à peu près constant (cf. **fig.2.4.17**), il est surtout utilisé aux grandes vitesses pour palier aux insuffisances d'adhérence.

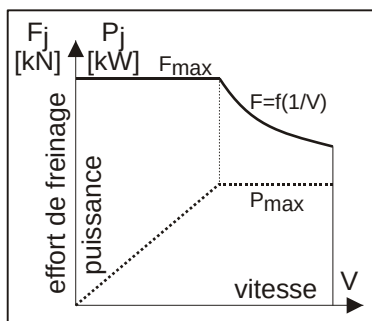


Figure 2.4.16 – Caractéristique de freinage électrique (rhéostatique ou à récupération) pour moteurs asynchrones

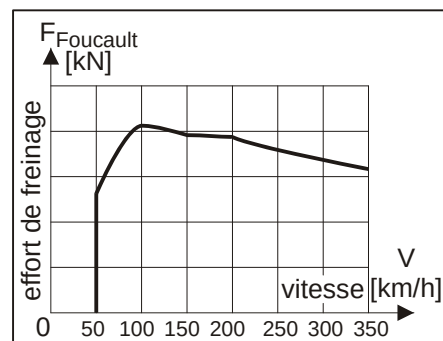


Figure 2.4.17 – Freinage par courant de Foucault

2.4.3.4 Décélération moyenne en freinage

Avec une combinaison judicieuse des différents types de freins il est possible de produire un effort retardateur à peu près constant sur l'ensemble de la plage de vitesse (cf. **fig. 2.4.18**).

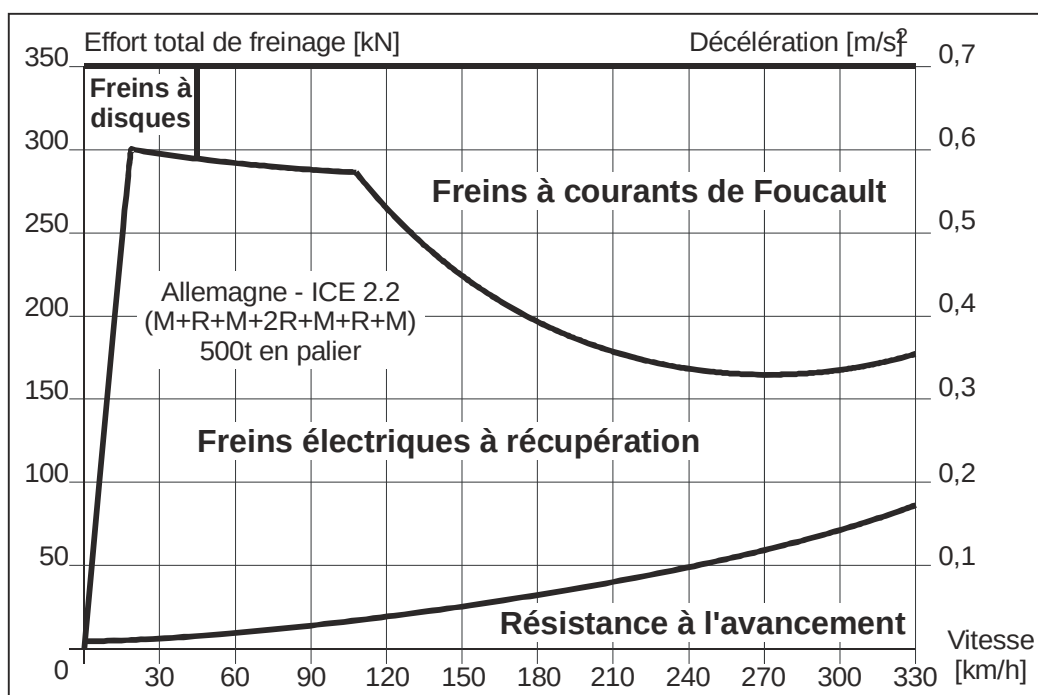


Figure 2.4.18 – Usage combiné des freins pour l'arrêt d'un train à grande vitesse allemand

Ainsi, au lieu de calculer le chemin de freinage en partant des forces de freinage et de la durée de mise en action des différents freins, on a souvent recours à la décélération moyenne pratique d [m/s²] :

Catégories de convois	Décélération moyenne de service [m/s²]
Tram, Métro, RER	1,0 – 1,2
Trains voyageurs	0,6 – 0,8
Trains marchandises et de service	0,3 – 0,6

Tableau 2.4.19 – Décélération moyennes usuelles.

Ces décélération moyennes sont valables en palier et pour des intervalles de temps entre le déclenchement du freinage et sa pleine application, relativement courts par rapport à la durée totale du freinage.

En cas de freinage d'urgence, les décélération peuvent être très supérieures aux décélération de service, Le prix à payer est une usure considérable des équipements et un inconfort important pour les voyageurs.

2.5 Forces résistantes

Par définition, les forces résistantes correspondent aux membres de droite de l'équation 2.3.5. Elles sont dans l'ordre : les forces d'inertie ($m' \cdot a$), les résistances générales à l'avancement $R_1(v)$, les résistances locales des courbes et déclivités $R_2(s)$, et les résistances locales supplémentaires des tunnels $R_t(v, s)$.

Les **résistances spécifiques** correspondent aux résistances divisées par le poids du véhicule ou convoi concerné. En choisissant de les exprimer en N/kN, toute résistance spécifique peut être assimilée à une déclivité exprimée en ‰.

2.5.1 Résistance d'inertie

$$R_i(v) = 1000 \cdot m' \cdot \frac{dv}{dt} \quad \text{avec : } m' = (1 + \varepsilon) \cdot m \quad \text{ou} \quad m' = \zeta \cdot m \quad (\text{Equation 2.5.1})$$

$$r_i = 100 \cdot \zeta \cdot \frac{dv}{dt} \quad (\text{Equation 2.5.2})$$

m	masse du convoi [t]
m'	masse d'inertie du convoi [t]
ζ	facteur d'inertie [-]
r_i	résistance spécifique d'inertie [N/kN]
R_i	résistance d'inertie [N]

Le facteur d'inertie ζ permet de tenir compte de la variation d'énergie cinétique des masses tournantes lors des phases d'accélération ou de décélération.

Type de chemin de fer	Véhicules	ζ [-]
A adhérence	Locomotives	1,10 – 1,20
	Automotrices	1,08 – 1,14
	Voitures	1,06 – 1,09
	Wagons vides	1,08 – 1,10
	Wagons chargés	1,03 – 1,04
	Trains complets	1,06 – 1,10
A crémaillère	Locomotives	1,50 – 3,50
	Automotrices	1,30 – 2,50

Tableau 2.5.3 – Facteurs d'inertie

2.5.2 Résistances générales à l'avancement

Les résistances générales à l'avancement $R_1(v)$ correspondent aux résistances de roulement, de frottements, de chocs, et de l'air.

2.5.2.1 Résistances au roulement

Les résistances au roulement R_{rf} sont dues au contact des roues sur les rails et aux frottements dans les paliers des boîtes d'essieux. **Ces résistances sont indépendantes de la vitesse**, à peine la phase de mise en mouvement du véhicule étant terminée.

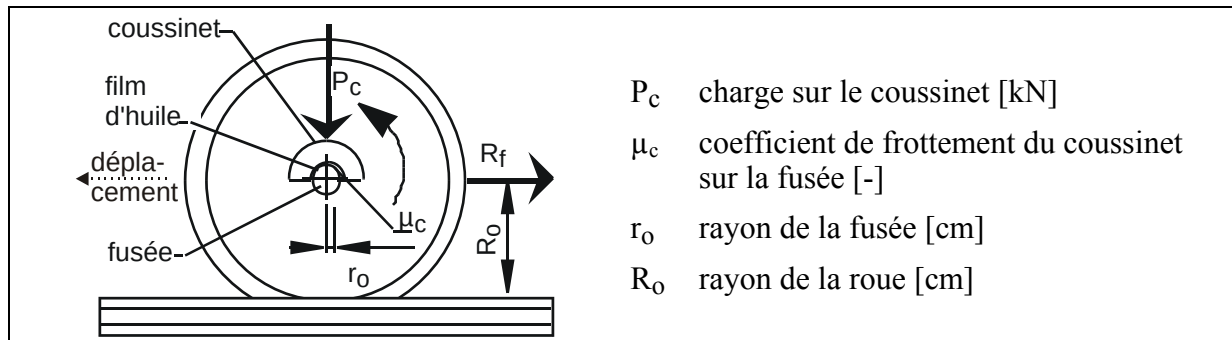


Figure 2.5.4 – Frottement dans les boîtes d'essieux

En ce qui concerne les frottements dans les paliers des boîtes d'essieux il convient de distinguer la phase de mise en mouvement de l'essieu avec des frottements non lubrifiés et le frottement lubrifié. La résistance due aux frottements R_f dépend de la conception des boîtes d'essieu, de la température et de la charge.

En ce qui concerne le roulement proprement dit, la pression exercée par la roue sur le rail est telle que leur surface de contact grandit par écrasement mutuel. De plus, le rail se déforme vers le bas entre deux traverses (cf. fig.2.5.5).

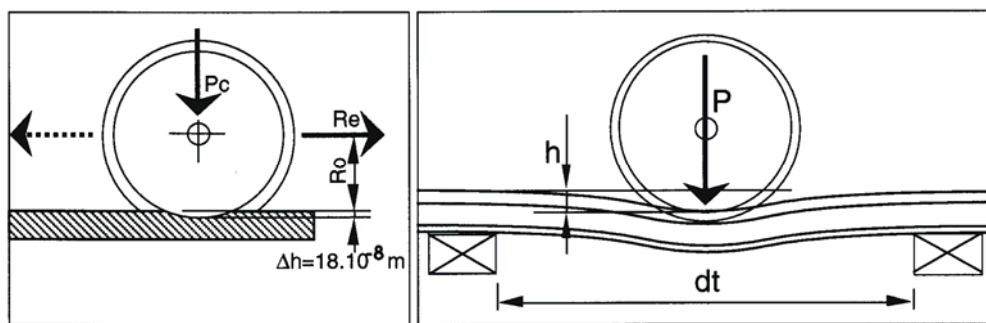


Figure 2.5.5 – Ecrasement du rail – Affaissement du rail

Ainsi, la résistance spécifique au roulement r_{rf} peut être considérée comme indépendante de la vitesse et constante dès que le convoi roule depuis quelques mètres.

Résistance spécifique au roulement :

$$r_{rf} = \alpha = \text{constante [\%]} \quad (\text{Equation 2.5.6})$$

Peu après la mise en mouvement, la résistance spécifique au roulement r_{rf} d'un convoi est de l'ordre de 1,5 ‰. Certaines rames automotrices, comme les TGV français, peuvent même avoir une résistance spécifique inférieure à 1 ‰ (cf. fig. 2.5.13 et 2.5.14).

2.5.2.2 Résistances dues aux chocs

Les résistances dues aux chocs, trépidations et amortissements peuvent être considérées **comme dépendantes de la vitesse**.

Résistance spécifique due aux chocs :

$$r_{ch} = \beta \cdot V [\%] \quad \text{avec } V \text{ en [km/h]} \quad (\text{Equation 2.5.6})$$

Le coefficient de choc et d'amortissement β est de l'ordre de 0,003 à 0,01 ‰/(km/h), soit une résistance spécifique de 0,3 à 1 ‰ à 100 km/h (**tabl. 2.5.11**).

2.5.2.3 Résistances à l'air

Les résistances à l'air sont généralement **dépendantes de la vitesse au carré**. Elles dépendent de la forme des faces avant et arrière du convoi, de la surface et la nature des autres faces exposées à l'air (surface mouillée), de la densité de l'air, du vent, et des protubérances de toute sorte (p.ex. bogies, pantographes,), et des césures entre les véhicules.

Pour un calcul complet, il faudrait encore tenir compte de la vitesse du vent et de son angle d'incidence par rapport à la trajectoire des véhicules.

Ces résistances sont normalement indépendantes du poids du convoi. En faisant l'hypothèse que la surface mouillée et les protubérances sont proportionnelles à la longueur du convoi et que cette dernière est proportionnelle à son poids, il est cependant possible de définir une résistance spécifique due à l'air (cf. **tabl. 2.5.9**)

Résistance spécifique due à l'air :

$$r_a = \gamma \cdot V^2 \text{ [‰]} \quad \text{avec } V \text{ en [km/h]} \quad (\text{Equation 2.5.8})$$

Pour un train composé de wagons plats, la résistance due à l'air est fortement dépendante de la nature et de la disposition du chargement.

Type de convoi	Spécificité	Coefficient aérodynamique γ [‰/(km/h) ⁻²]
Véhicules isolés	Locomotive Automotrices/Autorails	0,00030 – 0,00060 0,00040 – 0,00090
Trains voyageurs courts	50 – 100 m	0,00030 – 0,00050
Trains voyageurs longs	> 150 m TGV	0,00020 – 0,00030 0,00013 – 0,00014
Trains marchandises longs	wagons vides wagons chargés	0,00050 – 0,00060 0,00015 – 0,00020

Tableau 2.5.9– Coefficients aérodynamiques

Ainsi la résistance spécifique est de 12 ‰ pour un TGV à 300 km/h, et de 8 ‰ pour un train voyageurs court circulant à 140 km/h (cf. **tabl. 2.5.9** et **fig. 2.5.14**).

2.5.2.4 Résistance spécifique générale à l'avancement

La résistance spécifique à l'avancement $r_1(v)$ se compose des résistances spécifiques dues au roulement, aux frottements, aux chocs et déformations, aux amortissements et à l'air.

Elle prend peu prendre la forme d'un polynôme du 2^e degré par rapport à la vitesse V :

$$\textbf{Formule de Davis : } r_1(v) = \alpha + \beta \cdot V + \gamma \cdot V^2 \text{ [‰]} \quad \text{avec } V \text{ en km/h} \quad (\text{Equation 2.5.10})$$

Il existe d'autres formules. Celle de Sauthoff fait intervenir le nombre de véhicules du convoi et une section équivalente pour déterminer γ , alors que la première formule de Strahl pose $\beta=0$.

En l'absence de valeurs mesurées pour un matériel roulant donné, les Chemins de fer suisses utilisent actuellement la formule suivante, basée sur d'anciennes mesures :

	α [‰]	β [‰ / km/h]	γ [‰ / (km/h) ⁻²]
Locomotive	3,5	0,006	0,00059
Voitures voyageurs	1,5	0,003	0,00023
Wagons marchandises	1,5	0,003	0,00054

Tableau 2.5.11– Coefficients de résistance pour la formule de Davis

Le calcul de la résistance spécifique à l'avancement général d'un convoi doit, bien entendu, pondérer les résistances spécifiques de ses divers composants :

$$r_1 = \frac{r_{l(loc)} \cdot P_{loc} + r_{l(rame)} \cdot P_{rame}}{P_{loc} + P_{rame}} \text{ [‰]} \quad (\text{Equation 2.5.12})$$

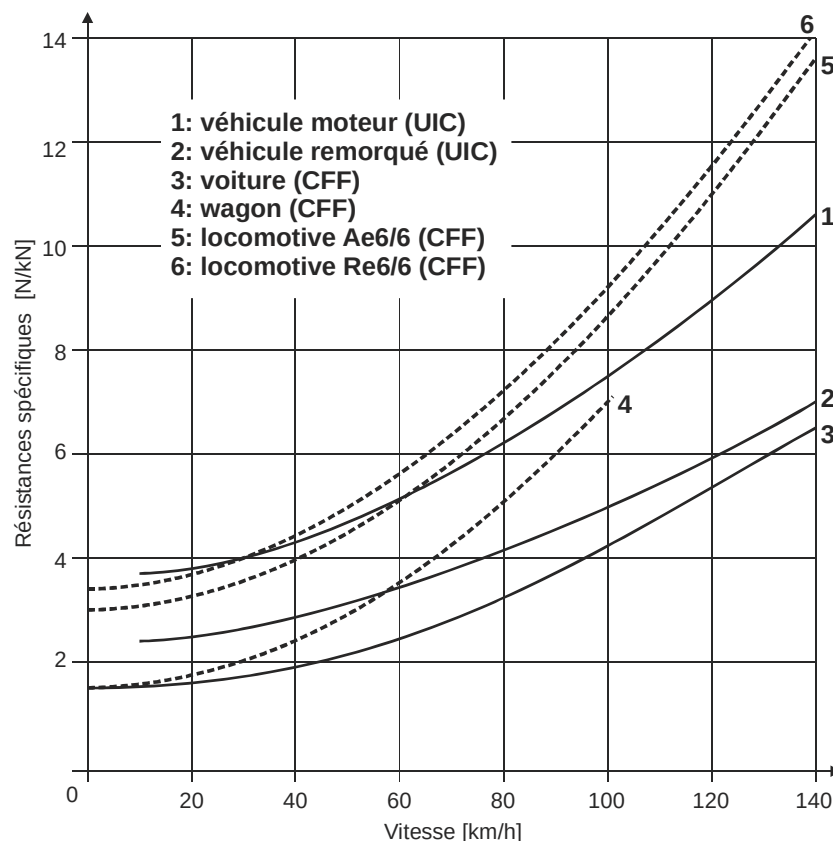


Figure 2.5.13 – Résistances spécifiques à l'avancement général proposées par l'UIC et les CFF.

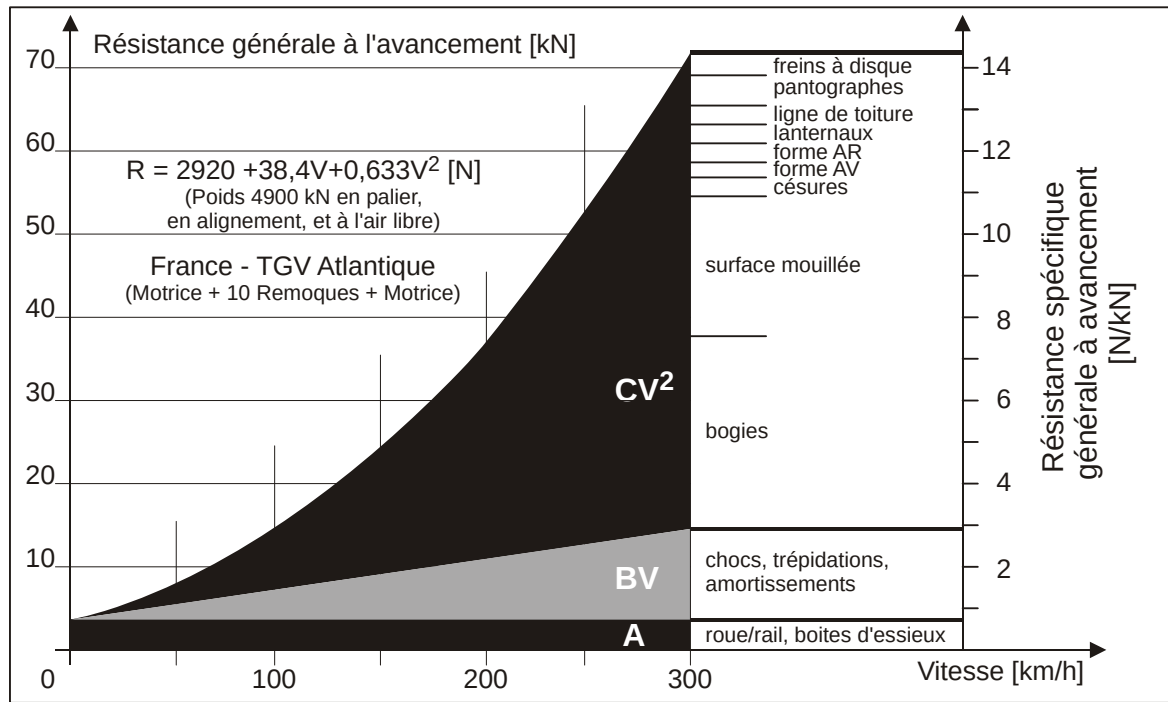


Figure 2.5.14 Contributions à la résistance générale à l'avancement en alignement, en palier et à l'air libre d'une rame TGV-A

2.5.3 Résistances locales à l'avancement

Les résistances locales $R_2(s)$ prennent en compte les frottements supplémentaires occasionnés par l'inscription des essieux dans les courbes et des variations de l'énergie potentielle dans les déclivités. **Ces résistances peuvent être considérées comme indépendantes de la vitesse.**

2.5.3.1 Résistance des déclivités

Cette résistance prend en compte les variations de l'énergie potentielle du train dues aux déclivités. Le calcul de cette résistance R_d dérive de considérations géométriques portant sur un plan incliné (cf. fig. 2.5.21) :

En posant $\sin \alpha \approx \tan \alpha$ l'erreur reste inférieure à 1 % tant que la déclivité ne dépasse pas 140‰, ce qui est toujours le cas pour les chemins de fer à adhérence. L'erreur est même inférieure à 1 ‰ pour une déclivité plus faible que 45 ‰.

$$R_d = \pm m g \sin \alpha \approx \pm m g \tan \alpha = \pm m g i \text{ [‰]} \quad (\text{Equation 2.5.15})$$

$$r_d = \pm \sin \alpha \approx \pm \tan \alpha = \pm i \text{ [‰]} \quad (\text{Equation 2.5.16})$$

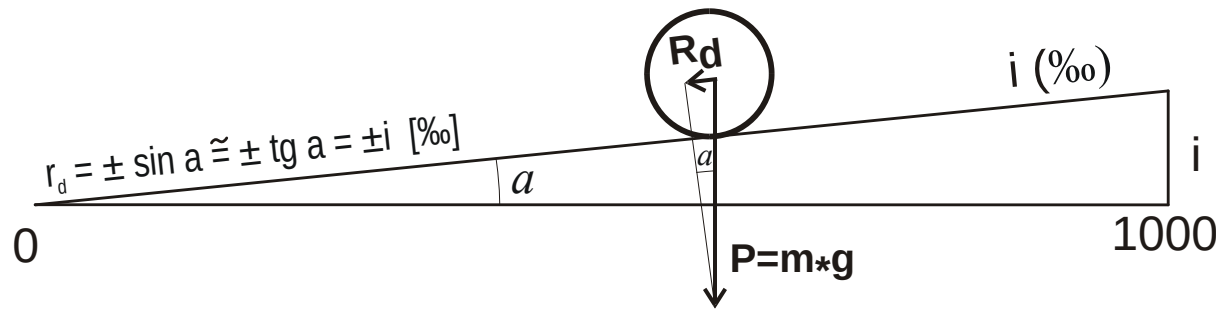


Figure 2.5.17 : Résistance due à la déclivité

La valeur numérique de la résistance spécifique due à la déclivité est égale à cette déclivité i exprimée en ‰. Ainsi **toute résistance spécifique peut être considérée comme une rampe fictive exprimée en ‰**.

Si la résistance due à la déclivité est positive sur les rampes, elle est négative dans les pentes. La "résistance" peut même être supérieure en valeur absolue au total des autres résistances et accélérer à elle seule le convoi : on parle alors de "pente motrice". Cette situation, couramment rencontrée sur les lignes alpines, demande un freinage de retenue (cf. §.2.2.9.3).

2.5.3.2 Résistance due aux courbes

Les courbes induisent des résistances supplémentaires à l'avancement à cause de la solidarité des roues d'un même essieu, du parallélisme des essieux du même bogie ou du même wagon, et de la force centrifuge.

A cause de leur solidarité, les roues d'un même essieu conservent la même vitesse angulaire; ainsi, à diamètre constant, elles doivent parcourir des chemins identiques. Dans une courbe, les roues extérieures doivent parcourir un chemin plus long; la conicité des bandages et le jeu entre la voie et les essieux ne permettant de compenser ces différences de chemin que dans une certaine mesure. Cette compensation ne peut éviter un **glissement roue sur rail dans des courbes de faible rayon**.

Le parallélisme des essieux fait que les parties frottantes des roues d'un véhicule décrivent une courbe de rayon d_2 (cf. fig. 2.5.18); l'orientation des essieux n'est pas celle du rayon de courbe passant par leur centre de gravité, mais celle du rayon passant par le centre de gravité du rectangle rigide (bogie, wagon); il en résulte un angle d'attaque entre la roue et le rail, angle d'autant plus important que l'empattement du rectangle rigide est long; **cet angle d'attaque est source de frottements supplémentaires** et donc de résistance locale à l'avancement.

En cas de compensation incomplète de l'**accélération transversale** au niveau des roues, ce qui est généralement le cas, les **frottements roues/rail sont aggravés**.

Ces résistances supplémentaires en courbe dépendent notamment du rayon de courbure horizontale de la voie R , des dispositions constructives des bogies (cf. §.2.2.4), et de la voie (écartement, sur-écartement, dévers, etc.).

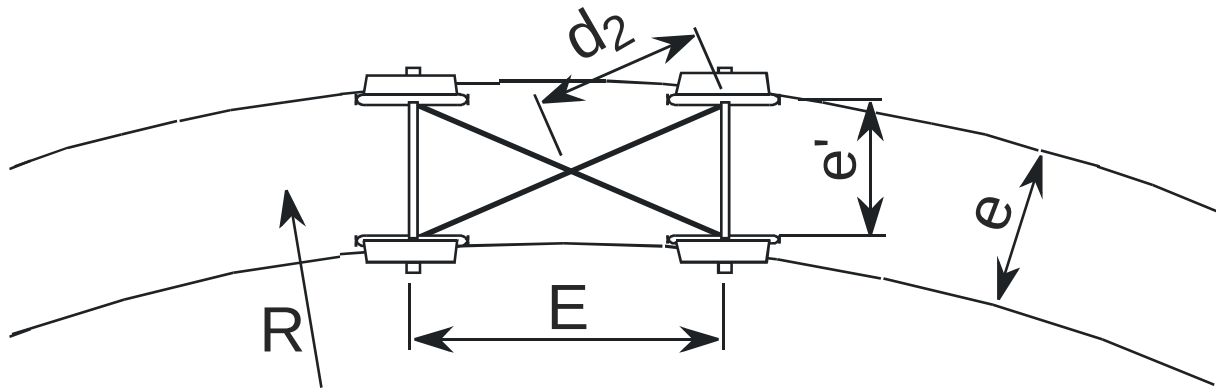


Figure : 2.5.18 : Résistance en courbe des roues d'un bogie

Parmi les formules empiriques utilisées, la formule de **von Röckl** est la plus répandue :

$$r_c = \frac{\chi}{R - \rho} [\text{‰}] \quad \text{avec } \chi \text{ et } \rho, \text{ coefficients empiriques en [m]} \quad (\text{Equation 2.5.19})$$

Les coefficients χ et ρ variant de cas, la formule de von Röckl est avantageusement remplacée par celle de **Desdouts** pour les courbes de plus de 80 m de rayon :

$$r_c = \frac{\kappa}{R} [\text{‰}] \quad \text{avec } \kappa \text{ coefficient empirique en [m]} \quad (\text{Equation 2.5.20})$$

Ecartement de la voie	κ [m]
1435 mm (standard)	700-800
1000 mm (étroit-métrique)	500-550
750 mm	350-400
600 mm	200-220

Tableau 2.5.21– Coefficients de résistance en courbe en fonction de l'écartement de la voie

Ainsi, pour des courbes en voie normale de 400m de rayon, la résistance spécifique est de l'ordre de 2 ‰.

Elle est d'environ 4 ‰ pour une courbe ayant un rayon de 160m. Des essais ont toutefois montré que le graissage de la file intérieure du rail extérieur permettrait de réduire de 30 à 40% la résistance spécifique.

2.5.4 Résistances locales supplémentaires des tunnels

Les résistances locales supplémentaires des tunnels $R_t(s,v)$ prennent en compte les résistances aérodynamiques occasionnées par le passage en tunnel. Ces résistances supplémentaires sont **dépendantes de la vitesse au carré**.

La résistance supplémentaire de l'air dans les tunnels R_t , est fonction de paramètres relatifs au tunnel ainsi qu'au convoi et à sa vitesse.

Les paramètres principaux du tunnel sont la section transversale d'air, la forme, la longueur du tunnel, la rugosité des parois et le déplacement de l'air (aspiration naturelle, ventilation forcée, rameau de pistonnement).

Les paramètres principaux du convoi sont ceux déjà cités pour la résistance à l'air (cf. §.2.5.2.3).

Le rapport entre la section transversale du train et celle du tunnel joue un rôle déterminant lorsque ce rapport devient supérieur à 70 %. C'est notamment le cas pour les vieux tunnels à voie unique (cf. tabl. 2.5.25).

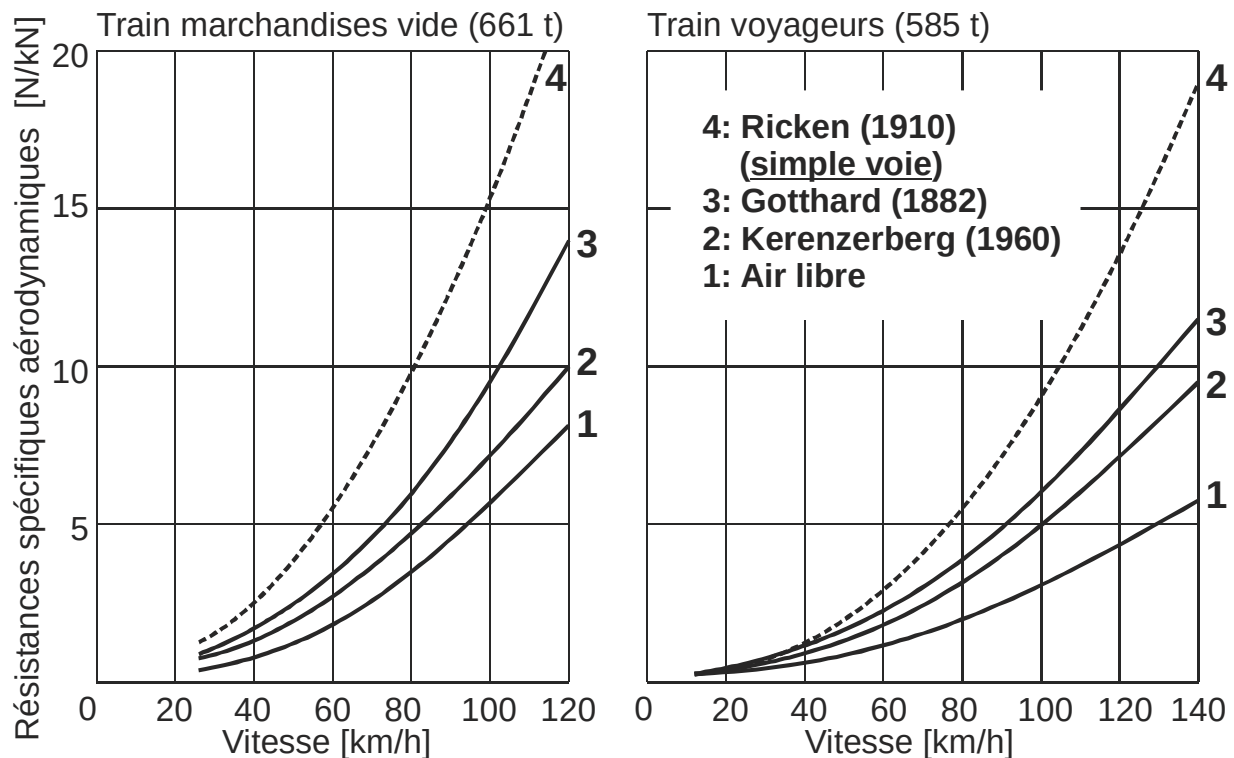


Figure 2.5.22 – Résistances spécifiques aérodynamiques en tunnel

Les résistances supplémentaires en tunnel se déduisent empiriquement en soustrayant la résistance aérodynamique à l'air libre de la résistance aérodynamique en tunnel.

Si le coefficient aérodynamique, ne dépendant que du convoi, n'est pas facile à calculer (cf. tabl. 2.5.9), le coefficient de résistance supplémentaire en tunnel, dépendant tout autant du convoi que du tunnel, l'est encore moins (cf. §.2.5.2.3).

La résistance spécifique supplémentaire en tunnel peut être considérée comme proportionnelle à la résistance spécifique à l'air.

Résistance spécifique supplémentaire en tunnel :

$$r_t = \gamma_t \cdot V^2 \text{ [‰]} \quad \text{avec } V \text{ en [km/h]} \quad (\text{Equation 2.5.23})$$

En posant $f_t = 1 + \gamma_t/\gamma$, nous pouvons exprimer la résistance spécifique aérodynamique totale en tunnel par :

$$r_{at} = f_t \gamma \cdot V^2 \text{ [‰]} \quad \text{avec } f_t \text{ comme facteur de tunnel} \quad (\text{Equation 2.5.24})$$

Type de tunnels (voie normale)	Désignation	Section [m ²]	f_t [-] Mar. – Voy.		V_{max} [km/h]
Voie unique	Simplon (CH/I)	22	2,4	3,0	140
	Ricken (CH)	27			125
	Planification (NLFA - CH)	49			200
	Villejust (LGV-A - F)	46			270
Double voie	Gotthard (CH)	42	1,7	1,8	125
	Hauenstein (CH)	44	1,5	1,7	140
	Kerenzerberg (CH)	50	1,3	1,6	125
	Grauholz (CH)	65			200
	Marseille (LGV-Méd. - F)	63			230
	Planification (NBS – D)	92	---	1,3	300
	Tartaiguille (LGV-Méd. - F)	100			320
	Planification (LGV – E), courts	110			350
	Planification (LGV – E), longs	75			350

Tableau 2.5.25 – Tunnels et facteurs de tunnels f_t

2.5.5 Résistance spécifique totale à l'avancement

La résistance spécifique générale à l'avancement peut être complétée par les résistances locales pour obtenir la résistance spécifique totale à l'avancement :

$$r_{av}(v,s) = r_1(v) + r_2(s) + r_t(v,s) = (\alpha + r_c + i) + \beta \cdot V + f_t \gamma \cdot V^2 \quad [\%] \quad (\text{Equation 2.5.26})$$

En alignement ($r_c = 0$), en palier ($i = 0$) et à l'air libre ($f_t = 1$), nous retrouvons l'équation 2.5.10.

Les limitations de vitesse en tunnels ne résultent pas seulement de la limitation en puissance des convois mais aussi des chocs aérodynamiques lors des croisements dans un tunnel à double voie, ainsi que du confort des voyageurs pour les convois non étanches.

2.5.6 Résistance au démarrage

La résistance au démarrage n'intervient que lors la mise en mouvement des véhicules.

2.6 Accélération et aptitude en rampes

Disposant de la courbe d'effort maximal de traction à la jante en fonction de la vitesse (cf. §.2.4.2), du poids du convoi et de la courbe de la résistance spécifique totale à l'avancement en fonction de la vitesse, il est possible de déterminer l'effort résiduel disponible F_d , par simple soustraction (cf. fig. 2.6.1). Cet effort résiduel peut être utilisé pour accélérer le convoi.

L'accélération théoriquement possible à un endroit et une vitesse donnés correspond à l'effort résiduel disponible divisé par la masse d'inertie du convoi (cf. §.2.5.1). L'accélération réellement possible dépend toutefois des conditions d'adhérence.

L'effort résiduel peut aussi servir à déterminer quelle rampe supplémentaire pourrait être gravie sans que la vitesse décroisse. Cette rampe supplémentaire théorique correspond à

l'effort disponible divisé par le poids. Là encore la rampe supplémentaire dépend des conditions d'adhérence.

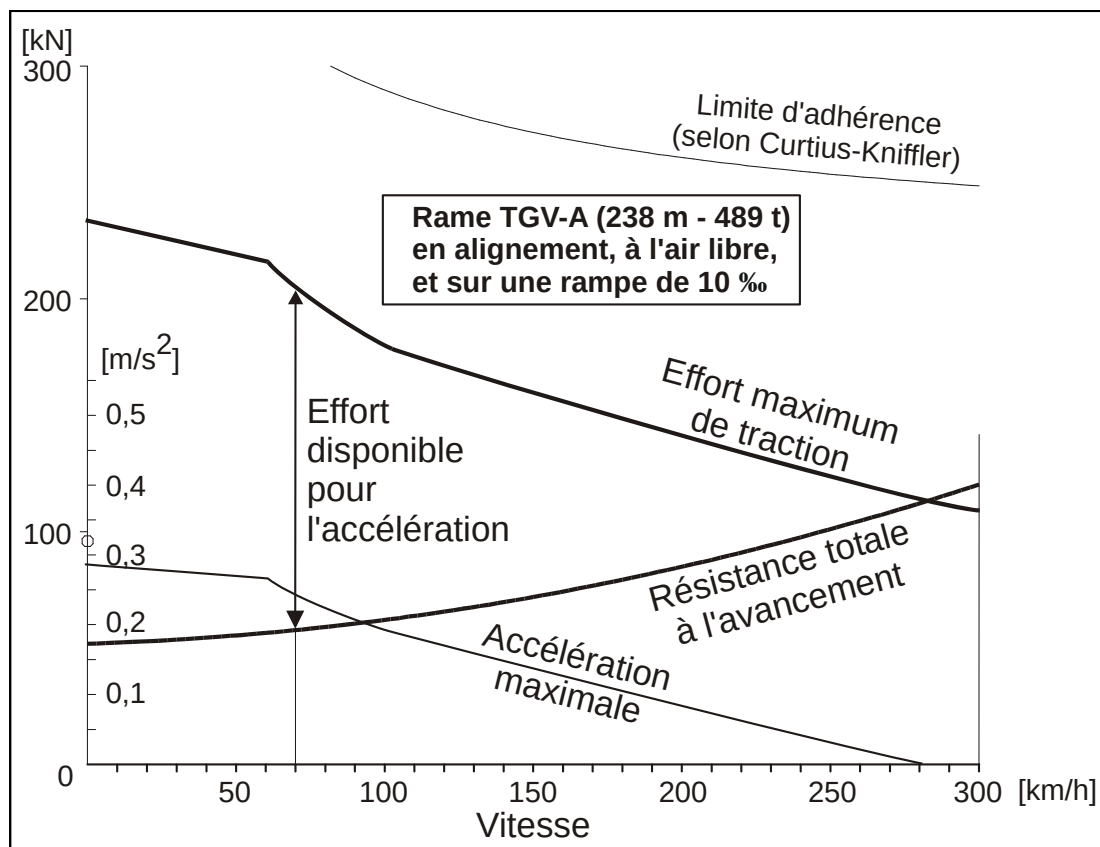


Figure 2.6.1 – Effort résiduel disponible en alignement et à l'air libre d'un TGV-A en rampe de 10‰

2.7 Références bibliographiques

- [1] *La construction des véhicules moteurs ferroviaires et leurs interactions sur les installations de production et de distribution de l'énergie, sur les installations de sécurité et de télécommunications et sur la superstructure*, Thème B1 du cours postgrade 1981 *Les transports liés au rail* de l'ITEP-EPFL, Dr H. H. Weber, CFF/DG.
- [2] *Les possibilités d'économiser l'énergie dans les chemins de fer*, UIC, Groupe ad hoc Transport et énergie, mai 1982.
- [3] Temps de parcours et consommation d'énergie, Thème B2 du cours postgrade 1983 *Les transports sur rail* de l'ITEP-EPFL, Dr J. Bourachot.
- [4] *Les chemins de fer*, Pierre Weil, Lausanne 1964.
- [5] RAILNET : Planification opérationnelle de réseaux et de lignes de chemin de fer, métros et tramways en site propre; *Calcul de la dynamique des circulations des convois*; manuel de référence, EPFL-ITEP, octobre 1980.
- [6] CFF : Programme Zuglauffrechnung (ZLR).
- [7] Commission européenne : Spécifications techniques d'interopérabilité pour le rail conventionnel : wagons (Décision 2006/861/CE), 2006
http://eur-lex.europa.eu/RECH_naturel.do
- [8] *Encyclopédie des voitures SNCF : cinquante ans de voitures SNCF*, A. Rambaud, J.-M. Dupuy, La Vie du Rail, 1990
- [9] *Le matériel moteur de la SNCF*, G. Mathieu, La Vie du Rail, 1998
- [10] *Le véhicule ferroviaire et sa dynamique*, R.E. RIVIER, EPFL-ENAC-INTER-LITEP, Notes de cours, novembre 2004.