

40.335(3)

ECOLE NATIONALE DES PONTS ET CHAUSSÉES

COURS de CHEMIN de FER

1923

Voie et Exploitation



1^{er} Fascicule

M. ALIAS

Ingénieur Général à la SNCF

1971 - 1972

INTRODUCTION

Il est logique que le chemin de fer, moyen de transport de masse en plein développement à l'heure actuelle, trouve sa place dans l'enseignement d'une Ecole essentiellement consacrée aux problèmes de transports.

Ce cours intéressera les Elèves à plus d'un titre, soit en tant que futurs cheminots, soit en tant qu'entrepreneurs travaillant pour le compte de la S.N.C.F. avec les contingences particulières imposées par l'exécution de travaux ferroviaires, soit en tant que clients, ou à l'occasion de contacts administratifs. La S.N.C.F. est en relation permanente avec les autres Administrations dans les problèmes posés par le développement du réseau routier, l'étude et la réalisation des plans d'urbanisme, la suppression des P.N. (1), la création d'embranchements particuliers ou de zones industrielles. Ce cours ne peut donc avoir que la prétention d'une information générale, car la multiplicité des techniques utilisées par le chemin de fer ne permet pas de pénétrer dans les détails.

Encore nous limiterons nous aux questions spécifiquement ferroviaires en éliminant ce qui est du ressort d'autres cours spécialisés (topographie, mécanique des sols, béton armé, charpente métallique, bâtiments, etc...). Nous ne parlerons pas non plus des problèmes de construction de lignes nouvelles, cependant à l'ordre du jour dans de nombreux pays (2), car les études économiques, le choix des tracés, les questions de mécanique des sols et de construction proprement dits qu'ils soulèvent sont très voisins de ceux qui sont posés dans les constructions routières ; de plus en plus le tracé et le profil des autoroutes se rapprochent des exigences imposées par une ligne de chemin de fer.

Le cours comprend trois parties :

- la première consacrée à la superstructure dans laquelle on étudiera successivement la mécanique de la voie, ses éléments constitutifs, son mode de pose et l'alimentation des lignes de traction électrique en énergie,
- la deuxième partie concernera la signalisation et insistera sur les principes, le matériel utilisé et les principales réalisations. Nous y ajouterons, un peu artificiellement, les passages à niveau afin de traiter en un seul chapitre l'aspect administratif de la question et les problèmes techniques qu'ils soulèvent et qui sont du ressort de la signalisation,
- la troisième partie enfin traitera de l'exploitation sous ses deux aspects : l'exploitation technique qui recouvre l'ensemble des questions de transport voyageurs et marchandises et l'exploitation commerciale qui traite de l'ensemble des relations avec la clientèle, et plus spécialement des problèmes tarifaires.

Nous nous efforcerons de faire ressortir, au cours de ces chapitres, un certain nombre de traits caractéristiques du chemin de fer que l'on peut résumer de la façon suivante :

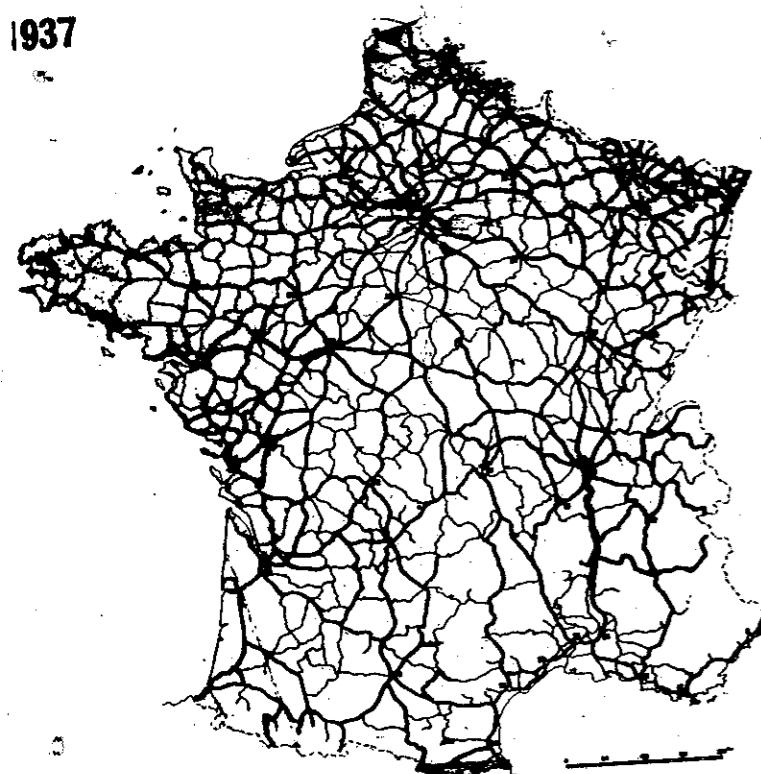
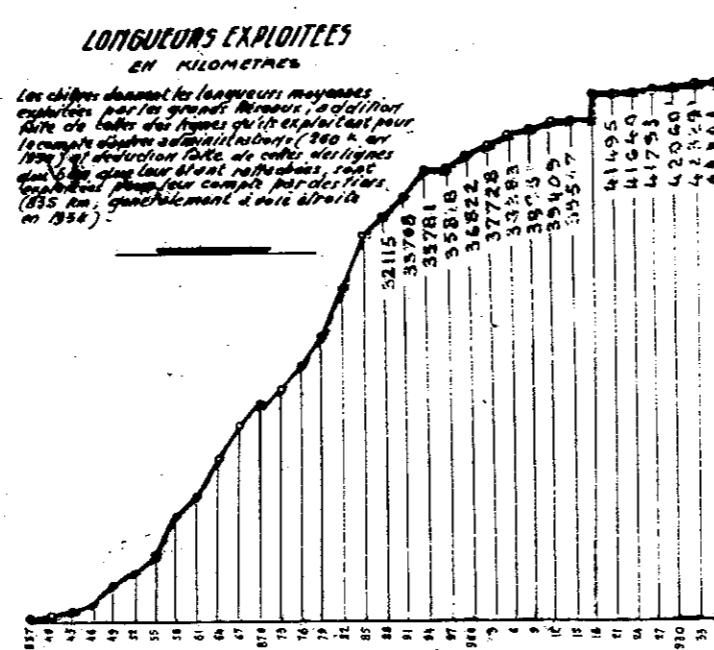
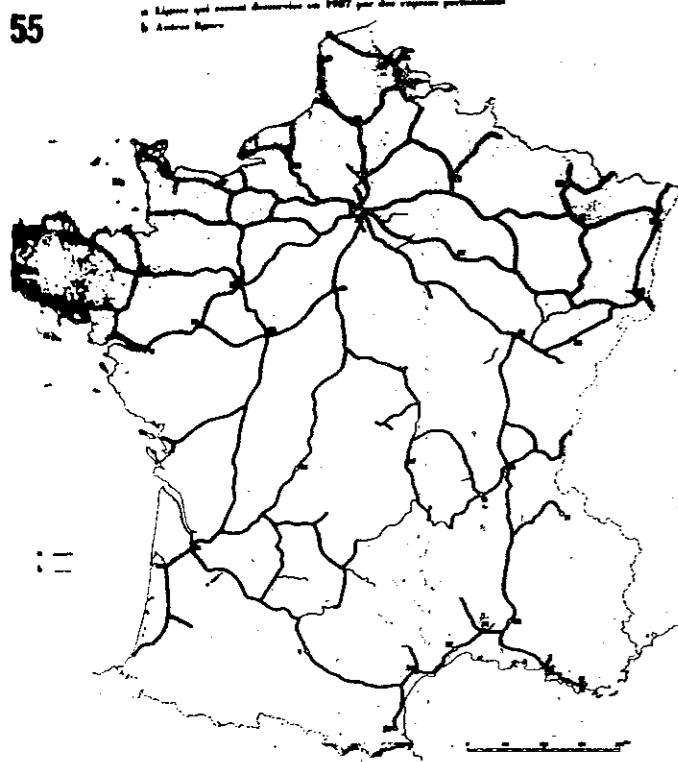
1°/ La technique ferroviaire évolue à l'heure actuelle extrêmement rapidement ; nous verrons que les chemins de fer offrent un terrain de choix pour l'extension de l'automatisme et de la cybernétique. Cette évolution pousse la plupart des réseaux ferroviaires, et en particulier la S.N.C.F., à la création de services de recherches qui recouvrent des domaines scientifiques extrêmement vastes : mathématiques appliquées, recherche opérationnelle, économie politique, métallurgie, chimie, électronique, etc.

(1) P.N. = passages à niveau

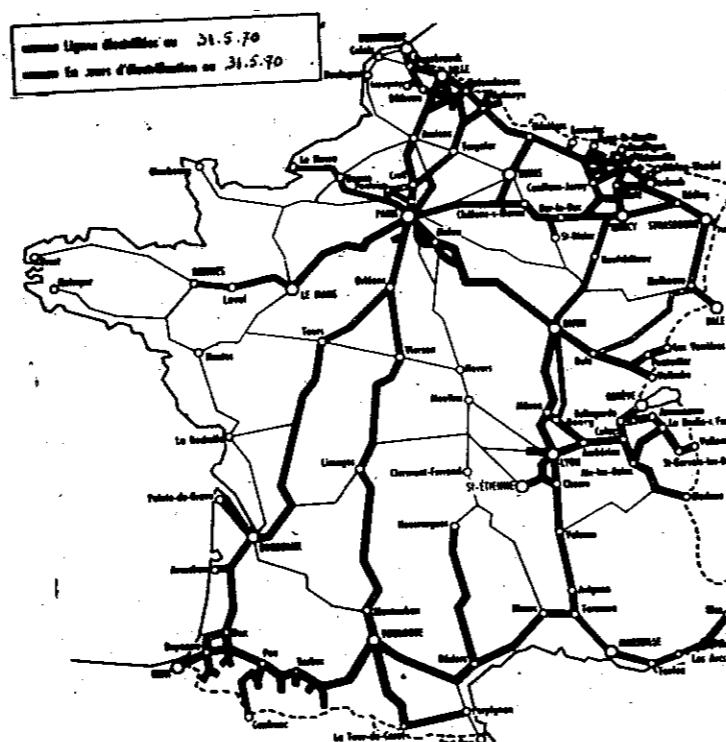
(2) La construction d'un réseau à grande vitesse est en France à l'ordre du jour.

2°/ Les solutions adoptées, surtout en matière de voie, ne sont éprouvées que par une expérience s'étendant sur de longues années, ce qui incite à la prudence dans l'application des méthodes nouvelles, car la sanction de l'usage est indispensable avant de tirer une conclusion définitive. Néanmoins les expériences de laboratoire et les études théoriques ont un développement de plus en plus considérable et sont l'indispensable complément de l'expérience en voie.

3°/ La notion de Service Public des réseaux ferroviaires perd de l'importance vis-à-vis de leur politique commerciale avec laquelle elle est souvent en conflit ; c'est pourquoi les questions de prix de revient sont toujours au premier plan des préoccupations et aucune solution technique, si spectaculaire soit-elle, n'a de chances de succès si elle ne peut se justifier par une rentabilité suffisante. Ceci explique d'ailleurs qu'aucune solution ne soit universelle, mais que les prix et la qualification de la main-d'œuvre, les possibilités d'approvisionnement, l'existence de laboratoires jouent un rôle fondamental et que leurs différences expliquent, pour une large part, la largeur de l'éventail des conceptions et des solutions techniques adoptées par des réseaux différents.



incipales étapes du développement des Chemins de fer en Français



CHAPITRE I

G E N E R A L I T E S

A/ HISTORIQUE DES CHEMINS DE FER EN FRANCE

L'histoire du chemin de fer en France, comme dans la plupart des pays, est caractérisée par une concentration progressive où l'on peut distinguer cinq périodes principales (fig. I-1).

- 1^{ère} période : 1821 - 1841 - L'époque des tronçons

C'est la période d'expérimentation des chemins de fer en France. Bien que la première ligne Saint-Etienne à Andrézieux, concédée en 1823, ait été ouverte en 1827, la construction des lignes de chemin de fer ne progressa que très lentement. La ligne de Paris à Saint-Germain fut inaugurée le 18 août 1837. A la fin de 1841, il n'existe en France que 573 km de lignes (constituées de tronçons de 50 km environ), contre 4 900 km dans l'ensemble de l'Europe.

- 2^{ème} période : 1842 - 1874 - L'étoile de LEGRAND, la constitution des six grandes Compagnies.

A la suite du vote de la loi du 11 juin 1842 décidant la création de 9 grandes lignes joignant Paris aux frontières et au littoral de la Manche, de la Méditerranée et de l'Océan (Etoile de LEGRAND), on entre dans une période de construction plus active, où il convient de retenir les noms de SEGUIN, LEGRAND et TALABOT. De nombreuses Compagnies se créent. On en compte 33 en 1846 pour 1900 km de lignes.

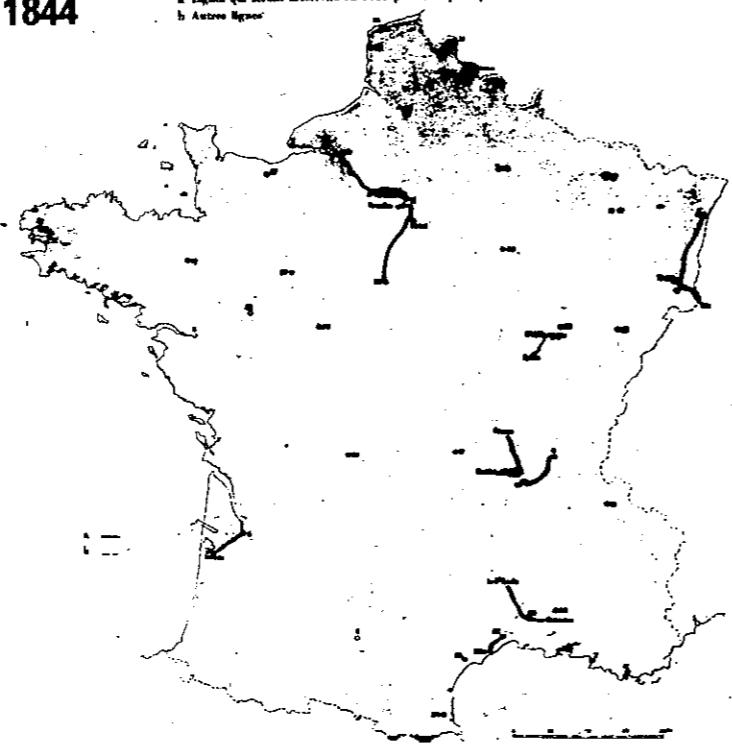
La crise économique et politique qui suit la Révolution de 1848 compromet leur situation financière et l'Empire s'attache à constituer des Compagnies puissantes par voie de fusion. Ces fusions s'achèvent par la signature des Conventions de 1859 avec les 6 grandes Compagnies du Nord, de l'Est, de Paris à Orléans, de Paris à Lyon et à la Méditerranée, du Midi et de l'Ouest.

Ces Conventions accordent à chaque Compagnie pour les lignes dites "du nouveau réseau" (les moins productives) la garantie d'intérêt.

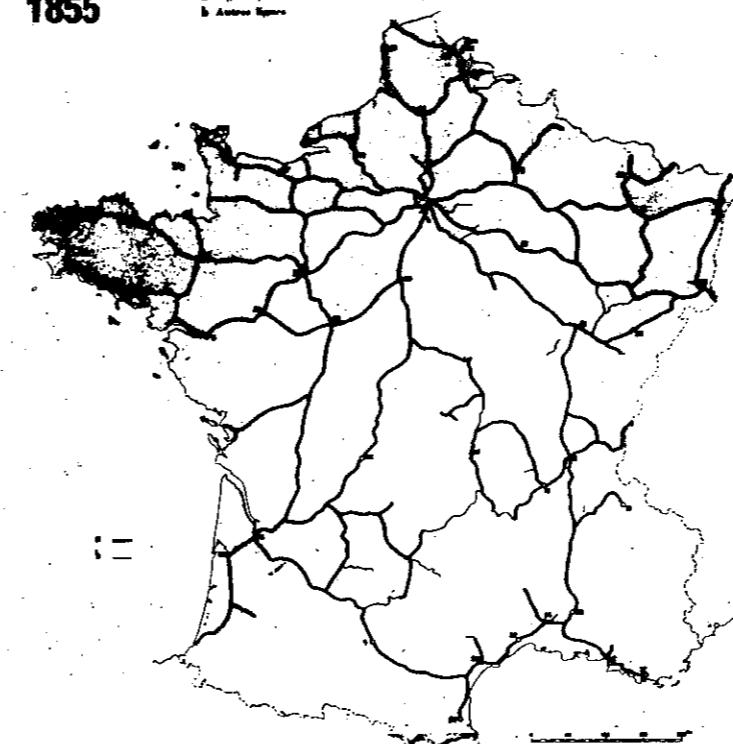
La construction des lignes reprend à une cadence très rapide (770 km en moyenne par an, et même certaines années plus de 1 000 km). En 1875 plus de 20 000 km sont exploités sur un réseau total de 30 000 km. La partie vraiment productive des grands réseaux est terminée dès cette époque.

Il est intéressant de noter que la centralisation administrative du Premier Empire est à l'origine du réseau centré sur Paris, qui, à son tour, a contribué à renforcer cette tendance par les liens économiques et culturels qu'il a créés.

1844

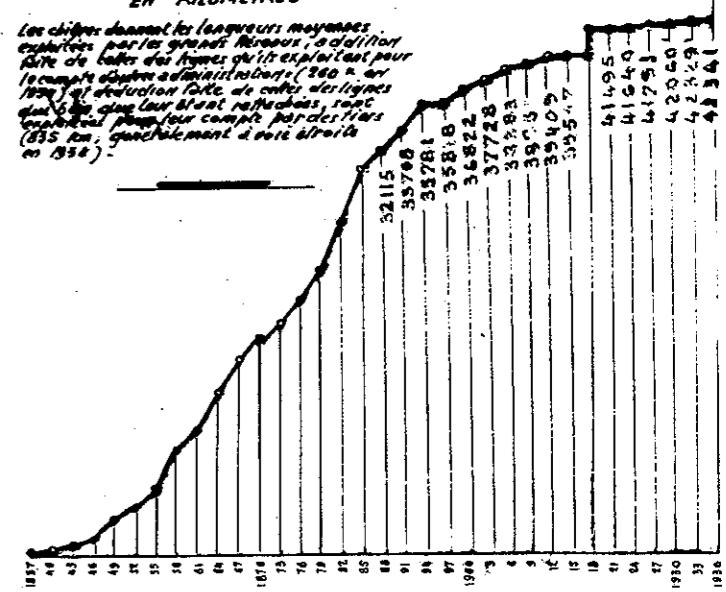
a. Lignes qui avaient desservies en 1847 par des express permanents
b. Autres lignes

1855

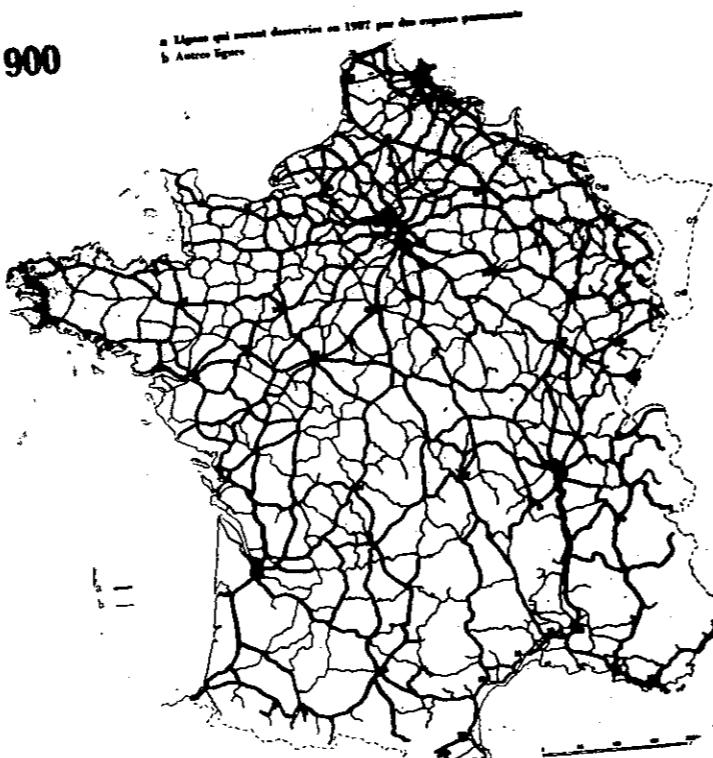
a. Lignes qui avaient desservies en 1847 par des express permanents
b. Autres lignes

LONGUEURS EXPLORIÉES EN KILOMÈTRES

Les chiffres donnent les longueurs moyennes exploitées par les grands réseaux ; additionnée avec de celles des lignes qu'ils exploitent pour le compte d'autrui, elles sont 360 km. Les chiffres de cette dernière ligne sont ceux leur étant attribués, sans prendre en compte pour ce compte les réseaux qu'ils exploitent pour des tiers (355 km., quasiment à cette époque en 1850).



1900



1937

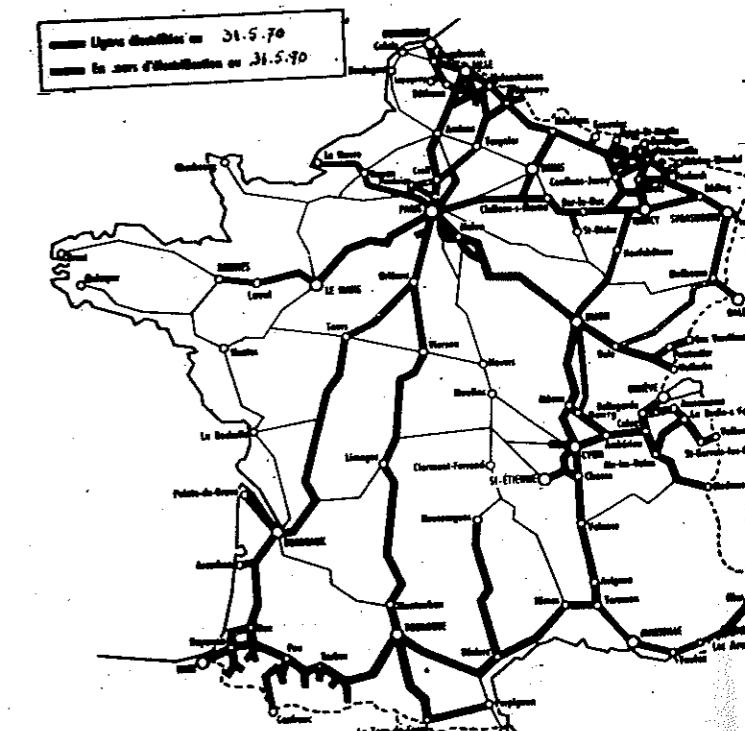
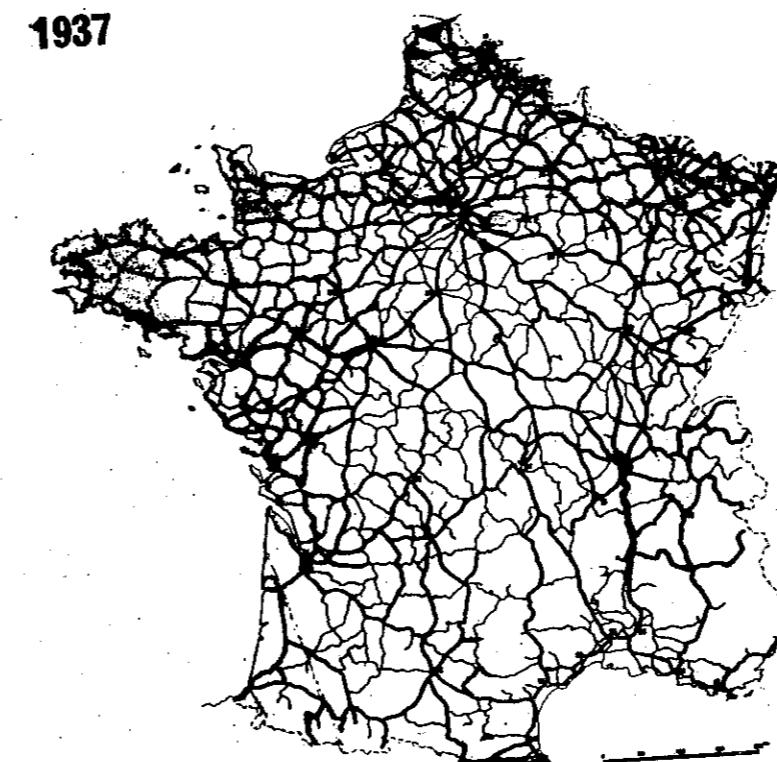


fig.I.1 Les principales étapes du développement des Chemins de fer en France

- 3ème période : 1875 - 1920 - La constitution du réseau de l'Etat, le programme FREYCINET

En 1878, l'Etat rachète un certain nombre de petits Compagnies du Sud-Ouest qui n'avaient pas été incorporées dans les grands réseaux (Charente, Vendée) et constitue avec leurs lignes le réseau de l'Etat qu'il exploite directement.

La prospérité et l'amélioration des conditions de déplacement apportées par le chemin de fer à toutes les régions qu'il dessert poussent l'opinion publique à demander une extension considérable du réseau. Pour y répondre, de FREYCINET fait voter en 1879 un programme de grands travaux comportant la création de 150 lignes nouvelles (17 000 km) avec le but de desservir par ligne à voie normale toutes les Sous-Préfectures.

L'Etat ne put mener à bien ce programme, ni exploiter les lignes enclavées dans les réseaux des Compagnies. Les Conventions de 1883 incorporèrent dans les Grands Réseaux 12 000 km de lignes d'intérêt général, construites ou à construire. En compensation, les Réseaux voyaient la garantie d'intérêt s'étendre à l'ensemble de leurs lignes.

De 1883 à 1914, les résultats d'exploitation furent en général peu favorables en raison des charges croissantes qu'entraînaient les mises en service de lignes à caractère essentiellement politique du programme FREYCINET. Seules les Compagnies du Nord, de l'Est et du P.L.M. n'eurent pas à faire appel à la garantie ou purent rembourser les avances accordées en années difficiles, par suite de l'importance économique des régions desservies par leurs lignes principales. La situation financière de la Compagnie de l'Ouest devint tellement mauvaise que l'Etat procéda à son rachat en 1908. Cette opération lui permit, par ailleurs, de désenclaver son propre réseau qui n'était pas relié à Paris.

En 1914, la longueur totale exploitée atteignait près de 38 000 km. Les Chemins de fer furent réquisitionnés dès le début de la guerre et jouèrent un rôle de première importance dans les opérations militaires et le soutien de la vie économique du pays.

A la fin de la guerre leur situation économique et financière rendit nécessaire l'établissement d'une nouvelle Convention.

- 4ème période : 1921 - 1937 - La Convention de 1921, les organismes communs.

La Convention de 1921 réglait pour la première fois dans un seul texte le sort de l'ensemble des réseaux (Compagnies et Etat). Elle mettait pratiquement fin à leur indépendance par la création d'un Conseil Supérieur des Chemins de fer, d'un Comité de Direction et d'un Fonds Commun destiné à compenser les excédents et les déficits des différents réseaux, l'équilibre étant assuré par le jeu des tarifs.

La construction des lignes nouvelles, arrêtée par la guerre, reprit au ralenti et en 1929 le réseau français atteignit sa longueur maximale : 42 600 km.

Au cours de cette période, les Compagnies commencèrent à substituer au développement linéaire l'équipement en potentiel concrétisé par l'électrification (2 200 km de lignes entre 1928 et 1938) et la modernisation des grands triages.

La crise économique de 1929, la dévaluation continue du franc, la crise politique de 1936 et la naissance de la concurrence routière placèrent les réseaux dans une situation financière telle qu'ils durent signer le 31 août 1937 une nouvelle Convention avec le Gouvernement.

- 5ème période : à partir de 1938 - La Société Nationale des Chemins de fer français, la Reconstruction, la concentration des moyens.

Par la Convention de 1937, les anciennes Compagnies renoncèrent en faveur de la Société Nationale des Chemins de fer français, créée pour une durée de 45 ans, au droit d'exploiter leurs concessions. En outre, l'Etat transféra à celle-ci l'exploitation de ses deux réseaux (Etat et Alsace-Lorraine). A partir du 1er janvier 1938, la S.N.C.F. assura l'exploitation des Chemins de fer français, divisés en 5 Régions.

A la suite de la déclaration de guerre en 1939, les Chemins de fer furent à nouveau réquisitionnés par l'Autorité Militaire. Les installations subirent des destructions considérables en 1940 et 1944. A la libération du territoire, le réseau national était coupé en une multitude de tronçons de quelques dizaines de kilomètres chacun. Le bilan des destructions était le suivant :

- 3 800 ouvrages d'art représentant une longueur totale de 100 km de brèches,
- 115 gares importantes,
- 3 200 km de voies,
- 900 km de caténaires,
- 14 000 locomotives,
- 21 000 voitures,
- 310 000 wagons.

Dès la Libération les itinéraires principaux furent très rapidement remis en service pour faciliter les opérations militaires alliées et permettre la reprise de l'activité économique du pays. Au mois de mai 1945, 85 % des ouvrages étaient rétablis dont 12 % en définitive, assurant un trafic satisfaisant sur l'ensemble des lignes importantes et suppléant la carence quasi totale des autres moyens de transport.

Les travaux de reconstruction se sont étalés sur une vingtaine d'années, mais dès 1946 la S.N.C.F. s'est attaquée à la modernisation de ses techniques d'exploitation en vue de répondre, à moindres frais, à un trafic constamment croissant. La pièce maîtresse en a été l'électrification des lignes à fort trafic d'abord en courant 1500 Volts continu (Paris-Lyon), puis en courant industriel monophasé 50 périodes (Régions de l'Est et du Nord) ; l'orientation actuelle de la modernisation des installations va vers l'utilisation de la cybernétique dans tous les problèmes de circulation et le traitement des données, dans le but d'améliorer la sécurité, la capacité des lignes et le rendement des wagons pour pouvoir transporter mieux, plus vite et moins cher.

Depuis quelques années, la situation financière de la S.N.C.F. s'est détériorée essentiellement sous l'action d'une concurrence qui n'est pas soumise aux mêmes obligations de service public que la S.N.C.F. C'est pourquoi un nouvel avenant à la Convention de 1937 donne à la S.N.C.F. une plus grande liberté d'action et, en contrepartie d'une normalisation de ses comptes, prévoit l'obligation d'équilibrer son budget à partir de 1974.

B/ LE CHEMIN DE FER COMPARE AUX AUTRES MOYENS DE TRANSPORTS

a) L'importance du trafic assuré

Le rôle du chemin de fer dans l'ensemble des transports est toujours prépondérant, comme le montre le tableau ci-après, établi pour l'année 1968.

	Tonnage kilométrique total (en milliards de t/km)	Pourcentage de ce tonnage kilométrique par :			
		Rail	Route	Voie navigable	Pipe-line
U.R.S.S.	2 833	80,3	6,6	5,5	7,6
6 Pays de l'Europe de l'Est (1)	303	79,8	12,2	4,2	3,8
U.S.A. (2)	2 692	40,3	22,6	15,6	21,5
11 Pays de l'Europe de l'Ouest (3)	610	42,7	31,9	18,6	6,8
France (1969)	151,4	45,3	36,8	9,8	8,1

(1) Allemagne de l'Est, Bulgarie, Hongrie, Pologne, Roumanie, Tchécoslovaquie.
(2) L'appreciation des chiffres mentionnés pour les Etats-Unis doit tenir compte du fait qu'une grande partie des transports de produits pétroliers, assurés par oléoducs, figurent aux transports intérieurs, alors que pour les autres pays, il s'agit d'un trafic assuré par voie maritime au titre des transports extérieurs.
(3) Autriche, Belgique, Danemark, France, Italie, Luxembourg, Pays-Bas, République Fédérale d'Allemagne, Royaume-Uni, Suède, Suisse.

Sans doute la répartition des trafics s'effectue-t-elle surtout en fonction de la distance et de la nature des marchandises transportées, de sorte que le chemin de fer joue un rôle de plus en plus important en matière de transports de pondéreux et que dans nombreux pays d'Outre-Mer c'est le mode de transport choisi pour amener dans les ports les minéraux extraits à l'intérieur du continent.

On notera le rôle considérable joué par le transport ferroviaire en U.R.S.S., rôle favorisé par l'absence de routes et par le fait que les voies navigables sont inutilisables par suite du gel pendant la plus grande partie de l'année.

Notons au passage que le chemin de fer est le seul moyen de transport insensible aux intempéries ; chaque hiver, en France, le chemin de fer doit se substituer, quelquefois pendant plusieurs semaines, aux autres modes de transport défaillants (canaux gelés, routes verglacées, aérodromes interdits par le brouillard).

b) Les qualités propres du chemin de fer

Ces qualités découlent des 3 caractéristiques suivantes :

1 - Le contact métal sur métal rend faible la résistance au roulement (inférieure à 3 kg/t) et permet ainsi la remorque de charges très élevées avec une puissance faible et un personnel de bord très réduit. Seule la résistance des attelages limite à l'heure actuelle le tonnage des trains en France ; cette résistance sera améliorée par substitution de l'attelage automatique à l'attelage ordinaire, mais d'ores et déjà des trains de 4 000 tonnes brutes circulent sur les voies françaises, grâce à des locomotives télécommandées réparties dans la rame. Sur les réseaux minéraliers, spécialement équipés pour charges lourdes par essieux, on peut réaliser des trains de 15 000 tonnes dont la remorque ne nécessite que deux agents de conduite (1).

En contrepartie, les lignes de chemin de fer réclament un profil présentant des rampes peu élevées, inférieures si possible à 10 mm/m sur les lignes importantes et des distances de freinage qui croissent rapidement avec la vitesse. Les caractéristiques des autoroutes modernes, au point de vue profil en long et tracé, se rapprochent d'ailleurs beaucoup des caractéristiques exigées par une voie ferrée, ce qui a permis d'envisager des emprises communes.

2 - Le guidage précis permet d'utiliser complètement la largeur de la plateforme et de bénéficier par conséquent pleinement du gabarit. Le débit d'une voie ferrée est très supérieur à celui d'une autoroute dont, par contre, la largeur d'emprise est beaucoup plus grande. Le prix moyen du kilomètre d'autoroute, en dehors des zones urbaines, est aux prix 1970, taxes comprises, de 5,50 millions de francs pour une plateforme à 2 fois 3 voies, nettement supérieur à celui d'une ligne de chemin de fer à double voie dans le même site et les mêmes conditions (3,5 millions).

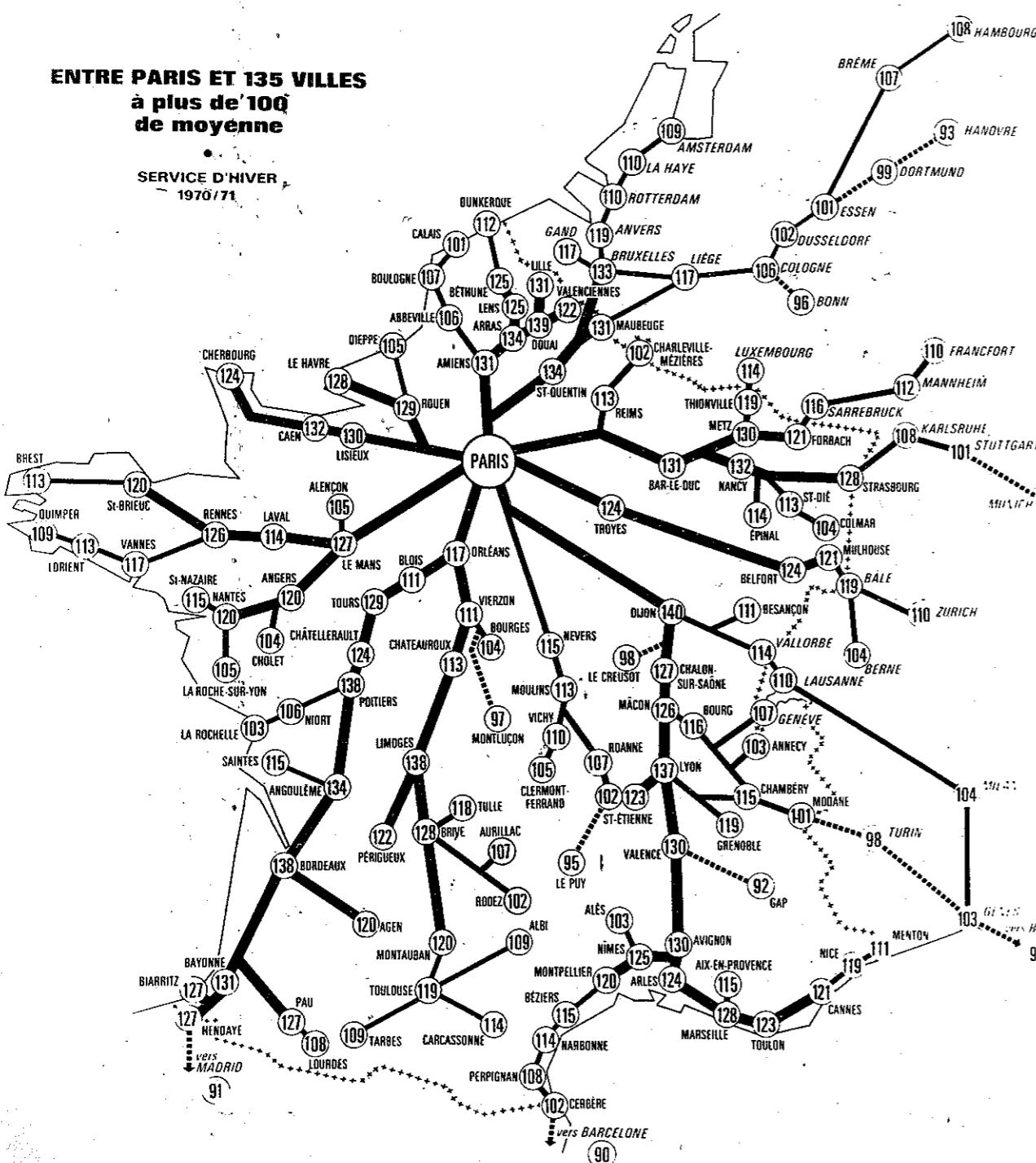
3 - La marche des trains ne dépend que d'un seul degré de liberté du fait du guidage des rails ; il en résulte une aptitude particulière du chemin de fer à l'automatisation, ce qui permet d'améliorer considérablement ses performances et son prix de revient.

(1) On a même réalisé aux U.S.A. un train expérimental de 50 000 tonnes.

Ces caractéristiques offrent au chemin de fer les qualités suivantes :

1^o / Rapidité

La carte de la fig. I-2 montre les liaisons assurées à des vitesses moyennes commerciales supérieures à 100 km/h entre Paris et les principaux centres du pays, justifiant l'idée que c'est la durée du trajet qui compte pour le voyageur et non la distance. La vitesse maximale est actuellement de 160 km/h chaque fois que le tracé le permet, sauf les tronçons Etampes - Les Aubrais et Les Aubrais - Vierzon autorisés à 200 km/h en service commercial (1).



(1) L'accélération qui est résultée d'une augmentation générale des vitesses entre Paris et Toulouse, au service d'été 1967, pour le train rapide "Capitole" a permis un gain total de 25 000 minutes de voyageurs, compte tenu de la fréquentation de ce train.

Ces vitesses moyennes situent la S.N.C.F. à la tête des réseaux ferroviaires mondiaux, à l'exception du réseau japonais (J.N.R.) qui a construit entre Tokyo et Osaka la ligne dite du "Tokaido", spécialement aménagée pour pouvoir être parcourue, en service commercial, sur les 515 km de parcours, à 210 et dans l'avenir à 250 km/h (3 h 10 pour 515 km avec 2 arrêts intermédiaires), et à l'heure actuelle en cours de prolongement.

L'augmentation de vitesse n'est pas réservée aux seuls trains de voyageurs ; elle joue un rôle important en matière de marchandises et l'objectif d'avenir est de faire circuler les trains de marchandises à 120 km/h. D'ores et déjà, depuis le mois de mai 1967, la S.N.C.F. a créé un service régulier entre Paris et Marseille suivant l'horaire suivant :

Paris-Bercy	20 h 32	5 h 52
Marseille-Arenec	5 h 29	20 h 03

Les marchandises livrées ainsi, soit à Paris, soit à Marseille, le soir avant 19 heures sont mises au plus tard à 8 heures du matin à disposition du client de l'autre extrémité.

2^o / Sécurité

Le tableau suivant montre que le chemin de fer est, de très loin, le moyen de transport le plus sûr.

Années	Nombre de voyageurs tués			V _k (en milliards)			Nombre de voyageurs tués par milliard de V _k		
	Fer ⁽¹⁾	Route	Air ⁽²⁾	Fer	Route	Air ⁽²⁾	Fer ⁽¹⁾	Route	Air ⁽²⁾
1956	14	8 283	49	30,8	66,0	3,6	0,45	126	14
1958	0	8 126	28	32,3	74,7	4,3	0	109	6
1960	4	8 295	56	32,0	89,0	5,4	0,13	93	10
1962	46	9 928	224	35,8	106,4	6,2	1,28	93	36
1964	1	11 105	74	37,8	129,9	7,0	0,03	86	11
1965	12	12 150	10	38,3	139,5	7,8	0,31	88	1,3
1966	13	12 158	2	38,4	148,1	9,24	0,34	82	0,22
1967	0	13 588	12	38,37	160,2	10,3	0	85	1,2
1968*	5	14 284*	151	35,9	171,2*	10,2	0,14	83*	14,7

* Renseignements provisoires

(1) A l'exclusion du personnel et des personnes tués dans des circonstances autres que les accidents de trains

(2) Compagnies Aériennes Françaises

3^e / Régularité

La régularité, à laquelle le client attache une importance aussi grande qu'à la vitesse, fait l'objet des préoccupations permanentes de tous les Services de la S.N.C.F. Le tableau ci-après donne quelques statistiques :

		1956	1958	1960	1962	1964	1965	1966	1967	1968
Retards										
Rapides	(de 1 à 5 minutes)	-	-	-	-	-	-	-	-	-
et	(de 6 à 14 minutes)	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Express	(de 15 minutes et plus)	4,5	3,0	2,5	3,3	3,7	2,9	3,1	3,-	3,8
Autres trains de voyageurs	{ de 15 minutes et plus	2,2	1,5	1,2	1,6	1,6	1,3	1,3	1,2	1,6
Trains de la banlieue de Paris	(plus de 5 minutes)	0,9	0,8	0,7	0,9	1,1	0,9	1,2	1,-	1,4
Trains de messageries	(plus de 30 minutes)	9,9	5,5	4,9	6,4	5,9	3,6	3,8	3,2	4,2
	(plus de 1 heure)	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Trains de marchandises	(plus de 30 minutes)	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	(plus de 1 heure)	8,1	4,1	3,4	4,5	4,5	2,7	2,6	2,1	2,9

Ces statistiques sont établies sur les retards à l'arrivée et non, comme certains moyens de transport concurrents, sur la régularité au départ. Nous retrouvons là l'insensibilité quasi totale du chemin de fer aux conditions atmosphériques.

4^e / Débit

Le chemin de fer est le mode de transport de masse idéal, tant pour les voyageurs que pour les marchandises.

a) Banlieues des grandes villes : La gare Saint-Lazare assure une pointe de trafic de 1 000 voyageurs à la minute ; la gare la plus importante de banlieue de Tokyo (Shinjuku) assure un trafic de 300 000 voyageurs en 2 heures à l'heure de pointe.

Le problème des transports entre les grandes métropoles et leurs banlieues n'est résolu facilement que par le moyen du chemin de fer ; c'est ainsi que Paris construit un réseau express régional, qu'un certain nombre de villes se dotent actuellement d'un métro et que la ville de San-Francisco vient de s'équiper d'un réseau de transports urbains rapides par voie ferrée. A l'heure actuelle, sur les 5 Continents, et dans 29 pays, 67 très grandes villes projettent ou construisent un réseau ferré urbain.

b) Transport massif de voyageurs : Seul le chemin de fer est en mesure de faire face, en périodes de pointe, aux départs massifs de voyageurs en vacances dans des conditions satisfaisantes. Le succès de la ligne du Tokaido, au Japon, est dû au fait que sur une distance de 515 km elle dessert une population voisine de 60 millions d'habitants et assure ainsi un trafic horaire de plus de 3 000 voyageurs dans chaque sens.

c) Transports rapides de voyageurs : Les trains les plus rapides sont essentiellement, sur la S.N.C.F., des trains de soirée dits "trains d'affaires" qui permettent de relier dans les deux sens Paris aux principales villes de France, entre 19 heures et minuit.

d) Transports massifs de marchandises : C'est le chemin de fer qui est le moyen de transport adopté pour les transports massifs de matières premières dans les pays neufs. Les dernières années ont vu la construction ou la rénovation de chemins de fer miniers au Canada, au Brésil, au Libéria, en Guinée, en Mauritanie, au Congo ; une part importante des études a d'ailleurs été effectuée en France par le bureau d'études SOFRERAIL.

En conclusion, c'est dans le sens de l'augmentation des vitesses et des transports de masse que le chemin de fer voit s'ouvrir l'avenir.

C/ LES ORGANISATIONS INTERNATIONALES

L'absence de concurrence ferroviaire internationale a depuis longtemps permis une coopération internationale, sur les plans technique d'abord, commercial ensuite. Cette collaboration s'est d'ailleurs révélée nécessaire très tôt, afin de permettre une circulation internationale sans restriction des voitures et wagons, voire des engins de traction. La technique de changement d'essieux et bogies (Cerbère, Hendaye, Brest-Litovsk...), complétée par le développement des transconteneurs, supprime même l'obstacle des différences d'écartement.

Sur le plan européen, les conventions relatives à l'unité technique, le Règlement International des Wagons (R.I.V.), le Règlement International des Voitures (R.I.C.) fixent depuis plus d'un demi siècle les exigences techniques minimales indispensables pour l'exploitation des lignes internationales.

- L'Union Internationale des Chemins de fer

En 1922 fut fondée l'Union Internationale des Chemins de fer (U.I.C.) dont la mission principale est la fixation des dispositions techniques, et éventuellement économiques, destinées à faciliter les conditions de déroulement du trafic international des voyageurs et des marchandises.

L'U.I.C., dont le siège est à Paris, groupe actuellement cinquante administrations ferroviaires, pour une bonne part européennes, avec un effectif d'environ 3 millions d'agents et un réseau long de près de 300 000 km.

- Organisation et travaux : L'U.I.C. comprend deux organismes supérieurs : l'Assemblée Générale et le Comité de Gérance ; ce dernier formé par les dirigeants des Administrations membres, au nombre de 14, constitue l'instance permanente essentielle de l'U.I.C.

Les travaux et études sont confiés à 5 Commissions et 5 Comités d'Etudes spécialisés qui réunissent chaque année les groupes de travail d'experts chargés des études.

L'U.I.C. dispose en outre d'Offices, bureaux et centres dont le principal est l'Office des Recherches et Essais (O.R.E.) créé en 1950, dont le siège est à Utrecht. Cet Office a pour tâche essentielle la réalisation, à frais communs,

des études, essais et recherches nécessaires à l'amélioration et à la rationalisation des techniques ferroviaires les plus diverses ; près de 400 experts et 30 administrations membres y contribuent.

L'U.I.C. organise périodiquement des symposiums internationaux ayant pour but de faire le point de certaines techniques avancées (cybernétique ferroviaire, grandes vitesses).

Les différentes compositions, articulations internes et liaisons externes de l'U.I.C. sont données dans un organigramme joint.

- L'Organisation pour la Collaboration des Chemins de fer (OSJD)

Créeé pour le développement du trafic international et la collaboration technico-scientifique dans le domaine du trafic ferroviaire et du trafic par véhicules automobiles, cette organisation groupe actuellement 12 réseaux d'Europe Orientale et d'Asie, dont l'U.R.S.S. et la Chine, ainsi que Cuba.

Bien que marquée par l'intervention gouvernementale, l'OSJD n'en est pas moins, dans sa structure et dans son fonctionnement, assez semblable à l'U.I.C. L'organisme directeur de l'OSJD est la Conférence annuelle des Ministres des pays membres. Le Comité de l'Organisation pour la collaboration des Chemins de fer en est l'organe d'exécution. Neuf Commissions reprennent sensiblement les grands thèmes de celles de l'U.I.C. en débordant toutefois sur les transports routiers.

Deux grandes organisations ferroviaires internationales, telles que l'U.I.C. et l'OSJD pouvaient d'autant moins s'ignorer que certains réseaux (Pologne, Tchécoslovaquie, etc.) sont membres des deux organisations. Outre les simples échanges d'informations sur le plan technico-économique, et la participation réciproque aux travaux des Commissions en qualité d'observateurs de membres de chacune des deux organisations, l'OSJD et l'U.I.C. confrontent souvent leurs points de vue dans des réunions communes consacrées à des questions bien déterminées. C'est notamment le cas pour un problème fondamental : l'attelage automatique, réalisé en U.R.S.S. à partir de 1933, et que les autres réseaux d'Europe ont décidé d'introduire prochainement sur tous les wagons de leur parc.

- Association of American Railroads (AAR)

Cette Association fut créée en 1934 aux U.S.A. par la fusion de plusieurs Associations ferroviaires. C'est une organisation américaine dont le but principal est de permettre aux Réseaux d'unifier et harmoniser leurs politiques de transports. Elle sert de bureau commun aux chemins de fer pour les questions relatives à la recherche, à l'exploitation, au trafic, à la comptabilité ou aux finances.

En mars 1965, l'AAR comptait 155 Compagnies de chemin de fer à part entière et 122 membres associés, qui n'ont pas droit de vote ; pratiquement, tous les grands réseaux des U.S.A., du Canada et du Mexique en font partie.

Un Conseil d'Administration de 21 membres et un Comité exécutif, comportant 8 membres du Conseil d'Administration, constituent les deux organismes de direction générale.

Les activités de l'Association sont réparties sur six services principaux, à savoir :

- Service Juridique
- Service d'Exploitation et d'Entretien
- Service de Comptabilité et des Finances
- Service de la Recherche
- Service de l'Economie Ferroviaire
- Service des Relations Publiques

Récemment, une Division de Cybernétique (Data System Division) a été créée à la suite du premier Symposium International Ferroviaire Cybernétique, qui a permis le développement des informations régulièrement échangées entre l'U.I.C. et l'A.A.R.

- L'Association Internationale du Congrès des Chemins de fer (A.I.C.C.F.)

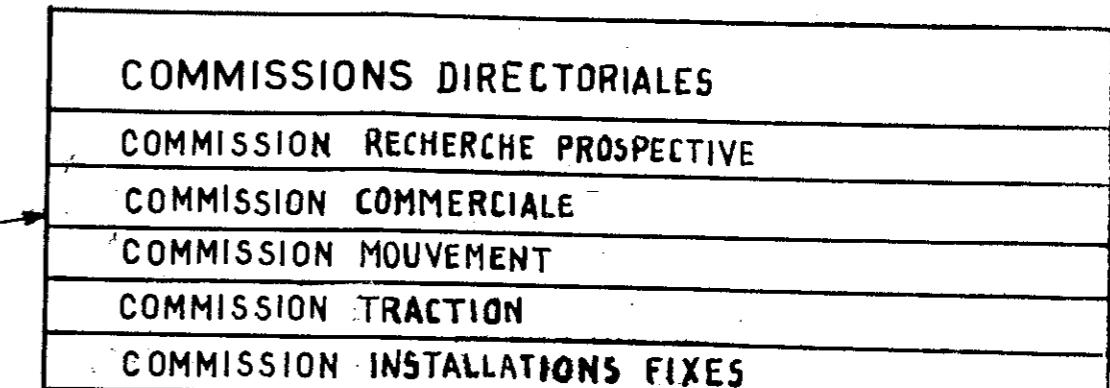
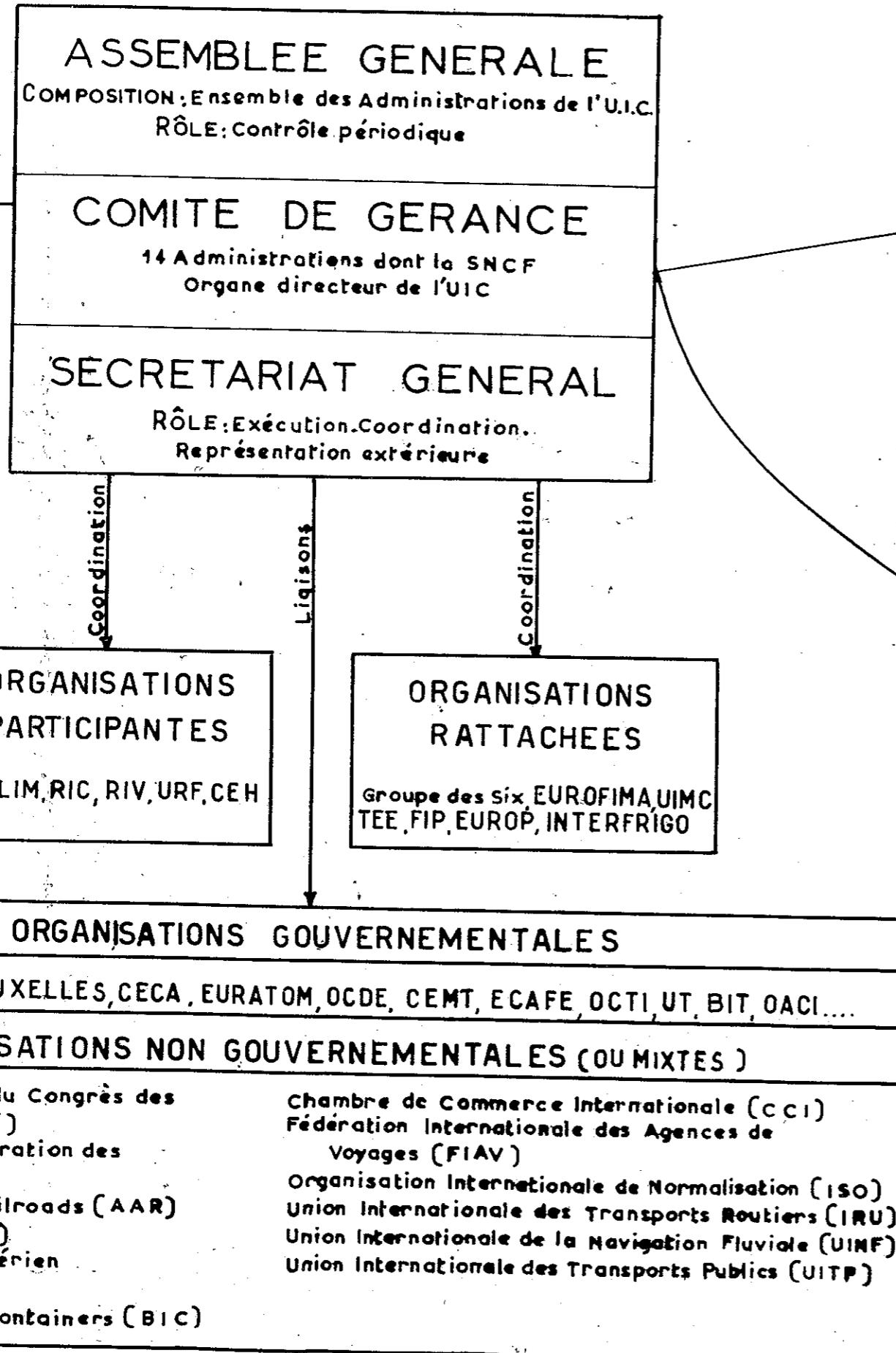
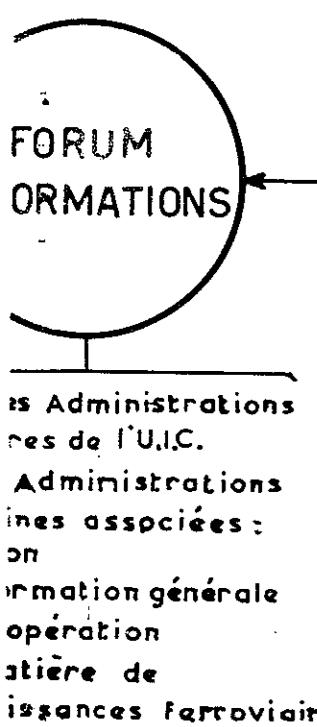
Cette Association groupe 98 pays représentant 600 000 km de voies ferrées depuis 1885. Elle réunit, tous les quatre ans, plusieurs centaines de délégués en vue de l'analyse critique de rapports établis par des spécialistes auprès des réseaux membres, sur une dizaine de questions appartenant aux domaines les plus variés. L'ensemble de ces rapports constitue une excellente documentation de base. Son organisation permanente émet, en liaison avec l'O.R.E. et l'U.I.C., un bulletin international d'information : "Rail International".

D/ STATISTIQUES

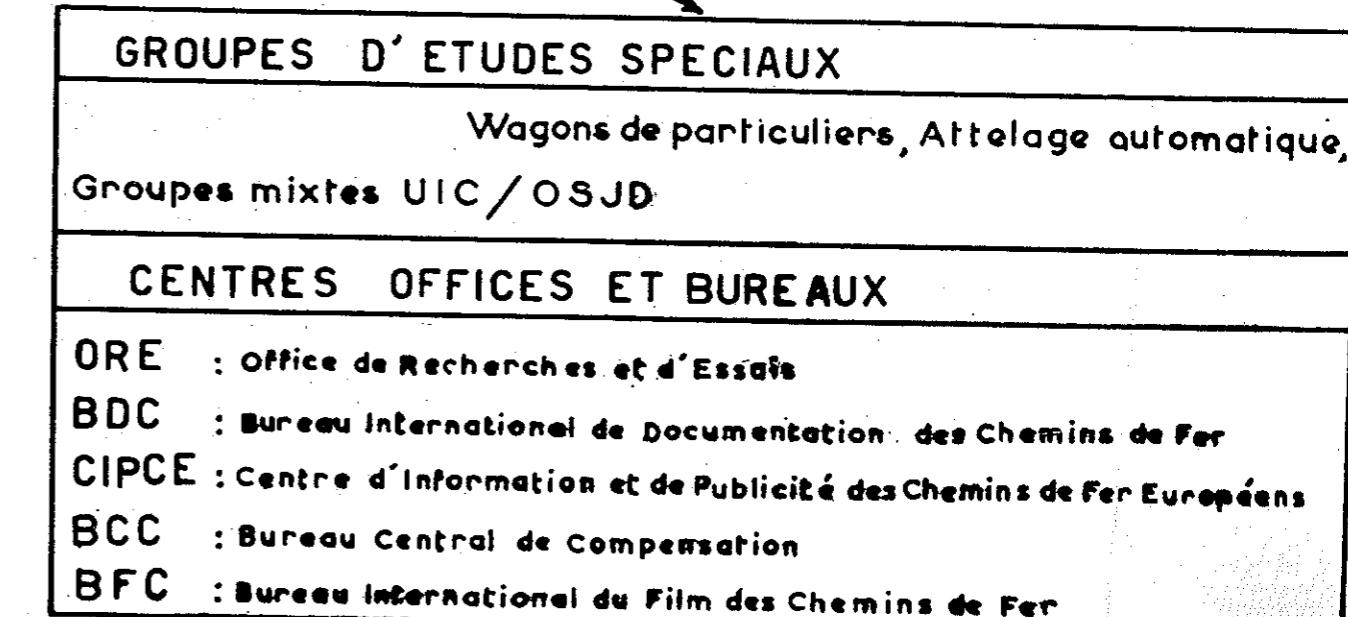
Nous complèterons cette introduction par quelques renseignements statistiques ayant pour but de montrer l'importance intrinsèque de la S.N.C.F. et son évolution et permettant des comparaisons avec quelques réseaux importants.

	<u>Unités</u>	<u>1938</u>	<u>1949</u>	<u>1964</u>	<u>1966</u>	<u>1969</u>
Longueur de lignes	1 000 km	42,6	41,3	38,2	37,8	37,2
Longueur de lignes électrifiées	"	3,34	3,64	8,19	8,58	8,97
Voyageurs transportés	million	540	597	608	628	607
Voyageurs kilomètre	milliard	22,1	29,5	37,8	38,4	39,14
Tonnage marchandises transportées	millier de tonnes	132	161	248	233	242,67
Tonnage kilomètre	milliard	26,5	41	65,3	64,1	67,21
Effectifs locos :						
- vapeur		15 235	10 025	2 824	1 690	459
- électriques		714	780	1 968	2 117	2 217
- diesel		7	106	1 056	1 363	1 835
Voitures express métalliques	millier		4,12	6,96	7,29	11,66
Wagons (y compris particuliers)	millier	455	426,8	345,8	322,5	308,5
Consommation :						
- charbon	million/t	8,92	6,82	2,02	1,09	0,46
- électrique	milliard kW/h	0,65	0,89	3,66	3,85	4,82
- diesel	1 000 m3	2	55	304	381	804
Effectifs	1 000 agents	467	428	334,6	323,3	307,6
Embranchements particuliers	mille	6,7	7,6	8,83	9,09	9,38

- 14 bis - FONCTIONNEMENT DE L' U.I.C.



Gestion ou contrôle direct



Année 1968

Adminis- trations	Longueur des lignes en km	Voitu- res à voya- geurs	Wagons de marcho- ndises	Effectifs de personnel	Tonnage kilomé- trique brut remorqué (10 ⁶)	Nombre de voyageurs kilomètre (10 ⁶)	Nombre de tonnes/km (10 ⁶)
Allemagne fédérale	29 982	21 776	270 409	392 564	229 387,5	40 469,1	62 724,8
Belgique	4 677	3 425	43 619	56 214	29 605	8 472,5	6 863,8
France	38 440	15 334	241 272	323 120	229 409,6	35 873	65 209
Grande- Bretagne	22 177	20 057	440 063	319 341	-	-	-
Italie	16 351	10 847	114 088	189 977	93 047,7	-	-
Japon	20 827	23 946	147 587	466 351	262 397,4	188 312,6	59 831
Pologne	26 628	-	-	-	228 515,4	35 869,7	92 694,9
Pays-Bas	3 147	1 881	18 026	25 953	23 739,1	7 355,2	3 339,2
Suisse	2 934	3 822	25 792	41 689	30 682,5	7 838,6	5 700,5
U.R.S.S.	130 000	-	Estimé à 1 000 000	Environ 2 000 000	2 401 000	201 600	1 949 000
U.S.A.	123 905	7 424	1 453 883	590 536	2 435 317,3	21 114,6	1 108 516
Voyag. March.	341 386						

CHAPITRE II

LA MECANIQUE DE LA VOIE

La voie est constituée par un assemblage d'éléments plus ou moins élastiques, qui transmettent à la plateforme elle-même déformable la charge dynamique des roues.

La voie classique comporte deux rails dont l'inclinaison et l'écartement sont maintenus par des traverses reposant sur une épaisseur variable de ballast, souvent isolé de la plateforme par une sous-couche. De nombreux essais de substitution d'autres constituants n'ont jamais révélé de supériorité sur la voie classique, que ce soit la pose directe sur dalles, que ce soit la pose sur plots ou sur longrines avec entretoises d'écartement. Ces systèmes peuvent toutefois offrir des avantages dans certains cas particuliers (tunnels, ouvrages d'art, etc.). La pose spéciale de la R.A.T.P. avec roulement sur pneumatiques, qui donnent plus de souplesse et moins de sonorité et permettent des accélérations et freinages plus importants, correspond à un mode d'exploitation très particulier. Les essais S.N.C.F. de roulement caoutchouc sur rails, et non plus sur longrines en bois ou en béton, ont été abandonnés par suite du prix de revient. La suppression des joints et l'insonorisation des voitures apportent de meilleures solutions.

La voie supporte des efforts verticaux, transversaux et longitudinaux. Si ces derniers n'ont que peu d'influence sur la superstructure, les autres ont des actions déterminantes sur les éléments constitutifs. Une expérience séculaire a progressivement permis une adaptation correcte de la forme et des dimensions de ces éléments aux efforts, mais il est intéressant d'approfondir par le calcul l'influence des diverses contraintes. Des simplifications sont nécessaires car les phénomènes sont rarement élastiques et les deux extrémités de la chaîne de transmission des efforts, le contact rail-roue et celui du ballast avec la plate-forme, sont encore très mal connus.

L'interaction entre voie et véhicule nous oblige à choisir un ordre de présentation quelque peu artificiel, mais qui tiendra compte de la complexité croissante des phénomènes. Nous commencerons par les actions verticales, plus accessibles par le calcul ; les actions horizontales sont beaucoup plus difficiles à étudier théoriquement parce que les moments d'encastrement rails-traverses et le frottement traverses-ballast n'obéissent pas à des lois élastiques et que le rail est soumis à des efforts secondaires de torsion dus à l'excentrement du point d'application des efforts.

Les études dynamiques donnent des résultats sensiblement différents de ceux des études statiques car les charges dynamiques aléatoires exercées par les roues circulant sur une voie présentant des défauts de nivellement et de tracés dépendent à la fois des caractéristiques de la voie et du véhicule. Néanmoins les nombreuses expériences déjà faites en voie permettent de confronter les valeurs mesurées *in situ*, et qui revêtent un aspect statistique, avec les résultats de calculs basés sur des hypothèses simplificatrices dont on peut ainsi apprécier la validité. La concordance obtenue justifie d'intéressantes extrapolations.

De toutes façons les calculs simplifiés ne dénaturent pas l'allure des phénomènes et en facilitent la compréhension ; mais seule l'expérimentation fournit les valeurs numériques indispensables.

A/ CINÉMATIQUE ET STATIQUE DE L'ESSIEU DANS LA VOIE

La solidarité des deux roues d'un même essieu justifie une conicité des bandages qui limite dans les courbes les phénomènes de glissement en permettant des cercles de roulement de diamètres différents.

Dans la position médiane statique de l'essieu dans la voie, chaque roue repose sur le rail comme l'indique la fig. II-1). Les surfaces de roulement ont une conicité de 1/20 ; le rail est posé avec une inclinaison égale sur la verticale de façon que le contact se fait en S sur le sommet du rail.

Certains véhicules ont une conicité de 1/40, qui limite l'importance du lacet aux grandes vitesses, et certaines voies sont également posées à l'inclinaison de 1/40 (cas de la ligne du Tokaido). Mais les boudins, et aussi les rails, atteignant rapidement un profil type d'usure, il n'est finalement que de peu d'intérêt de déroger à la règle du 1/20, sous peine de retournages prohibitifs des boudins de roue.

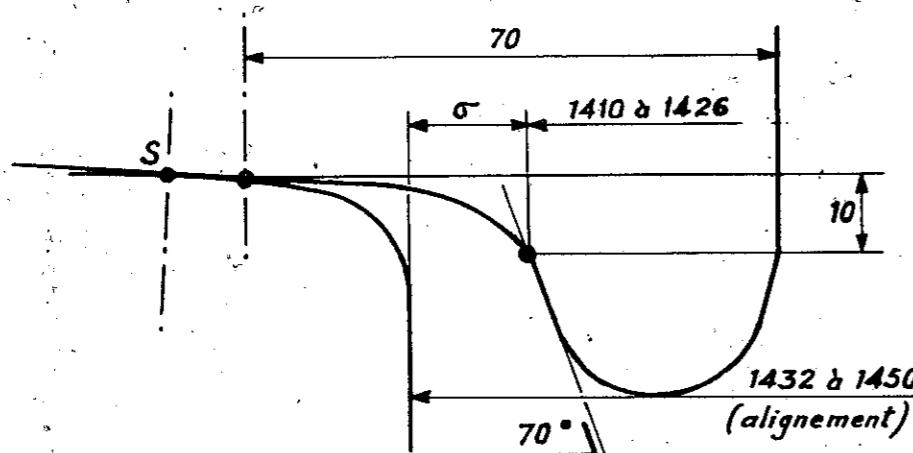


Fig. II-1

De part et d'autre de cette position médiane, l'essieu peut, dans un mouvement de lacet, occuper diverses positions limitées par le jeu qui résulte de la pose et des tolérances de construction et d'entretien de l'essieu et de la voie.

La largeur des essieux est définie dans l'Unité Technique (Edition 1938), avec les limites de 1 410 mm et de 1 426 mm, mesurées dans le plan de cote - 10mm sous les cercles de roulement, eux-mêmes situés sur la surface de roulement des roues, à une distance de 70 mm des flancs intérieurs (fig. 1).

La largeur de la voie, mesurée à la cote - 15 mm sous le plan de roulement, varie par construction, puisque dans les courbes on admet une surlargeur sur la valeur théorique de 1 437 mm (1), pour permettre l'inscription des trains d'essieux moteurs. Cette surlargeur (2) va de 1 445 mm pour un rayon inférieur à 300m, jusqu'à 1 465 mm pour un rayon inférieur à 150 m. A cette marge de construction, il faut ajouter des tolérances d'entretien variables suivant la catégorie de ligne; les limites absolues varient de 1 432 mm à 1 470 mm.

(1) Les principes étudiés pour la voie française peuvent être transposés sans difficulté aux voies larges espagnoles et russes, et aux voies étroites (1m ou 1,06 m) de nombreux réseaux d'Outre-Mer.

(2) Les voies anciennes qui tenaient compte de la circulation de locomotives à vapeur à essieux couplés rigides offrent des surlargeurs plus importantes.

Bien que les systèmes de référence essieu-voie diffèrent légèrement, on voit que l'essieu admet un jeu σ pouvant approximativement varier de 6 mm à 40 mm sur voie en alignement.

La conception de l'essieu "chemin de fer" avec ses roues fixes, assimilable à un dicône, tend à stabiliser l'essieu vers la position médiane définie précédemment. Pour des raisons dynamiques, l'ensemble des essieux liés oscille autour de la position d'équilibre, dans un mouvement de lacet de période variant avec l'état d'usure des surfaces de roulement. On cherche à atténuer ce mouvement en lui donnant une périodicité différente de celle de l'oscillation de caisse et en réduisant l'effet d'écrêtage du mouvement sinusoïdal de lacet, lors du choc d'un deuxième contact de la roue au rail, provoquant un mouvement de "tamis".

Ce deuxième contact résulte cinématiquement d'une possibilité d'obliquité de l'essieu dans la voie, engendrée dans le lacet, et favorisée par une certaine liberté par rapport au châssis du véhicule, notamment avec les suspensions souples modernes qui recherchent une auto-orientation radiale des essieux en courbe (fig. II-2).

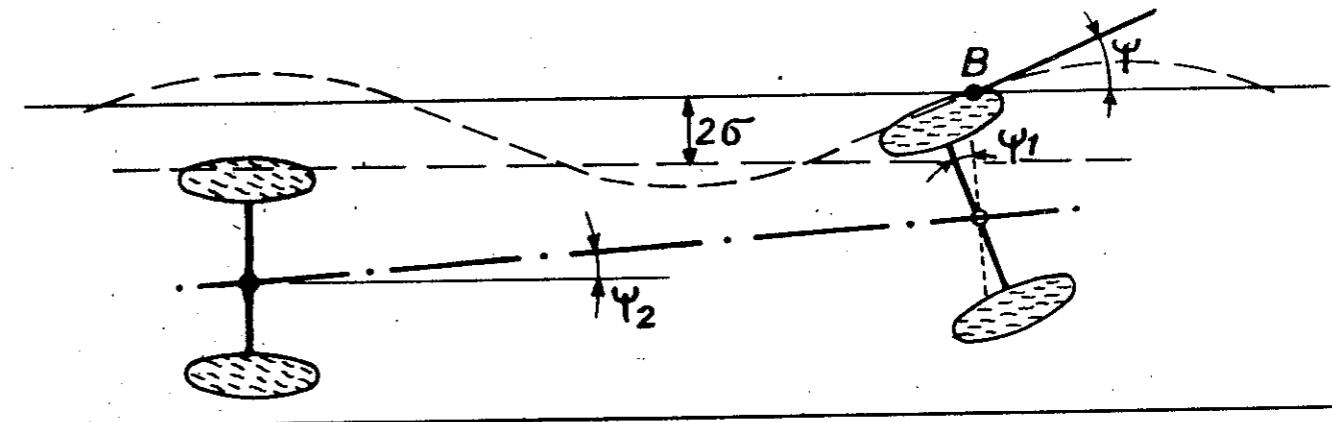


Fig. II-2

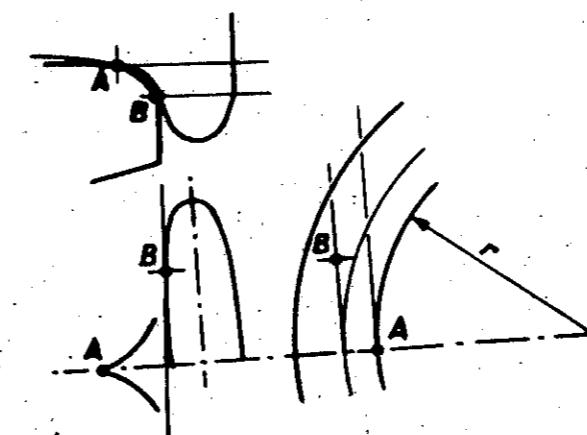


Fig. II-3

Il en résulte que l'oscillation transversale de l'essieu autour de sa position médiane est accompagnée d'une angulation de braquage dans la voie avec deux points de contact A et B. Le second point B est situé avant ou après le point axial A, suivant que l'attaque est positive ou négative. La fig. II-3 donne les coupes horizontales du boudin aux deux niveaux A et B.

Au delà de cette position, seul le point B existe, la roue s'élevant au-dessus du rail. Le deuxième contact B favorise l'usure latérale du rail par chanfreinage, et l'usure latérale du boudin par suite de son excentration autour du centre instantané de rotation. Le boudin tend alors vers un profil d'usure, dont la limite admise est une pente de 76° , donnant le "boudin droit".

Pour étudier ce deuxième contact, et la position "cisaillante" de l'essieu dans la voie en fonction de l'angle d'attaque ψ , on opère par la méthode du "contour apparent". Chaque point A du profil de la roue décrit un cercle, qui se projette sur un plan perpendiculaire au rail, suivant une ellipse résultant de l'obliquité ψ de la roue (fig. II-4). L'enveloppe de l'ensemble des ellipses, en projection orthogonale sur le plan perpendiculaire au rail, donne le contour apparent de la roue par rapport au rail, et permet graphiquement ou analytiquement une recherche aisée du 2ème contact.

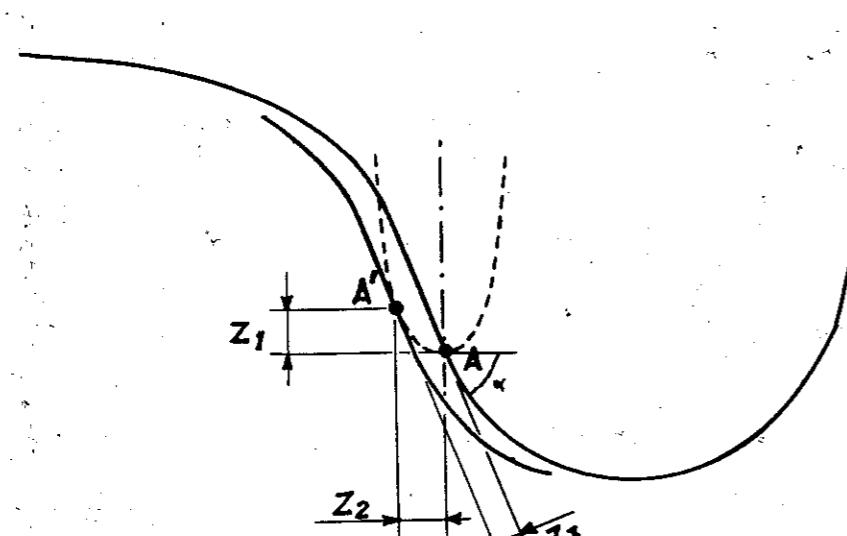


fig. II-4

Cette méthode, donnée par HEUMANN et par BOUTELOUP, a sa réciproque dans la recherche de l'enveloppe du rail effectuant une révolution autour de l'essieu ; les méridiennes de ces surfaces sur le plan vertical de l'axe d'essieu constituant une famille d'hyperboles fonction des obliquités ψ . La première méthode est toutefois plus usitée.

On peut la résumer dans les formules approchées suivantes (fig. 4) :

$$Z_1 = \frac{1}{2} R_A \psi^2 t^2$$

$$Z_2 = R_A \psi^2 t$$

$$Z_3 = \frac{1}{2} R_A \psi^2 t$$



avec R_A rayon du point A

ψ = angle d'attaque

t = tangente en A au profil de roue ($t = \tan \alpha$).

La tangente en A' est sensiblement parallèle au flanc du boudin.

En utilisant ces coordonnées du deuxième contact de la roue et du rail, on a pu étudier analytiquement les formes optimales à donner aux boudins de roues, aux pointes d'aiguilles et aux pointes de coeur, en se basant sur les considérations physiques du contact et en recherchant les conditions limites de ce contact pour éviter le déraillement, dans la conjonction la plus défavorable des tolérances d'entretien essieu et voie.

Cette méthode analytique met en équation dans l'étude des pièces constitutives des appareils de voie le contact roue-rail, en fonction de la géométrie des roues et des ferrures, dans tous les cas d'usure et de tracé admis en service. Le procédé est possible grâce à l'emploi de calculatrices numériques. Il permet de déterminer la variation de position du contact en fonction de celle des divers paramètres considérés (braquage d'essieu, glissement transversal, tolérances sur la voie et l'essieu, etc.), pour choisir les formes assurant la plus longue durée d'emploi en retardant l'apparition d'un contact dangereux.

B/ POIDS PAR ESSIEU

En fonction des caractéristiques qui leur sont propres (poids du rail, espacement des traverses) les voies sont classées en 3 catégories par l'U.I.C. :

A : 16 t par essieu

B : 18 t par essieu

C : 20 t par essieu

Ces trois catégories sont elles-mêmes décomposées chacune en 3 sous-groupes d'indices 2, 3 et 4, caractérisant la charge répartie au mètre linéaire sur les ouvrages d'art (poids total du véhicule divisé par la longueur mesurée entre les extrémités des tampons non serrés).

Sous-catégorie 2 = 6,4 t/m

Sous-catégorie 3 = 7,2 t/m

Sous-catégorie 4 = 8,- t/m

L'ensemble des lignes de la S.N.C.F. est classé en catégorie C4 depuis le 6 septembre 1970.

D'autres réseaux admettent des charges supérieures : 25 à 32 tonnes aux U.S.A. ; 25 tonnes en U.R.S.S. Plusieurs chemins de fer minéraliers ont des charges comprises entre 25 et 30 tonnes par essieu. Par contre, les chemins de fer japonais ont au plus des charges de l'ordre de 15 à 16 tonnes.

L'expérience montre que la charge par essieu joue un rôle fondamental dans le contact rail-roue et que de graves problèmes de tenue des rails en voie se posent sur les réseaux admettant de très lourdes charges, alors qu'au contraire les faibles charges sont peu agressives.

Une certaine tendance au revirement semble se faire jour pour revenir à une charge limite de 25 tonnes qui paraît plus raisonnablement compatible avec la qualité de l'acier à rail couramment fourni par les usines sidérurgiques. Cependant dans l'étude économique de la construction d'une ligne spécialisée (transport de minerai), cette charge n'est qu'un élément ne faisant intervenir que la cadence de remplacement des rails.

C/ LE CONTACT RAIL-ROUE

L'étude de ce contact fait intervenir ce que l'on appelle le "pseudo-glisement". Lorsqu'une roue roule sur un rail le contact se fait par une petite surface de forme elliptique ; il convient d'ajouter à la vitesse de glissement d'origine cinématique une autre vitesse d'origine élastique qui provient des déformations de contacts qui se produisent entre la roue et le rail. La fig. II-5 représente cette aire de contact qui se partage en deux aux faibles vitesses, la partie S_1 correspond à la zone où les glissements sont dans le même sens que les

glissements d'origine cinématique ; dans la partie S_2 ils sont

dans le sens inverse. Une partie de l'aire est en compression, l'autre en traction. Dans la théorie classique de COULOMB les deux forces de glissement s'ajoutent alors que dans la théorie du "pseudo-glisement" elles se retranchent. La surface S_1 augmente avec la vitesse au détriment de S_2 , jusqu'à occuper la surface totale de contact ; à partir de ce moment on se trouve dans les conditions de la loi de COULOMB.

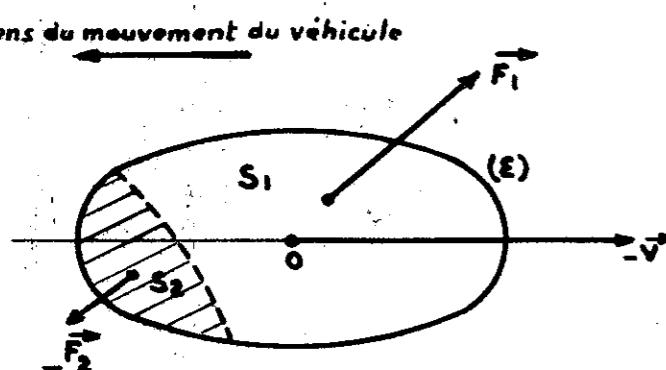


Fig. II-5

La déformation d'un pneu en roulement permet de représenter facilement ce phénomène lié aux déformations élastiques de la zone de contact.

Une hypothèse simplificatrice consiste à écrire que la force correspondante est proportionnelle au rapport u de la vitesse de glissement cinématique à la vitesse de progression du véhicule sur la voie, c'est-à-dire : $F : f u$.

Les expériences faites en 1934 par M^l Robert LEVI en laboratoire avec des locomotives ont permis de donner une approximation plus fine de cette loi raccordant les deux droites précédentes, semblant actuellement bien représentée par :

$$\frac{1}{F^n} = \frac{1}{f u} + \frac{1}{\phi} n \quad \text{avec } n \neq 2$$

Dans le plan (F, u), cette loi est représentée par une courbe tangente à l'origine à la droite de pseudo-glisement et asymptote à l'infini à la droite de COULOMB.

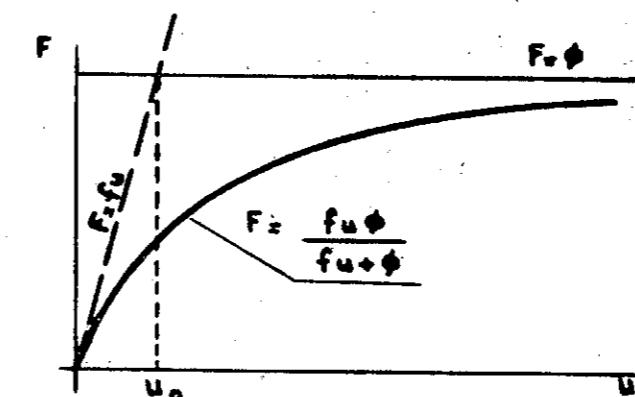


Fig. II-6 Loi du pseudo-glisement

D/ LA STABILITÉ DE MARCHE DES VÉHICULES

L'essieu ferroviaire peut être assimilé à un dicône (fig. II-7), figure géométrique constituée par deux cônes symétriques accolés par la base, d'angle au sommet égal à l'inclinaison des boudins, normalement 1/20. Soit :

$$\frac{\pi}{2} - \psi = \text{l'angle de l'axe du dicône avec l'axe de la voie}$$

y = le déplacement transversal de son centre de gravité par rapport à l'axe de la voie

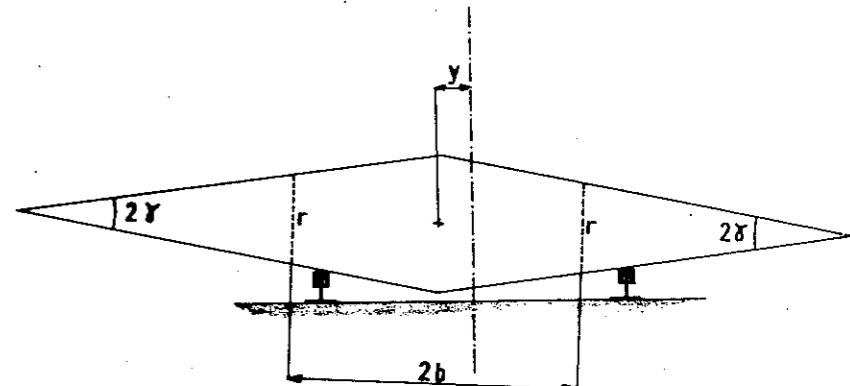


Fig. II-7. Dicône.

$$2\gamma = \text{l'angle au sommet du dicône}$$

r = le rayon moyen de la roue (cercle de roulement du dicône en position moyenne)

$2b$ = la distance entre les deux cercles de roulement moyens

v = la vitesse du véhicule.

Les équations de la cinématique du système sont les suivantes :

$$\text{avec } \begin{cases} y' = v \psi \\ \psi' = v \frac{y}{rb} \operatorname{tg} \gamma \end{cases}$$

Lorsque la vitesse de glissement est suffisamment importante on retrouve la loi de COULOMB (fig. II-6)

$$\phi = \psi P \quad \psi \text{ étant le coefficient de frottement.}$$

Pour fixer un ordre de grandeur des phénomènes on peut dire que les expériences faites ont montré que sur une machine à vapeur à roues voisines de 2 m et circulant à une vitesse de 1'ordre de 100 km/h on a trouvé une vitesse de glissement voisine de 30 cm/seconde.

d'où :

$$\begin{cases} y'' + \frac{\operatorname{tg} \gamma}{r_b} V^2 y = 0 \\ \psi'' + \frac{\operatorname{tg} \gamma}{r_b} V^2 \psi = 0 \end{cases}$$

et les équations du mouvement :

$$\begin{cases} y = y_n \sin \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \gamma}{r_b}} Vt \\ \psi = \psi_n \cos \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \gamma}{r_b}} Vt \end{cases}$$

Le mouvement du dicône est donc un mouvement sinusoïdal dans lequel le décalage transversal et l'angle d'inclinaison sont déphasés de $\frac{\pi}{2}$.

Le mouvement d'un véhicule à essieux et surtout à bogies est naturellement beaucoup plus complexe :

Le jeu existant entre les rails et les boudins de roues offre aux véhicules des possibilités de déplacements latéraux auxquels s'opposent essentiellement les forces de pseudo-glisement provenant du contact rail-roue et le rappel dû à la conicité des bandages. Ce n'est qu'approximativement que ces deux efforts peuvent être considérés comme linéaires puisque, nous l'avons vu, les forces de pseudo-glisement ne varient pas linéairement en fonction du déplacement et que les profils d'usure des bandages et des rails entraînent une conicité variable.

D'autres phénomènes (amortissement de type non visqueux, frottements entre caisse et bogie, jeux entre essieu et boîte d'essieu) accentuent encore la non linéarité du phénomène, compliquée enfin par les chocs des boudins sur les rails chaque fois que la totalité des jeux est absorbée.

Toutefois la linéarisation du phénomène permet de l'aborder mathématiquement et d'obtenir des indications au moins qualitatives.

On étudie dans une première étape la stabilité propre du véhicule sur une voie supposée géométriquement parfaite. Le calcul conduit à un mouvement sinusoïdal amorti du véhicule de la forme :

$$y = A e^{pt} \cos(\omega t - \varphi)$$

y étant le déplacement transversal qui s'amortit ou s'amplifie suivant le signe du coefficient p d'où l'apparition d'une ou plusieurs vitesses critiques : la circulation du véhicule ne peut se faire qu'au-dessous de la vitesse critique la plus basse, sinon le déclenchement d'une oscillation ne pourra plus s'amortir et entraînera des efforts transversaux inacceptables sur les rails.

La deuxième étape consiste à étudier la stabilité du véhicule sur une voie en alignement droit présentant des défauts réguliers sinusoïdaux. L'étude de M. VAN BOMMEL montre que la vitesse critique est inférieure à celle obtenue sur la voie sans défauts par suite de l'apparition de phénomènes de résonance.

Enfin la troisième étape prend en compte l'influence en alignement droit des défauts aléatoires de la voie. Les conclusions de cette étude, très difficile même dans le cas linéaire, ont été contrôlées par les résultats expérimentaux obtenus en enregistrant les mouvements d'un bogie expérimental dont on peut faire varier diverses caractéristiques et les efforts qu'il exerce sur la voie. La même série d'études peut être ensuite faite pour les voies en courbe.

Nous nous limiterons à la première étape et à l'étude d'un véhicule simplifié, schématisé par un wagon à deux essieux équidistants du centre de gravité, comportant un châssis rigide et une suspension verticale sans jeu longitudinal ni transversal, sur une voie parfaite en alignement droit. Malgré l'extrême simplification des hypothèses, les résultats du calcul permettent de se faire une idée qualitative des phénomènes, vérifiée par les mesures expérimentales.

Nous resterons dans le domaine linéaire en considérant la conicité γ comme une constante et en admettant que les efforts de rappel de la voie varient linéairement avec le déplacement transversal : ces efforts proviennent des composantes transversales dues à l'inclinaison des surfaces de contact entre roue et rail, et aux raideurs de rappel de la voie, des essieux et du châssis.

Les forces appliquées à chacune des 4 roues se composent pour se réduire à l'application au wagon de :

- une force transversale : $-\frac{4 k N}{V} (\frac{dy}{dt} - V\alpha) + 2 Cy$
- un couple d'axe vertical : $-\frac{4 k N}{V} \left[\frac{\gamma}{r} y e V + (L^2 + e^2) \frac{d\alpha}{dt} \right] + 2 CL^2 \alpha$
- un couple de rappel de roulis : $K \frac{(n_1 - y)}{h_1}$

Les diverses notations étant les suivantes :

- k : coefficient de proportionnalité de l'effort de pseudo-glisement
- $2L$: empattement du véhicule
- $2e$: largeur de la voie
- r : rayon du cercle de roulement des roues en position médiane des essieux
- C : raideur du rappel transversal pour un essieu
- y : déplacement d'ensemble transversal sans roulis
- n : déplacement transversal du centre de gravité G de la masse totale
- n_1 : déplacement transversal du centre de gravité G_1 de la masse suspendue
- α : déplacement angulaire dans le plan horizontal (angle de lacet)
- V : vitesse supposée constante
- h_1 : hauteur de G_1 au-dessus du rail
- K : raideur angulaire de rappel créé par les ressorts de suspension (roulis).

Les équations d'équilibre conduisent à trois équations différentielles du second ordre à coefficients constants à trois inconnues : y , η , α dont les solutions sont de la forme :

$$Se^{at} \cos (\omega t - \Phi)$$

La condition de compatibilité du système permet d'obtenir deux équations en ω et V qui donnent la vitesse critique et la pulsation correspondante.

Pour éviter des expressions trop complexes nous ne donnerons que les résultats d'une étude encore plus simplifiée, dans laquelle on suppose que le centre de gravité se trouve dans le plan des essieux et que la raideur K de la suspension est infinie. On obtient alors pour la vitesse et la longueur d'onde critique les expressions suffisamment approchées suivantes :

$$V_c^2 = \frac{2C(2L^2 + e^2)(L^2 + e^2)}{M \frac{ye}{r} [R^2 + L^2 + e^2]}$$

$$\omega_c^2 = \frac{2C(2L^2 + e^2)}{I_z + M(L^2 + e^2)}$$

d'où la longueur d'onde critique

$$\lambda_c = 2\pi \sqrt{\frac{L^2 + e^2}{\frac{ye}{r}}}$$

I_z étant le moment d'inertie de la masse totale M autour d'un axe vertical

$$(I_z = MR^2)$$

Bien que très simplifiés ces calculs permettent de dégager un certain nombre de conclusions très intéressantes.

La vitesse critique :

1°) augmente avec la rigidité transversale de la voie, mais comme les efforts transversaux, ainsi que nous le verrons, augmentent également avec cette rigidité, une certaine élasticité est en définitive préférable ;

2°) augmente avec L , d'où l'intérêt de bogies à grand empattement ;

3°) est indépendante du poids, car lorsque M augmente, la force de rappel transversale, donc la raideur C , augmente proportionnellement au poids, donc C/M reste constant. Toutefois un bogie supportant une partie de la masse suspendue de la caisse, C augmente avec cette masse, donc la vitesse critique augmente également ;

4°) diminue quand la conicité augmente, mais comme C augmente aussi avec la conicité, la vitesse critique varie en définitive assez peu ;

5°) est plus faible quand le rail est sec que lorsqu'il est humide, cette constatation étant déduite d'une expression plus exacte de V_c que celle qui a été donnée précédemment, et qui fait intervenir K ;

6°) augmente avec le diamètre des roues.

Jusqu'à la vitesse critique la longueur d'onde varie peu avec la vitesse, de sorte que la fréquence augmente avec la vitesse à peu près linéairement. Toutefois λ augmente avec L et diminue quand la conicité augmente. Si l'on veut donc que pour les grandes vitesses la fréquence du lacet ne devienne pas excessive, il faut diminuer la conicité (1).

Le calcul de l'amplitude des mouvements montre que y et α sont sensiblement en quadrature comme dans le cas du dicône et qu'en général l'amplitude de l'essieu arrière est plus grande que celle de l'essieu avant.

Le calcul donne pour les valeurs maximales des efforts exercés par les deux essieux les valeurs suivantes :

$$\text{1er essieu } F_{1 \max} = \sqrt{(C - 2kNL \frac{\omega_c^2}{V_c^2})^2 + C^2 L^2 \frac{\omega_c^2}{V_c^2} y_0^2}$$

$$\text{2ème essieu } F_{2 \max} = \sqrt{(C + 2kNL \frac{\omega_c^2}{V_c^2})^2 + C^2 L^2 \frac{\omega_c^2}{V_c^2} y_0^2}$$

y_0 étant défini à partir du jeu maximal, et en rappelant que :

$$\frac{\omega_c^2}{V_c^2} = \frac{\gamma e}{L^2 + e^2}$$

Ces expressions montrent que :

1°) l'effort exercé par le deuxième essieu est plus élevé que celui exercé par le premier ;

2°) les efforts augmentent avec la rigidité transversale de la voie d'où, comme nous l'avons déjà dit, l'intérêt d'une certaine élasticité correspondante ;

3°) l'effort maximal diminue quand l'empattement L augmente, ce qui a également pour effet d'augmenter la vitesse critique ;

4°) l'effort maximal F_2 augmente avec la conicité, d'où l'intérêt de réduire cette dernière, mais ceci n'est vrai que dans l'hypothèse linéaire et dans le cas d'absence de choc des boudins sur les rails, ce qui se produirait obligatoirement avec une conicité nulle, d'où l'intérêt d'un compromis ;

(1) Rappelons que la création d'un profil type d'usure rend illusoire toute diminution trop importante de la conicité, sous peine de reprofilages trop fréquents des boudins de roues.

5°) l'effort maximal croît avec le coefficient k de pseudo-glissement. Les efforts sont plus importants quand le rail est sec que lorsqu'il est humide;

6°) F_2 croît quand le rayon des roues diminue ;

7°) Les efforts F_1 et F_2 diminuent avec y_0 , donc avec le jeu des essieux dans la voie, l'expérience ayant souvent confirmé l'augmentation des efforts sur une voie large ;

8°) les efforts augmentent proportionnellement à la charge ;

9°) la vitesse n'intervient pas dans les expressions de F_1 et F_2 . Mais lorsque V augmente jusqu'à cette vitesse critique, les efforts augmentent puisque le coefficient d'amortissement diminue.

Si l'on ajoute un couple de rotation entre bogie et caisse, le calcul montre que la vitesse critique croît proportionnellement à ce couple. Mais il ne faut pas oublier que la rotation du bogie étant freinée il se produit une augmentation des efforts transversaux sur la voie en courbe. Quant à la longueur d'onde du lacet, elle n'est que très peu modifiée.

Lorsqu'on fait intervenir le roulis des caisses dans le calcul on constate que l'on obtient deux vitesses critiques au lieu d'une, la plus basse correspondant à un roulis autour d'un point situé au-dessous du plan des essieux, la plus haute à un roulis autour d'un point situé au-dessus du plan des essieux.

Mais il est en général possible d'amortir suffisamment le premier mouvement de roulis au-dessus de sa vitesse critique. La deuxième vitesse critique est alors augmentée, de sorte qu'une suspension souple présente des avantages à condition d'amortir effectivement le premier mouvement critique de roulis ; quant à la longueur d'onde du lacet, elle n'est pratiquement pas modifiée.

La suspension de la plupart des voitures actuelles est telle que la caisse a, par rapport au bogie, des mouvements de période transversale de l'ordre de 0,50 seconde. Comme la longueur d'onde de lacet du bogie est comprise entre 15 et 25 mètres, la période aux vitesses de l'ordre de 130 km/h est comprise entre 0,40 et 0,70 seconde ; la liaison caisse-bogie est donc telle que la caisse a une période propre légèrement plus courte que celle du lacet. Il en résulte que la caisse a un déplacement transversal plus grand que celui du bogie par suite du lacet.

On s'était orienté, pour éviter des mouvements trop violents, vers la solution de l'amélioration de l'état des voies, ce qui est une solution onéreuse, alors qu'il paraît plus simple de réduire l'amortissement entre caisse et bogie et de donner à la caisse une période d'oscillation propre nettement plus longue que celle du lacet du bogie. C'est la tendance vers laquelle s'orientent les conceptions de bogies modernes.

E/ SOLICITATIONS STATIQUES DE LA VOIE SOUS L'ACTION DES CHARGES VERTICALES

Après étude statique, faite dans l'hypothèse de l'assimilation du rail à un support élastique continu, nous indiquerons les modifications à apporter aux résultats lorsque l'on tient compte de la discontinuité des appuis. Nous donnerons ensuite les principaux résultats des études dynamiques avant d'aborder le problème des surcharges dynamiques aléatoires qui peuvent dépasser 50 % des valeurs statiques, et rendent ainsi illusoires toutes précisions dans l'analyse statique ou dynamique classique.

a) Coefficient d'élasticité de la voie

On caractérise l'élasticité de la voie sous charge à l'aide d'un certain nombre de paramètres.

1 - Module de voie K

$$K = \frac{r}{y}$$

y étant l'enfoncement correspondant à une charge r uniformément répartie sur un rail.

2 - Coefficient de réaction de traverse

$$\rho = \frac{R}{y}$$

y étant l'enfoncement correspondant à la réaction verticale R d'une traverse par file de rail.

ρ peut être relié à K par la relation suivante :

$$\rho = \frac{R}{y} = R \frac{K}{r} = \ell r \frac{K}{r} = K \ell$$

Cette relation n'est qu'approximative car elle ne tient pas compte de l'action des traverses voisines.

3 - Coefficient de ballast C

$$C = \frac{\rho}{S} = \frac{R}{yS} = \frac{\rho}{y}$$

p étant la pression moyenne exercée sur la surface S d'appui de la traverse.

En réalité C a peu d'intérêt car il est fonction de la forme de la surface de contact ; des essais américains semblent montrer que C croît rapidement avec la largeur de la traverse, mais on est vite limité dans les possibilités d'approvisionnement de traverses de grande largeur.

En fait la voie est constituée par une chaîne de matériaux ayant chacun leur élasticité propre (plateforme, sous-couche, ballast, traverse, selle, semelle, rails).

Si ρ_n est le coefficient d'élasticité d'un de ces éléments on a par définition :

$$\rho_n = \frac{R}{y_n} \quad \text{donc } y = \sum y_n = \sum \frac{R}{\rho_n} = R \sum \frac{1}{\rho_n}$$

d'où :

$$\frac{1}{\rho} = \sum \frac{1}{\rho_n} \quad (1)$$

Voici quelques valeurs des coefficients ρ

- âme du rail	de 5 à 10 000 t/mm
- traverses bois	de 50 à 80 t/mm
- traverses béton	de 1 200 à 1 500 t/mm
- ballast bouffé	de 10 à 30 t/mm

Ce sont essentiellement le ballast et la plateforme qui conditionnent l'ensemble de l'élasticité et le coefficient de réaction global, déduit de la formule (1), peut varier entre 1,50 et 10 t/mm, suivant la nature du ballast et de la plateforme :

- ballast et sol gelé	de 8 à 10 t/mm
- plateforme rocheuse ou graveleuse	de 2 à 8 t/mm
- plateforme argileuse	de 1,5 à 2 t/mm
- plateforme marécageuse	de 0,5 à 1,5 t/mm

Sur les ouvrages d'art on obtient 12 à 15 t/mm, c'est-à-dire que leur franchissement introduit une notable différence d'élasticité verticale.

La plateforme ayant en général le plus faible coefficient, c'est la pression à son niveau qui conditionne l'affaissement ; cette pression sera d'autant plus faible que l'épaisseur de ballast et des sous-couches sera plus grande. Le coefficient de ballast augmentera donc en fonction inverse de la pression au niveau de la plateforme. Les formules de Boussinesq sont approximatives puisqu'on a en fait affaire à un système bi-couche, mais donnent cependant une idée satisfaisante du phénomène, les ordres de grandeur d'élasticité des deux couches étant les mêmes. Si :

$$\alpha = \frac{\text{pression au niveau de la plateforme}}{\text{pression sous les traverses}}$$

et h = hauteur du ballast

ces formules donnent les relativités suivantes :

h cm	0	15	20	30	40	50
α	1	0,70	0,50	0,35	0,25	0,20
$\frac{\rho}{\rho_0}$	1	1,4	2,--	2,85	4,--	5,--

Ces calculs confirment l'intérêt d'une épaisseur de ballast d'autant plus grande que le sol naturel est plus mauvais.

En fait, la fondation est également soumise à des actions dynamiques et le facteur temps intervient. En outre les sols ne sont réellement élastiques que dans un domaine très limité de déformation et on atteint rapidement une déformation permanente, de sorte que le nivellement se dégrade progressivement. Nous aurons l'occasion de revenir sur ce phénomène.

Enfin, les coefficients ρ augmentent avec la vitesse puisque les durées d'application diminuent. Des essais effectués en Allemagne ont montré une augmentation de l'ordre de 20 % à 90 km/h.

b) Déformation élastique du rail

Nous envisagerons un rail de longueur indéfinie (1) reposant sur un support continu, horizontal de module de voie k constant et soumis à l'action d'une charge concentrée Q immobile. Nous appellerons :

- M : le moment de flexion vertical du rail
- T : l'effort tranchant vertical
- r : la réaction unitaire élastique de ballast
- E : le module d'élasticité de l'acier à rail
- I : l'inertie verticale du rail.

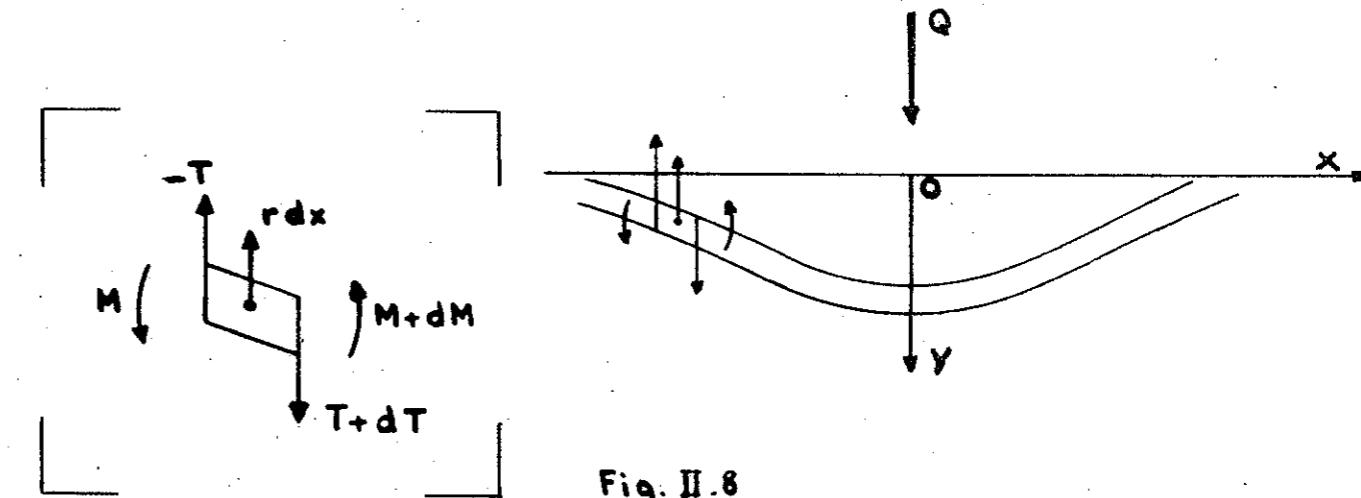


Fig. II-8

L'équilibre d'un élément dx de rail (fig. II-8) exige :

$$\begin{aligned} dM &= Tdx \\ dT &= rdx \end{aligned}$$

$$\text{d'où } \frac{d^2M}{dx^2} = r$$

avec $r = ky$.

$$\text{Par ailleurs } \frac{d^2y}{dx^2} = - \frac{M}{EI}$$

(1) La pose en longs rails soudés (p.163) vérifie cette hypothèse.

En différenciant deux fois et en posant :

$$\frac{k}{EI} = \frac{w^4}{\sqrt{2}}, \text{ on obtient :}$$

$$y^{IV} + \frac{w^4}{\sqrt{2}} y = -Q \delta(x)$$

$\delta(x)$ étant la fonction de Dirac dont la transformée de Fourier est égale à 1.

Si l'on désigne par Y la transformée de Fourier de y on obtient :

$$\omega^4 Y = -w^4 Y - Q$$

d'où :

$$Y = \frac{-Q}{EI(\omega^4 + w^4)}$$

La transformée inverse de y est :

$$\text{Pour } x > 0 \quad y_1 = \frac{Q}{2} \frac{w}{k} e^{-\frac{wx}{\sqrt{2}}} \cos \left(\frac{wx}{\sqrt{2}} - \frac{\pi}{4} \right)$$

$$\text{Pour } x < 0 \quad y_2 = \frac{Q}{2} \frac{w}{k} e^{-\frac{wx}{\sqrt{2}}} \cos \left(\frac{wx}{\sqrt{2}} + \frac{\pi}{4} \right)$$

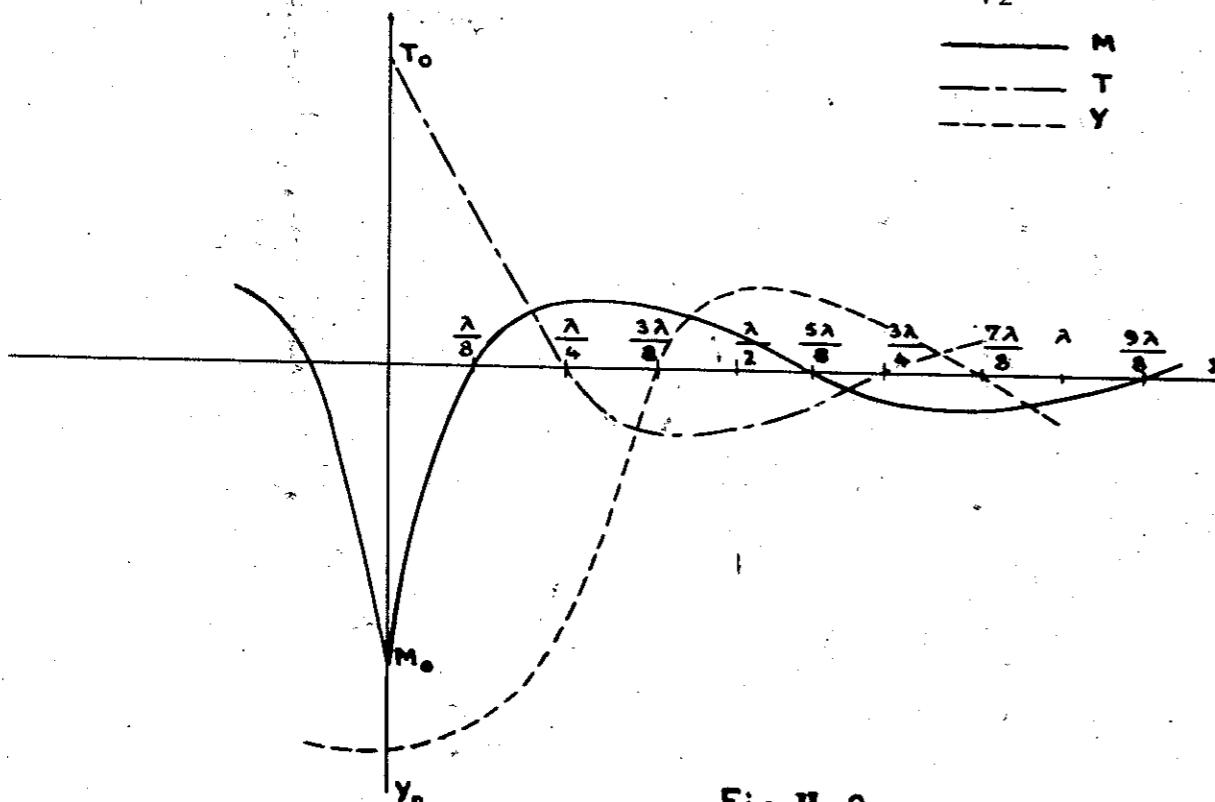


Fig. III-9

La fig. III-9 donne les tracés qui en découlent pour M , T et y .

$$\text{- Moment : } M = \frac{Q}{2w} e^{-\frac{wx}{\sqrt{2}}} \cos \left(\frac{wx}{\sqrt{2}} + \frac{\pi}{4} \right)$$

$$-\frac{wx}{\sqrt{2}}$$

$$\text{- Effort tranchant : } T = \frac{dM}{dx} = -\frac{Q}{2} e^{-\frac{wx}{\sqrt{2}}} \cos \frac{wx}{\sqrt{2}}$$

$$-\frac{wx}{\sqrt{2}}$$

$$\text{- Réaction de ballast : } r = ky = \frac{Q}{2} w e^{-\frac{wx}{\sqrt{2}}} \cos \left(\frac{wx}{\sqrt{2}} - \frac{\pi}{4} \right)$$

$$\text{- Réaction de traverse : } R = k y l$$

Toutes ces courbes sont des sinusoïdes amorties de même longueur d'onde

$$\lambda = 2 \sqrt{2} \frac{\pi}{w}$$

dont les amplitudes diminuent rapidement avec un rapport de réduction de :

$$e^{-\pi} = 0,0432$$

L'examen de la courbe y montre que le soulèvement maximal est :

$$y = -y_0 e^{-\pi} = -0,432 y_0$$

y_0 étant de l'ordre du mm, ce soulèvement ne dépasse pas quelques centièmes de mm, et peut donc être négligé.

Par ailleurs on peut considérer que pour $x > \frac{\lambda}{2}$ M et T sont pratiquement nuls ; l'influence de la charge Q ne se fait donc sentir que sur une longueur comprise entre 4 et 8 m.

L'intérêt principal de cette étude réside dans la considération des diverses valeurs maximales obtenues, car elle donne des indications intéressantes sur l'influence des principaux paramètres sur le comportement de la voie.

$$M_{\max} = \frac{Q}{2\sqrt{2}} \sqrt[4]{\frac{EIl}{\rho}}$$

$$y_{\max} = \frac{Q}{2\sqrt{2}} \sqrt[4]{\frac{l^3}{EI\rho^3}}$$

$$R_{\max} = \frac{Q}{2\sqrt{2}} \sqrt[4]{\frac{l^3}{EI}}$$

Quand ρ augmente M et y diminuent et R_{\max} augmente, mais l'enfoncement y qui varie comme $\frac{1}{\rho^{3/4}}$ diminue relativement beaucoup plus rapidement que M qui varie comme $\frac{1}{\rho^{1/4}}$. Un bon coefficient de ballast est donc beaucoup plus important pour la conservation du nivelllement que pour la fatigue des rails.

Quand l augmente toutes les caractéristiques augmentent mais l'enfoncement et la réaction de la traverse beaucoup plus vite que les autres, car ils va-

rient comme $\ell^{3/4}$. L'augmentation du travelage (1) est donc également plus intéressante pour la conservation du nivellation que pour la fatigue des rails.

On dispose ainsi de 2 facteurs pour conserver la qualité du nivellation : soit améliorer le coefficient de ballast dans la limite permise par la plateforme, soit augmenter le nombre de traverses par kilomètre. C'est cette dernière méthode qui est la plus efficace dans les cas de fondations particulièrement mauvaises.

Quand la rigidité du rail EI augmente, en fait lorsqu'on augmente le poids métrique du rail, M augmente mais y et R diminuent. Mais la contrainte de flexion σ diminue rapidement car :

$$\sigma_{\max} = M \frac{v}{I} = \frac{Qv}{2\sqrt{2}} \sqrt{\frac{E\ell}{I^3 p}}$$

I étant le module de résistance vertical.

L'augmentation de l'inertie du rail a plus d'intérêt pour diminuer les contraintes du rail que pour améliorer la tenue du nivellation. C'est la raison de l'emploi sur les lignes à forte charge par essieu de rails de plus en plus lourds.

Les résultats obtenus peuvent toutefois être modifiés par le phénomène de la "danse" : une traverse danseuse, accrochée au rail par ses attaches, ne repose plus sur son moule de ballast sur lequel elle est brutalement appliquée au passage des charges. L'application des formules statiques n'est qu'une approximation grossière, la continuité de la réaction ne jouant plus et le phénomène dynamique étant exclu, mais elle montre cependant que, si ℓ est doublé, σ est multiplié par $\sqrt{2} = 1,2$ et y par $2^{3/4} = 1,7$. On ne tarde pas à sortir du domaine élastique et la détérioration de l'appui de ballast s'aggrave ainsi très rapidement.

c) Application numérique du calcul statique

Le tableau suivant résume les résultats des calculs faits pour le rail 50 kg U 36.

Plateforme			
	médiocre	moyenne	bonne
c kg/cm ³	3	9	18
p kg/mm	576	1728	3456
k t/m ²	960	2880	5760
σ_{\max} kg/mm ²	10,6	8,1	6,9
y_{\max} mm	4,6	1,8	1,1
R_{\max} tonnes	2,6	3,1	3,8
x_0 m	0,89	0,67	0,57
$x_1 = 3 x_0$ m	2,67	2,01	1,71

(1) On désigne par travelage le nombre de traverses par kilomètre de voie.

On voit que lorsque le coefficient de ballast varie dans la proportion de de 1 à 3 et à 6

σ diminue dans la proportion de 1 à 0,75 et à 0,65 mais y diminue dans la proportion de 1 à 0,40 et à 0,24

Lorsque l'on passe du rail de 50 kg au rail de 60 kg, I augmente de 2019 cm⁴ à 3055 cm⁴ et v de 71,7 à 80,95 mm

σ est multiplié par 0,82 et y par 0,90

Lorsque ℓ passe de 0,70 m à 0,80 m et 0,90 m σ est multiplié respectivement par 1,04 1,07 1,10 mais y est multiplié par 1,12 1,22 1,33

F/ DISCONTINUITÉ DES APPUIS ET DES ÉTUDES DYNAMIQUES

Le calcul complet de l'influence de la discontinuité des appuis fait par M. HUTTER (Université de MUNICH 1955) n'apporte que de faibles modifications aux résultats de la théorie simplifiée précédente, par conséquent négligeable vis-à-vis de l'influence des surcharges dynamiques aléatoires. La forme générale des diverses courbes est conservée.

Plusieurs études dynamiques (1) ont été faites en supposant que l'onde de déformation du rail se déplace avec la charge à la vitesse V c'est-à-dire que l'on fait l'hypothèse d'une déformée restant stationnaire.

On peut faire intervenir les forces d'inertie du rail et du sol :

- force d'inertie du rail en déplacement vertical,
- couple d'inertie du rail,
- réaction d'inertie du sol proportionnelle à la vitesse d'enfoncement.

L'équation du 4ème degré obtenue est assez facilement soluble et donne une déformée d'allure sensiblement voisine de celle de l'étude statique, mais qui n'est plus symétrique par rapport à la charge, laquelle gravit constamment une rampe d'ailleurs faible (de l'ordre du mm à 300 km/h).

Ces études aboutissent à la définition de coefficients de majoration dynamiques qui croissent avec la vitesse et deviennent infinis aux abords de Mach 1, ce qui montre que la vitesse ne peut être indéfiniment augmentée.

Mais ces corrections sont, dans la gamme des vitesses réellement pratiquées (2), encore très inférieures aux variations aléatoires dont l'origine se situe dans les défauts de nivellation et de tracé des voies et dans les défauts de suspension des véhicules.

Il est cependant intéressant de noter que l'étude dynamique d'ADLER fait intervenir dans son coefficient de majoration le poids de la voie par sa racine carrée ce qui peut expliquer la moins bonne tenue du nivellation des voies équipées de traverses en béton, environ 2 fois plus lourdes que les traverses en bois.

(1) TIMOCHENKO, ADLER, R. SAUVAGE (Thèse de doctorat).

(2) Le record mondial de vitesse sur rails appartient depuis le 18 mars 1955 à la S.N.C.F. avec 331 km/h.

G/ COMPORTEMENT EN VOIE DES VEHICULES

Nous n'avons jusqu'ici considéré qu'une voie géométriquement parfaite. Les défauts de nivellement provoquent des surcharges dynamiques aléatoires, dont de nombreuses mesures en voie ont permis de définir les caractéristiques. L'analyse mathématique des phénomènes a permis ensuite de les expliquer et d'extraire les résultats expérimentaux.

Les très nombreuses mesures faites principalement en France et en Allemagne montrent que les surcharges dynamiques sont des phénomènes aléatoires, dont la dispersion croît avec la vitesse tant en fonction de l'état de la voie que de l'état des véhicules. Il est fondamental, pour circuler à très grande vitesse (et c'est le principal enseignement de ces essais) d'avoir une voie en excellent état, d'entretien et d'utiliser du matériel moteur et roulant dont les roues, les bogies et les suspensions soient particulièrement surveillés. Mais les améliorations du matériel sont toujours beaucoup plus payantes que celles de la voie.

La difficulté essentielle du comportement en voie d'un véhicule provient du caractère aléatoire des surcharges dynamiques qu'il occasionne. En effet, prévoir le comportement en voie d'un véhicule en fonction de ses caractéristiques et du tracé de la voie revient à chercher la réponse d'un système mécanique à une excitation donnée, qui est en général aléatoire. Nous verrons que les défauts, qui créent l'excitation, peuvent être représentés par un spectre continu, spatial ou temporel, auquel se superposent des spectres de raies, dûs par exemple aux défauts de joints (raies de 6, 9 et 18 m) ou à l'usure ondulatoire courte ou longue des rails, comprise entre 0,06 m et 1,50 m de longueur d'onde.

Etant donné une excitation $e(t)$, la réponse $r(t)$ à travers le système est en général très difficile à obtenir. Il n'en est toutefois pas de même s'il est linéaire, c'est-à-dire si les réponses à 2 excitations sont telles que, en désignant par :

e_1 et e_2 les excitations

r_1 et r_2 les réponses à chacune de ces excitations prise isolément

a_1 et a_2 des paramètres sans dimensions

et en représentant par le signe $T[\cdot]$ la transformation du signal à travers le système

on ait :

$$\begin{aligned} T \left[a_1 e_1(t) + a_2 e_2(t) \right] &= a_1 T[e_1(t)] + a_2 T[e_2(t)] \\ &= a_1 r_1(t) + a_2 r_2(t) \end{aligned}$$

Le système est alors complètement caractérisé lorsque l'on connaît sa réponse à une impulsion et l'emploi de la transformée de Fourier (1) permet un calcul simple des réponses. Elle permet en effet de traiter par le calcul les distributions statistiques et les fonctions discontinues.

Nous appellerons donc :

$e(t) \leftrightarrow E(\omega)$ l'excitation et sa transformée de Fourier

$r(t) \leftrightarrow R(\omega)$ la réponse et sa transformée de Fourier

$h(t) \leftrightarrow H(\omega)$ la réponse du système mécanique à une impulsion unité et sa transformée de Fourier, appelée fonction de transfert du système

Trois méthodes sont possibles pour résoudre ce problème.

- 1ère méthode

Connaissant $e(t)$ et $h(t)$, au moins de façon graphique, r s'en déduit par l'expression :

$$r(t) = \int_{-\infty}^t e(\tau) h(t-\tau) d\tau$$

L'intégrale étant calculée graphiquement ou avec l'aide d'une calculatrice.

(1) Nous rappellerons qu'à toute fonction $f(t)$ correspond une transformée de Fourier

$$F(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) e^{-j\omega t} dt$$

Inversion

$$f(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} F(\omega) e^{j\omega t} d\omega$$

Cette deuxième formule signifie que $f(t)$ est composée d'une infinité de vibrations aléatoires dont chaque fréquence élémentaire variant de façon continue entre $-\infty$ et $+\infty$ à une amplitude de $\frac{1}{2\pi} F(\omega) d\omega$

Le module $|F(\omega)|$ constitue le "spectre de Fourier" et le module $|F(\omega)|^2$ le "spectre d'énergie" (fig. II-10)

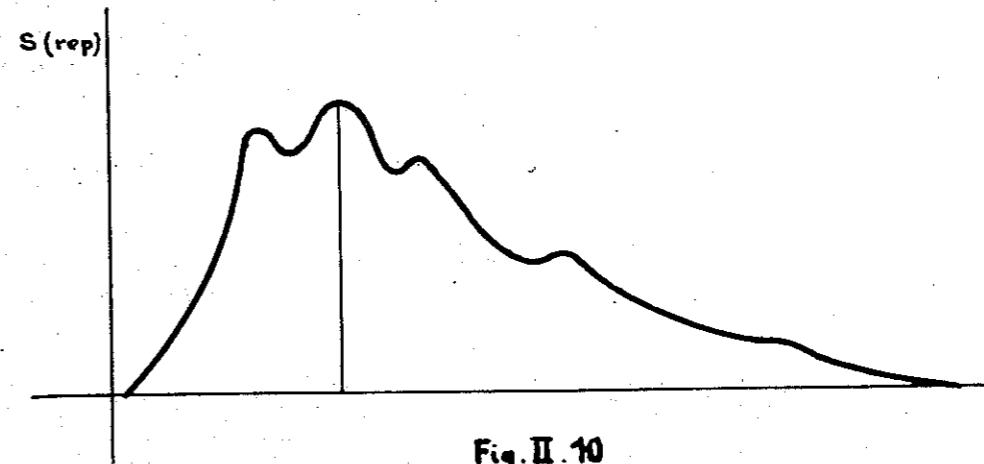


Fig. II-10

- 2ème méthode

Connaissant $E(\omega)$ et $H(\omega)$ on peut déduire R par :

$$R(\omega) = E(\omega) H(\omega)$$

Il n'est malheureusement pas facile de calculer r à partir de son image R .

En fait cette méthode n'est intéressante que si l'on peut réaliser un système analogique, électrique en général, dont la fonction de transfert soit $H(\omega)$ qui peut être calculé dans certains cas simples de systèmes linéaires.

Nous remarquerons que si e est de la forme

$$e(t) = A \cos \omega t$$

on démontre que r est directement donné par :

$$r(t) = A |H(\omega)| \cos(\omega t + \phi)$$

$$\text{avec } \operatorname{tg} \phi = \arg H(\omega)$$

- 3ème méthode

Dans le cas général l'excitation est absolument quelconque et il est impossible de prévoir la réponse. Toutefois si cette excitation possède un certain caractère répétitif, un échantillon de longueur limitée peut suffire à représenter l'ensemble du phénomène. On prélève dans ce but un élément caractéristique de la fonction $x(t)$ compris entre t_0 et $t_0 + T$ et on suppose x nul en dehors de cet échantillon. La répétitivité est caractérisée par la corrélation pouvant exister entre les couples de valeur du signal séparés par un temps fixe τ ; c'est la fonction d'autocorrélation :

$$C(t_0, T, \tau) = \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0 + T} x(t)x(t + \tau) dt$$

Cette fonction possède les propriétés suivantes :

- si $x(t)$ est purement aléatoire, $C(\tau)$ décroît de façon continue à partir de $C(0)$;
- si r contient des éléments périodiques de période τ_0 , C présente des maximums pour les multiples entiers de τ_0 ;
- si enfin on fait varier la longueur T de l'échantillon, on constate que pour certaines fonctions $x(t)$, C tend vers une limite : la fonction est alors dite stationnaire.

A partir du théorème de PARCEVAL on montre que la puissance moyenne fournie par le signal pendant le temps T a pour valeur :

$$P_m = \frac{1}{T} \int_{-\infty}^{+\infty} x^2 dt = \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{|X(\omega)|^2}{T} d\omega$$

$X(\omega)$ étant la transformée de Fourier de l'excitation x .

Le spectre de puissance est défini par :

$$S(\omega) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} |X(\omega)|^2$$

Lorsqu'une variable est stationnaire, la puissance totale moyenne transmise par le signal est constante et la distribution de la puissance entre les différentes plages de fréquence est également constante.

Le spectre de l'excitation $S_E(\omega)$ étant défini, on démontre que le spectre $S_R(\omega)$ de la réponse est donné par :

$$S_R(\omega) = S_E(\omega) \cdot |H(\omega)|^2$$

Il est souvent possible de déterminer expérimentalement la fonction $H(\omega)$ en excitant le système à l'aide de sollicitations sinusoïdales à fréquences variables.

Si $S_R(\omega)$ ne permet généralement pas de retrouver la réponse $r(t)$ elle permet d'en connaître des éléments statistiques en particulier sa probabilité de dépasser certaines valeurs.

En effet la moyenne quadratique de r est donnée par :

$$\sigma^2 \{r(t)\} = \frac{1}{\pi} \int_0^{+\infty} S_R(\omega) d\omega$$

Si l'on connaît le type de distribution de $r(t)$ on peut alors déterminer l'ensemble de la distribution. Si on ne le connaît pas, la formule de TCHEBICHEFF permet d'obtenir une valeur supérieure de la probabilité pour $r(t)$ de ne pas dépasser la valeur a :

$$p \{|r(t)| > a\} \leq \frac{\sigma^2 \{r(t)\}}{a^2}$$

- Systèmes mécaniques soumis à plusieurs excitations

Le problème consiste à connaître, par exemple, le déplacement d'un point R d'un véhicule en fonction des sollicitations $e_1, e_2, e_3, \dots, e_n$ exercées sur chacune des roues.

On désignera par :

$$S_{Eii} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} |E_i(\omega)|^2 \text{ le spectre de puissance de l'excitation } e_i$$

$$S_{Eij}(\omega) = \text{le spectre transversal de puissance des deux excitations } e_i(t) \text{ et } e_j(t) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E_i(\omega) \cdot E_j(\omega)$$

$$H_i(\omega) = \text{fonction de transfert du système soumis à la seule excitation } e_i$$

On démontre que la réponse générale peut être définie par son spectre de puissance :

$$S_r(\omega) = \sum_{i=1}^{i=n} \sum_{j=1}^{j=n} H_i(\omega) \cdot * H_j(\omega) \cdot S_{Eij}$$

Par exemple, dans le cas d'un essieu soumis à 3 sollicitations :

- la flèche F
- le nivelllement file droite D
- le nivelllement file gauche G

si on désire connaître l'effort horizontal R exercé par l'essieu sur la voie, on cherchera d'abord :

- H(F) - réponse en fonction du seul déplacement transversal F
- H(G) - réponse en fonction du seul déplacement vertical à gauche
- H(D) - réponse en fonction du seul déplacement vertical à droite.

Si par ailleurs on connaît les spectres S_{FF} , S_{DD} , S_{GG} et les spectres transversaux S_{FG} , S_{GD} , S_{FD} , S_{FG} , S_{GD} , on aura :

$$\begin{aligned} S_R &= |H_F|^2 \cdot S_{FF} + |H_G|^2 \cdot S_{GG} + |H_D|^2 \cdot S_{DD} \\ &\quad + H_F \cdot * H_G \cdot S_{FG} + H_F \cdot * H_D \cdot S_{FD} + H_G \cdot * H_D \cdot S_{GD} \end{aligned}$$

H/ SPECTRE DE DENSITE DE PUISSANCE DES DEFAUTS DE LA VOIE

Le comportement dynamique des véhicules est donc fonction de l'état géométrique des voies sur lesquelles ils roulent.

L'analyse des défauts des principales données de la voie (nivelllement et dressage de chaque file, écartement), est faite au moyen de voitures d'enregistrement dont les caractéristiques géométriques ne permettent pas d'assurer une reproduction fidèle des défauts réels ; les résultats doivent donc être redressés par l'intervention d'une fonction de transfert liée au véhicule.

La répartition des défauts peut être caractérisée par leur spectre de densité de puissance $S_z(\Omega)$, la moyenne quadratique de z ayant pour valeur (Cf. G ci-dessus).

$$\sigma^2 \{z\} = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty S_z(\Omega) d\Omega$$

La moyenne quadratique des défauts étant la même dans le spectre spatial et le spectre temporel on a :

$$\int_0^\infty S_z(\Omega) d\Omega = \int_0^\infty S_z(\omega) dw \quad \text{avec } \omega = V\Omega$$

d'où l'on déduit :

$$S_z(\omega) = \frac{1}{V} S_z(\Omega)$$

Nous venons de voir que si les images par transformation de Fourier Z(ω) et $\Delta Q(\omega)$ de la trajectoire z(t) du centre de gravité du véhicule et de l'effort $\Delta g(t)$ développé dans la suspension sont liées par une fonction G(ω), qui est la fonction de transfert de la suspension du véhicule, leurs spectres de puissance le sont par la relation :

$$S_{\Delta Q}(\omega) = |G(\omega)|^2 S_z(\omega)$$

Par ailleurs la moyenne quadratique Δq est égale à l'intégrale de son spectre de puissance :

$$\sigma^2 \{\Delta q\} = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty S_{\Delta Q}(\omega) dw$$

De ces résultats on déduit :

$$\sigma^2 \{\Delta q\} = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty |G(\omega)|^2 S_z(\omega) dw \quad (1)$$

Autrement dit, connaissant la fonction de transfert de la suspension d'un véhicule et le spectre des défauts de la voie, on peut déterminer la moyenne quadratique des efforts développés dans la suspension sous l'action des défauts de nivelllement.

Nous reviendrons sur ce problème au chapitre de l'entretien des voies, nous bornant à indiquer ici que les spectres de défauts de nivelllement d'une voie classique ont une forme bien définie, représentée très correctement par la formule $\frac{A}{(B + \Omega)^3}$

I/ ETUDE THEORIQUE DE L'INFLUENCE DES MASSES NON SUSPENDUES

Nous aborderons cette étude en étudiant d'abord l'action des spectres de raies, plus facilement abordable par le calcul, puis des spectres continus de défauts, supposés de forme constante. Dans chaque cas nous examinerons deux modèles mécaniques faisant ou non intervenir la dynamique propre de l'élément de voie intéressé.

1 - L'étude théorique peut ne faire intervenir que la masse non suspendue, car la masse suspendue ayant une fréquence d'oscillation très éloignée de celle de la masse non suspendue n'a pratiquement pas d'influence sur cette dernière. Soit un essieu de masse M situé en un point fixe de la voie et oscillant verticalement. Cette oscillation est représentée par l'équation :

$$M \frac{d^2y}{dt^2} + hy = Mg$$

où $h = 2\sqrt{2} \sqrt{EI\kappa^3}$ déduit par $Q = hy$ de la valeur de y_M dans la théorie statique du rail.

2 - Si l'on ne néglige pas la masse de la voie il faut ajouter le terme

$$\int_{-\infty}^{+\infty} m \frac{d^2y}{dt^2} dx = m \frac{Q}{k y_0} \frac{d^2y_0}{dt^2} \quad (1),$$

m étant la masse métrique

y_0 l'enfoncement au droit de la charge Q ,

ce qui fait que l'on peut remplacer la masse répartie de la voie par une masse concentrée :

$$M' = 2 \sqrt{2m} \sqrt{\frac{EI}{K}}$$

L'équation différentielle devient donc :

$$(M + M') \frac{d^2y}{dt^2} + hy = Mg$$

La solution particulière de l'équation avec second membre correspond à l'action statique du poids de la roue : $y = \frac{Mg}{h}$. Nous pourrons donc abandonner le second membre.

Dans la nouvelle équation sans second membre y est donc l'enfoncement supplémentaire dû aux seules surcharges dynamiques.

La pulsation fondamentale de l'oscillation est :

$$\omega = \sqrt{\frac{h}{M + M'}} \quad \text{et la période } \tau = 2\pi \sqrt{\frac{M + M'}{h}}$$

Pour une roue d'une tonne et une valeur de M' de l'ordre de 210 kg par file de rail et $h = 6500 \text{ t/mm}$, on trouve $\tau = 0,027$ secondes et $f = 37 \text{ Hz}$.

Cette fréquence est suffisamment élevée répétons le pour que les oscillations de la roue ne se transmettent pas à la caisse du véhicule, car l'élasticité des ressorts de suspension, de l'ordre de 8 mm/t, est très supérieure à la valeur $\frac{1}{h} = 0,154 \text{ mm/t}$.

3 - Supposons maintenant que la roue en mouvement franchisse un seul défaut de nivellation sinusoïdal de longueur ℓ présenté par la voie :

$$\eta = \frac{a}{2} (1 - \cos \frac{2\pi x}{\ell})$$

η est l'ordonnée du défaut et l'ordonnée du centre de gravité de la roue est cette fois $\eta + y$.

Nous appellerons τ_1 la durée de franchissement de ce défaut par l'essieu roulant à la vitesse V : $\tau_1 = \frac{\ell}{V}$

L'équation différentielle du mouvement de la roue est alors :

$$M \frac{d^2}{dt^2} (y + \eta) + M' \frac{d^2y}{dt^2} + hy = 0$$

$$\text{où } (M + M') \frac{d^2y}{dt^2} + hy = -M \frac{d^2\eta}{dt^2} = -M \frac{2a\pi^2}{\tau_1^2} \cos \frac{2\pi t}{\tau_1}$$

La surcharge dynamique est égale à :

$$-M(y'' + \eta'') = hy + M'y''$$

La solution de l'équation du mouvement satisfaisant aux conditions à l'origine $y = y' = 0$ est :

$$y = \frac{a}{2} \frac{M}{M + M'} \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_1^2}} (\cos \omega_1 t - \cos \omega t)$$

Les courbes représentant y , basées sur l'exemple précédent, sont données par la figure II-11 que l'on peut résumer par le tableau ci-dessous :

τ étant la période d'oscillation libre de la roue sur le rail

τ_1 le temps nécessaire à la roue pour parcourir la dénivellation.

$\frac{\tau_1}{\tau} = \frac{\omega}{\omega_1}$	2	3/2	1	4/5	2/3	3/5	1/2
$\frac{M + M'}{M'} \frac{y_{\max}}{a}$	0,33	0,65	1,21	1,41	1,47	1,45	1,33

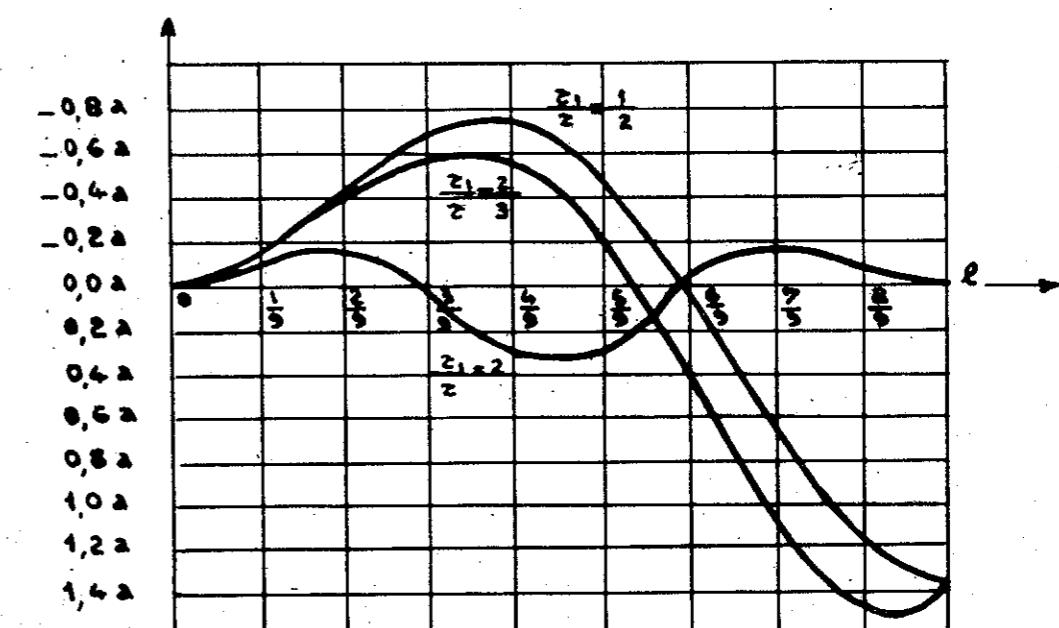


Fig.II.11

(1) L'intégrale se calcule en remplaçant y par l'expression de la déformée statique établie plus haut.

On constate donc que y prend une valeur maximale pour $\frac{\tau_1}{\tau} \approx \frac{2}{3}$ ce qui correspond pour la valeur précédemment calculée de τ (0,036 sec.) à une vitesse de 150 km/h pour le franchissement d'un défaut de 1 m de longueur.

L'examen des équations donnant y et y'' permet de distinguer deux cas. Dans le cas d'un défaut long ($\frac{\tau_1}{\tau} = 2$) on constate que la majoration dynamique de flèche est de 18 % par mm de creux et la surcharge dynamique de 17 % par mm de creux. Lorsque la vitesse augmente, τ_1 diminue, la flèche supplémentaire augmente et la surcharge dynamique encore plus vite puisqu'elle dépend de ω_1^2 , c'est-à-dire du carré de la vitesse. Quand la rigidité verticale caractérisée par h augmente, τ diminue, $\frac{\tau_1}{\tau}$ augmente et la flèche supplémentaire diminue pour une même vitesse, donc une plus grande rigidité de plateforme est avantageuse.

Dans le cas d'un défaut court ($\frac{\tau_1}{\tau} = \frac{1}{2}$), la majoration de la flèche statique est de 72 % par mm de creux et la surcharge dynamique de 58 % par mm de creux. Un défaut court entraîne donc des majorations dynamiques importantes.

Si la vitesse est supérieure à celle qui correspond au maximum-maximorum de y , $\frac{\tau_1}{\tau}$ est inférieur à $\frac{2}{3}$; on constate que lorsque la rigidité du support augmente τ diminue et $\frac{\tau_1}{\tau}$ augmente; par conséquent pour un défaut court une grande rigidité de support est désavantageuse. Il en est d'ailleurs de même pour les phénomènes de choc et l'on a constaté effectivement avec des empreintes de patinage ou des dénivellations locales dues à des soudures creuses, sur des plateformes rigides et du ballast colmaté, une aggravation des creux avec création à l'aval, à distances régulières, d'autres défauts.

4 - Lorsqu'il s'agit d'une succession de défauts sinusoïdaux, par exemple de l'usure ondulatoire, la même équation différentielle est toujours applicable, mais il faut cette fois considérer le régime permanent qui s'établit une fois le régime transitoire disparu. Un amortissement ou viscanse r doit donc être introduit dans l'équation précédente; nous le supposerons proportionnel à la vitesse $\frac{dy}{dt}$

En négligeant pour simplifier la masse M' de la voie, nous obtenons l'équation :

$$m \frac{d^2y}{dt^2} + r \frac{dy}{dt} + hy = -m \frac{d^2\eta}{dt^2} + (Mg + m)g \quad (A)$$

$$\text{ou } mz'' + r(z' - \eta') + h(z - \eta) = (M + m)g$$

M étant la masse suspendue appliquée à la roue et m la masse non suspendue de la roue.

$$\text{avec } \eta = a \sin 2\pi \frac{x}{l}$$

η représentant toujours l'ordonnée du défaut

y l'enfoncement

et $z = y + \eta$ la cote de la roue.

Pour résoudre l'équation (A) nous poserons :

$$z_1 = z - \frac{(M + m)g}{h}$$

$$y = z - \eta = z_1 - \eta + \frac{(M + m)g}{h} = y_1 + \frac{(M + m)g}{h}$$

y représente l'enfoncement total y compris la charge statique,

$$\frac{(M + m)g}{h}$$
 l'enfoncement dû aux charges statiques

y_1 l'enfoncement dû aux seules surcharges; ce sont elles qui nous intéressent et nous pourrons donc travailler sur l'équation sans second membre obtenue par la transformation :

$$mz_1'' + z_1(z_1' - \eta') + h(z_1 - \eta) = 0$$

En posant $\omega = 2 \frac{\pi V}{l}$ et $\omega_0^2 = \frac{h}{m}$ on obtient pour les défauts sinusoïdaux :

$$m \frac{d^2y}{dt^2} + r \frac{dy}{dt} + hy = m a \omega^2 \sin \omega t.$$

En posant $2 \epsilon \omega_0 = \frac{r}{M}$ (ϵ est le taux d'amortissement), l'équation prend la forme définitive :

$$\frac{d^2y}{dt^2} + 2 \epsilon \omega_0 \frac{dy}{dt} + \omega_0^2 y = a \omega^2 \sin \omega t.$$

dont la solution générale est :

$$y = A e^{-\epsilon \omega_0 t} \sin (\omega_0 \sqrt{1 - \epsilon^2} t - \psi) + aB \sin (\omega t - \varphi).$$

Le premier terme représente le régime transitoire qui cette fois ne nous intéresse pas et que nous avons déjà étudié en supposant $\epsilon = 0$.

En étudiant les conditions aux limites on trouve les coefficients du régime permanent représentés sur la figure II-12

$$B = \sqrt{\left[\left(\frac{\omega_0}{\omega}\right)^2 - 1\right]^2 + 4\epsilon^2} \frac{1}{\left(\frac{\omega_0}{\omega}\right)^2}$$

$$\operatorname{tg} \varphi = 2\epsilon \frac{\frac{\omega}{\omega_0}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}$$

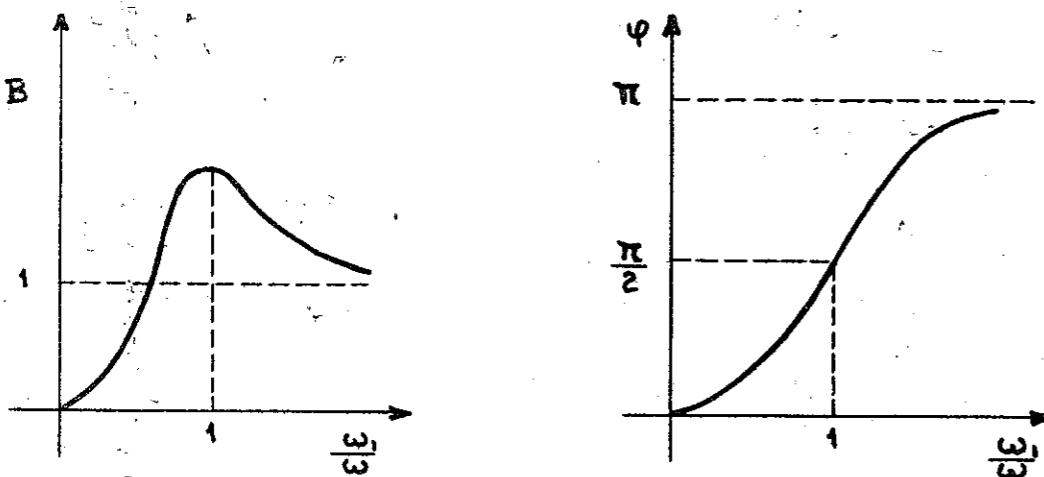


Fig. II-12

L'examen de ces formules montre qu'un amortissement ϵ élevé est intéressant pour éliminer rapidement le régime transitoire, et pour diminuer B c'est-à-dire la surcharge maximale qui lui est proportionnelle.

L'enfoncement est maximal pour la valeur de ω_1 de ω telle que :

$$\omega_1 = \frac{\omega_0}{\sqrt{1 - 2\epsilon^2}}, \quad = \omega \sqrt{1 + \epsilon^2}$$

L'amplitude de ce maximum a pour valeur :

$$B_M = \frac{1}{2\epsilon} = \frac{\sqrt{mh}}{r}$$

L'enfoncement y_{max} est d'autant plus élevé que la masse non suspendue m et la rigidité de la voie h sont elles-mêmes plus élevées et l'amortissement r plus faible.

La surcharge dynamique maximale a pour valeur :

$$\Delta q_{max} = \left[h^2 + r^2 \omega_1^2 \right]^{\frac{1}{2}} a B \# a h \left(\frac{\sqrt{1 + 4\epsilon^2}}{2\epsilon \sqrt{1 - \epsilon^2}} \right)$$

et pour les valeurs habituellement faibles de ϵ :

$$\Delta q_{max} \approx a \frac{m^{\frac{1}{2}} h^{\frac{3}{2}}}{r} = h y_{max}$$

Si l'on prend les transformées de Fourier des fonctions y et M_1 le module de la fonction de transfert qui permet d'obtenir l'enfoncement y en fonction des défauts η est :

$$|H(\omega)| = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega_0^2}{\omega^2}\right)^2 + 4\epsilon^2 \frac{\omega_0^2}{\omega^2}}}$$

tandis que celui qui permet d'obtenir la surcharge dynamique est :

$$|G(\omega)| = \sqrt{h^2 + r^2 \omega^2} |H(\omega)|$$

Par ailleurs le module de la fonction de transfert (fig. II-13) permettant de passer de η à z :

$$|Z(\omega)|^2 = \frac{r^2 \omega^2 + h^2}{(\eta \omega^2 - h)^2 + r^2 \omega^2}$$

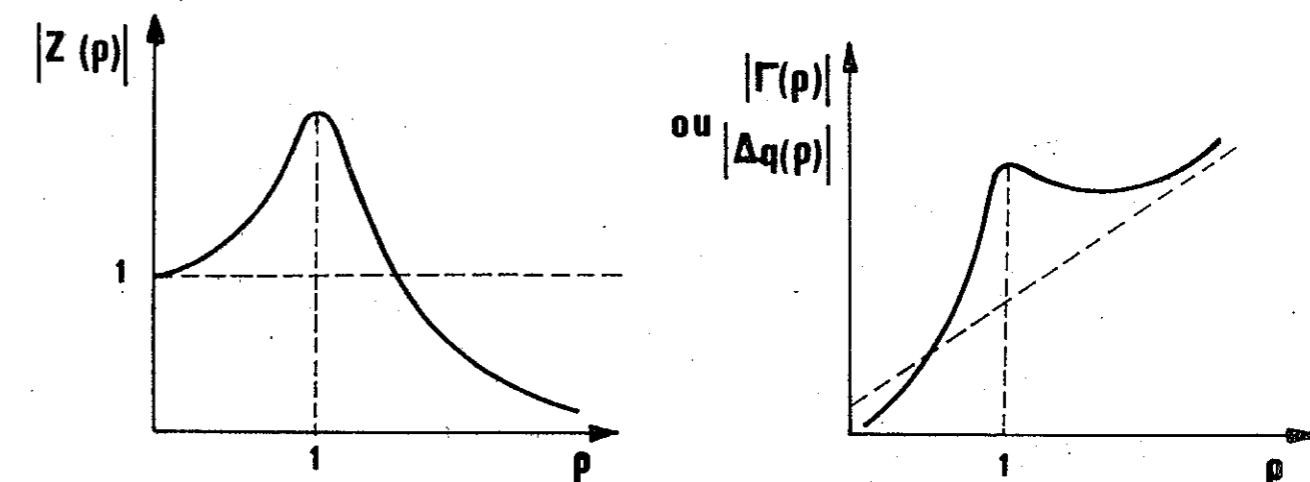


fig. II-13

ou, en fonction de la pulsation ω_0 et du coefficient d'amortissement ϵ et en posant $\frac{\omega}{\omega_0} = 1$

$$|Z(\rho)|^2 = \frac{1 + 4\epsilon^2\rho^2}{(1 - \rho^2)^2 + 4\epsilon^2\rho^2}$$

La fonction de transfert de l'accélération γ aura pour module (fig. II-13) puisque $Z'' = -\omega^2 Z$

$$|\Gamma(\rho)|^2 = \omega_0^2 \rho^2 |Z(\rho)|$$

et la surcharge dynamique $\Delta q = m\gamma$

$$|\Delta q(\rho)| = m\omega_0^2 \rho^2 |Z(\rho)| = h\rho^2 |Z(\rho)|$$

5 - Tout ceci n'est vrai d'ailleurs que dans la gamme des fréquences considérées, c'est-à-dire jusqu'à une centaine de Hz ; au delà interviennent des phénomènes de résonance avec les fréquences propres de la voie (1000 Hz environ pour le rail).

Lorsque la fréquence forcée se rapproche de ce domaine les surcharges dynamiques augmentent avec la vitesse ; on a constaté dans le cas d'une usure ondulatoire courte (longueur d'onde de l'ordre de 6 cm et creux de 10 à 20/100 mm) des oscillations dans les mesures de charge de roue dont la fréquence croît avec la vitesse et dont l'amplitude augmente également avec elle. Avec une machine dont la charge nominale de roue est voisine de 10 tonnes, on a obtenu à 180 km/h une surcharge positive ou négative de l'ordre de 4 tonnes, avec une fréquence de 774 Hz.

Le problème est donc en réalité plus complexe, car nous n'avons pas encore fait intervenir la dynamique propre de l'ensemble constitué par les rails, les traverses et le ballast. Nous en tenterons une approche par l'intermédiaire d'un modèle mécanique à deux étages. Un modèle plus complexe donnerait une approximation sans doute meilleure, mais sans changer les résultats fondamentaux.

Soit donc :

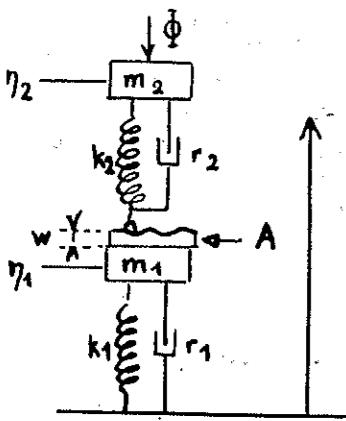


Fig. II-14

m_1 = masse fictive de la portion de rail, de traverse et de ballast intéressée dans le mouvement ;

m_2 = masse non suspendue de la roue.

Ces masses (fig. II-14) sont reliées par 2 ressorts de longueur au repos η_2 et η_1 et d'élasticité k_2 et k_1 correspondant à l'élasticité de la roue et de la plateforme et 2 amortisseurs visqueux de viscance r_2 et r_1 .

La suspension supérieure exerce sur la boîte d'essieu une force constante ϕ . Enfin une came glissante A d'épaisseur variable w représente les irrégularités du contact de roulement entre la roue et le rail.

On appellera η_1 et η_2 les ordonnées du rail et du centre de gravité de la roue.

Les efforts exercés par les ensembles ressort + amortisseur ont pour valeur (fig. II-15) :

$$\varphi_1 = -k_1(\eta_1 - u_1) - r_1(\eta'_1)$$

$$\varphi_2 = -k_2(\eta_2 - \eta_1 - u_2 - w) - r_2(\eta'_2 - \eta'_1 - w')$$

L'équilibre de la masse m_2 s'écrit :

$$m_2 \eta''_2 - \varphi_2 + m_2 g + \Phi = 0$$

L'équilibre de la masse m_1 :

$$m_1 \eta''_1 - \varphi_1 + m_1 g + \varphi_2 = 0$$

d'où les deux équations :

$$(1) \quad \begin{aligned} m_2 \eta''_2 + k_2(\eta_2 - \eta_1 - u_2 - w) + r_2(\eta'_2 - \eta'_1 - w') + m_2 g + \Phi &= 0 \\ m_1 \eta''_1 - k_2(\eta_2 - \eta_1 - u_2 - w) - r_2(\eta'_2 - \eta'_1 - w') \\ &\quad + k_1(\eta_1 - u_1) + r_1 \eta'_1 + m_1 g = 0 \end{aligned}$$

$$\text{En posant } z_1 = \eta_1 - u_1 + \frac{(m_1 + m_2)g + \Phi}{k_1}$$

$$z_2 = \eta_2 - \eta_1 - u_2 + \frac{m_2 g + \Phi}{k_2} - w$$

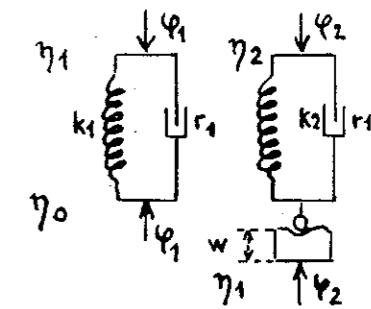


Fig. II-15

Les équations (1) deviennent :

(2)

$$\begin{cases} m_2 z_1'' + m_2 z_2'' + r_2 z_2' + k_2 z_2 = -m_2 w'' \\ m_1 z_1'' - r_2 z_2' + r_1 z_1' - k_2 z_2 + k_1 z_1 = 0 \end{cases}$$

Au repos : $\eta_1' = \eta_2' = \eta_1'' = \eta_2'' = 0$ - d'où on tire à partir des équations (1) :

$$\eta_1 = u_1 - \frac{(m_1 + m_2) g + \phi}{k_1}$$

$$\eta_2 = u_1 + u_2 - \frac{(m_1 + m_2) g + \phi}{k_1} - \frac{m_2 g + \phi}{k_2} + w$$

$$\text{et } z_1 = z_2 = 0$$

z_1 et z_2 représentent donc les variations dynamiques de longueur des ressorts par rapport à la position d'équilibre statique.

On résoudra le système en effectuant la transformation de Fourier. Si on désigne par :

Z_1, Z_2, B, W les transformées de z_1, z_2, η , et w

les équations (2) deviennent

(3)

$$\begin{cases} -Z_1 \omega^2 m_2 + Z_2 (-\omega^2 m_2 + j\omega r_2 + k_2) = +m_2 \omega^2 W \\ Z_1 (-\omega^2 m_1 + j\omega r_1 + k_1) + Z_2 (+j\omega r_2 - k_2) = 0 \end{cases}$$

En posant

$$\frac{k_1}{m_1} = \omega^2$$

$$\frac{k_2}{m_2} = \omega^2$$

$$\frac{m_2}{m_1} = \mu$$

$$\frac{r_1}{m_1} = 2\epsilon_1 \omega_1$$

$$\frac{r_2}{m_2} = 2\epsilon_2 \omega_2$$

On obtient :

$$Z_1 = H_1 \times W$$

$$Z_2 = H_2 \times W$$

avec :

$$H_1 = \frac{\mu \omega^2 (\omega_2^2 + 2j\epsilon_2 \omega \omega_2)}{D}$$

$$H_2 = \frac{\omega^2 (\omega_1^2 - \omega^2 + 2j\epsilon_1 \omega_1 \omega)}{D}$$

et :

$$\begin{cases} D = [\omega^4 - \omega^2 (\omega_1^2 + (1+\mu)\omega_2^2) + \omega_1^2 \omega_2^2 - 4 \epsilon_1 \epsilon_2 \omega^2 \omega_1 \omega_2] \\ \quad + 2j [\omega \omega_1 \omega_2 (\epsilon_2 \omega_1 + \epsilon_1 \omega_2) - \omega^3 (\epsilon_1 \omega_1 + \epsilon_2 \omega_2 (1+\mu))] \end{cases}$$

H_1 et H_2 étant les fonctions de transfert permettant de déterminer z_1 et z_2 à partir de w .

Notons que :

$$\begin{array}{ll} \varphi_2 = m_2 g + \phi & + \Delta q_2 \\ \text{charge statique} & \text{surcharge dynamique} \end{array}$$

$$\begin{array}{ll} \varphi_1 = (m_1 + m_2) g + \phi & - k_1 z_1 - z_1 z'_1 \\ \text{charge statique} & \text{surcharge dynamique} \end{array}$$

Surcharge dynamique de la roue sur le rail :

$$\begin{cases} \Delta q_2 = - (k_2 z_2 + r_2 z'_2) \text{ et sa transformée de Fourier :} \\ \Delta Q_2 = - H_2 (k_2 + j\omega r_2) W \end{cases}$$

Surcharge dynamique de la traverse sur le ballast :

$$\Delta q_1 = - (k_1 z_1 + r_1 z'_1) \text{ et}$$

$$\Delta Q_1 = - H_1 (k_1 + j\omega r_1) W$$

Sous leur forme générale ces équations sont peu maniables.

Elles se simplifient considérablement si on considère un amortissement nul : $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0$, d'où

$$D = \omega^4 - \omega^2 (\omega_1^2 + (1+\mu)\omega_2^2) + \omega_1^2 \omega_2^2 = (\omega^2 - a^2)(\omega^2 - b^2)$$

a^2 et b^2 étant les racines en ω^2 de l'équation bicarrée.

Il vient alors, les 2 fonctions de transfert étant réelles :

$$H_1 = \frac{\mu \omega^2 + \omega_2^2}{(\omega^2 - a^2)(\omega^2 - b^2)}$$

$$H_2 = \frac{\omega^2 (\omega_1^2 \omega_2^2)}{(\omega^2 - a^2)(\omega^2 - b^2)}$$

Ces fonctions se représentent facilement sous la forme du diagramme asymptotique de Bode (fig. II-16)

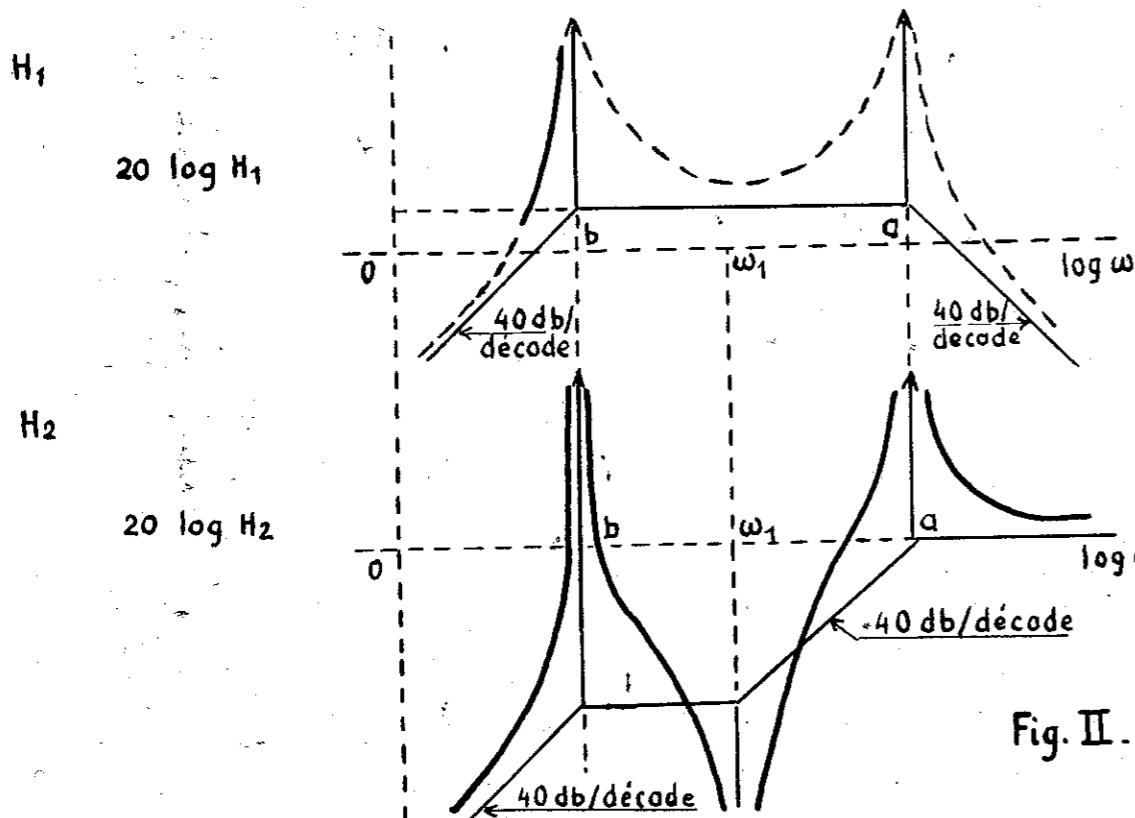


Fig. II. 16

Les courbes réelles qui tiennent compte d'un amortissement sont voisines de ces courbes théoriques. Les irrégularités de mouvement se trouvent ainsi amplifiées autour de deux plages centrées sur $\omega = a$ et $\omega = b$ qui sont les mêmes pour H_1 et H_2 .

Ainsi donc, ces deux fonctions de transfert amplifient considérablement certaines fréquences d'excitation privilégiées, ce qui peut être particulièrement important dans un spectre de raies.

Nous prendrons comme application numérique :

- une roue de wagon $m_2 = 600 \text{ kg}$ $k_2 = 3750 \cdot 10^6 \text{ N/m}$
- les traverses en bois $m_1 = 100 \text{ kg}$
- les traverses béton $m_1 = 200 \text{ kg}$
- une plateforme molle $k_1 = 50 \cdot 10^6 \text{ N/m}$
- une plateforme moyenne $k_1 = 100 \cdot 10^6 \text{ N/m}$
- une plateforme dure $k_1 = 150 \cdot 10^6 \text{ N/m}$

d'où les valeurs suivantes, pour les zéros (N_1) et les pôles (Na et Nb), exprimées en fréquence : (Hertz)

$$N = \omega/2\pi$$

k_1	Traverses bois			Traverses béton		
	Na	Nb	N_1	Na	Nb	N_1
50 MN/m	1030	42	113	785	40	80
100 MN/m	1040	60	160	790	56	113
150 MN/m	1050	72	196	795	68	138

La fonction de transfert est donc telle qu'elle amplifie certaines fréquences privilégiées, et peut être à l'origine de surcharges dynamiques importantes dans les spectres de raies.

6 - Dans le cas d'une discontinuité du profil en long (cas du joint) on peut simplifier le laborieux calcul en remplaçant le profil en long théorique du rail composé de deux arcs de paraboles par une rupture de pente. Nous n'aborderons ici que le modèle à un seul étage.

$$\eta = -\alpha x = -\alpha Vt \quad \text{pour } x > 0 \quad (\text{voir fig. II-17})$$

Il faut recourir au calcul opérationnel pour traiter cette question

$$\eta' = -\alpha V \gamma(t)$$

$\gamma(t)$ étant l'échelon unité d'Heaviside

$$\eta'' = -\alpha V \delta(t)$$

$\delta(t)$ étant la fonction de Dirac.

L'équation différentielle s'écrit :

$$\frac{d^2y}{dt^2} + 2\epsilon\omega \frac{dy}{dt} + \omega^2 y = \alpha V \delta(t)$$

ou sous une forme opérationnelle :

$$Y(p^2 + 2\epsilon\omega p + \omega^2) = \alpha V$$

On en déduit la valeur de y qui est l'original de $e(Y)$

$$y = \frac{\alpha V}{\omega \sqrt{1 - \epsilon^2}} e^{-\epsilon\omega t} \sin \sqrt{1 - \epsilon^2 \omega t}$$

et la surcharge dynamique y_h présente un premier maximum positif pour

$$\omega \sqrt{1 - \epsilon^2} t = \frac{\pi}{2}$$

qui est d'autant plus éloigné de la discontinuité que ω est plus faible, c'est-à-dire que la plateforme est plus molle et l'amortissement plus grand.

On constate en poursuivant le calcul que la surcharge dynamique est proportionnelle à la vitesse, à la racine carrée de la masse M non suspendue et à la racine carrée de la rigidité h du support. Sa valeur diminue sensiblement quand l'amortissement augmente, le tableau suivant résume cette constatation.

ϵ	0,20	0,30	0,40	0,50
λ	0,74	0,64	0,55	0,46

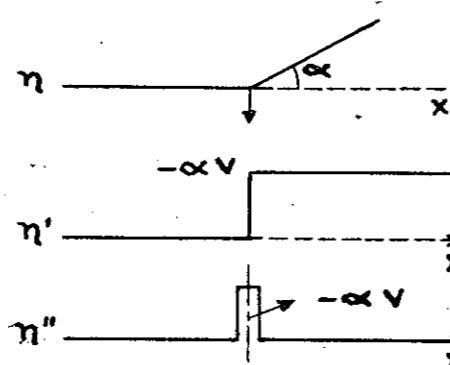


Fig. II-17

7 - Les analyses précédentes donnent des renseignements qualitatifs intéressants sur l'interaction voie-véhicule, mais supposent des défauts géométriques théoriques qui n'existent pas dans la réalité, sauf dans le cas de spectres de raies, ces derniers ayant sur les surcharges les effets que nous venons d'étudier. Or les défauts réels qui sont en fait aléatoires ne peuvent être définis que par l'intermédiaire de la fonction d'autocorrélation spatiale

$$R(\lambda) = \lim_{L \rightarrow \infty} \frac{1}{2L} \int_{-L}^{+L} \eta(x) \eta(x-\lambda) dx$$

et sa transformée de Fourier

$$S_\eta(\Omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} R(\lambda) e^{-j\Omega\lambda} d\lambda$$

$S_\eta(\Omega)$ étant appelé spectre de densité de puissance de η

La moyenne quadratique de cette variable a pour valeur :

$$\overline{\eta^2}(x) = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty S_\eta(\Omega) d\Omega$$

Mais du fait de la déformation élastique le contact rail-roue se fait sur une longueur 2ℓ . Il convient donc de remplacer par une opération de lissage $\eta(x)$ par $w(x)$, w étant une intégrale de convolution (1) de η avec une fonction de lissage $\varphi(\eta)$ qui est paire, bornée et nulle en dehors des bornes.

$$\text{En outre } \int_{-\infty}^{+\infty} \varphi(x) dx = 1$$

On peut prendre pour φ une fonction crêteau d'ordonnée $\frac{1}{2\ell}$ entre les abscisses $-\ell$ et $+\ell$ ce qui revient à considérer w comme la moyenne de $\eta(x)$ sur la longueur 2ℓ .

(1) Si $f_1(t)$ et $f_2(t)$ sont les originaux de $F_1(\omega)$ et $F_2(\omega)$, l'original de

$F_1(\omega) F_2(\omega)$ est le produit de convolution $f(t) =$

$$\int_{-\infty}^{+\infty} f_1(\tau) f_2(t-\tau) dt$$

On obtient par transformation de Fourier

$$W(\Omega) = E(\Omega) \cdot \Phi(\Omega)$$

$\Phi(\Omega)$ étant la fonction de transfert permettant de passer de $\eta(x)$ à $w(x)$, par leurs transformées respectives E et W . La fonction crêteau considérée pour le lissage a pour transformée de Fourier

$$\Phi(\Omega) = \frac{\sin \Omega l}{\Omega l}$$

On ne peut travailler en fait sur $\eta(x)$ ou $w(x)$ mais uniquement leurs spectres spatiaux :

$S_\eta(\Omega)$ et $S_w(\Omega)$, reliés par la relation :

$$S_w(\Omega) = S_\eta(\Omega) \times |\Phi(\Omega)|^2$$

L'examen du graphique représentatif de la figure II-18 montre que le lissage équivaut à un filtre passe bas annulant les défauts de longueurs inférieures à $2l$.

Nous rappellerons enfin que le spectre spatial et le spectre temporel sont reliés par :

$$\int_0^\infty S(\Omega) d\Omega = \int_0^\infty s(\omega) d\omega \quad \text{avec } \omega = V\Omega$$

Connaissant alors le spectre de densité de puissance de w et les fonctions de transfert permettant de passer de w à y et à Δq , il est possible de calculer les spectres de densité de puissance de l'enfoncement dynamique et de la surcharge dynamique.

On a en effet :

$$S_y(\omega) = S_w(\omega) \times |H(\omega)|^2$$

$$S_{\Delta q}(\omega) = S_w(\omega) \times |G(\omega)|^2$$

et, par suite, les moyennes quadratiques de y et de Δq :

$$\bar{y}^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty S_y(\omega) d\omega$$

$$\bar{\Delta q}^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty S_{\Delta q}(\omega) d\omega$$

Nous supposerons (fig. II-19), en conformité avec l'ensemble des résultats obtenus que le spectre de nivellement est de la forme

$$S_\eta(\Omega) = \frac{A}{(B + \Omega^3)}$$

A ce spectre se superposent des raies dont nous avons précédemment étudié les effets.

Les défauts de courte longueur d'onde étant seuls intéressants pour l'étude des masses non suspendues, nous pouvons négliger le terme B dans l'expression du spectre des défauts. On en déduit une expression simplifiée de \bar{y}^2

$$\bar{y}^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^{\omega_2} |H(\omega)|^2 s(\omega) d\omega = \frac{A V^2}{\pi} \int_0^{\omega_2} \frac{\omega d\omega}{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4 \epsilon^2 \omega_0^2 \omega^2} =$$

$$\frac{A V^2}{2 \pi \omega_0^2 d} \left[\arctg \frac{u - b}{d} \right]_0^{\omega_2}$$

$$\text{en posant } \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 = u \quad b = 1 - 2 \epsilon^2 \quad \text{et} \quad d^2 = 4 \epsilon^2 (1 - \epsilon^2)$$

La limite $\omega_2 = \frac{\pi V}{2l}$ est celle donnée par la fonction crêteau de lissage.

Avec les données numériques suivantes :

$$A = 21 \cdot 10^{-7} \quad m = 10^3 \text{ kg} \quad h = 5 \cdot 10^7 \text{ N/m} \quad \epsilon = 0,3 \quad d = 0,57$$

$$\omega_0^2 = 5 \cdot 10^4 \quad V = 30 \text{ m/s} \quad 2l = 0,03 \text{ m} \quad \omega_2 = 6280$$

on obtient :

$$\sqrt{\bar{y}^2} = 1,28 \cdot 10^{-4} = 0,128 \text{ mm}$$

$$\sigma_y^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^{\omega_2} |G(\omega)|^2 S(\omega) d\omega = \frac{A V^2 h^2}{\pi} \int_0^{\omega_2} \frac{\omega d\omega \left(1 + 4 \epsilon^2 \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)}{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4 \epsilon^2 \omega_0^2 \omega^2}$$

d'où :

$$\sigma_y^2 = \frac{A V^2 m h}{2 \pi} \left[\frac{(1 + 4 \epsilon^2 b)}{d} \arctg \frac{u - b}{d} + 2 \epsilon^2 \log \left((u - b)^2 + d^2 \right) \right]_0^{\omega_2}$$

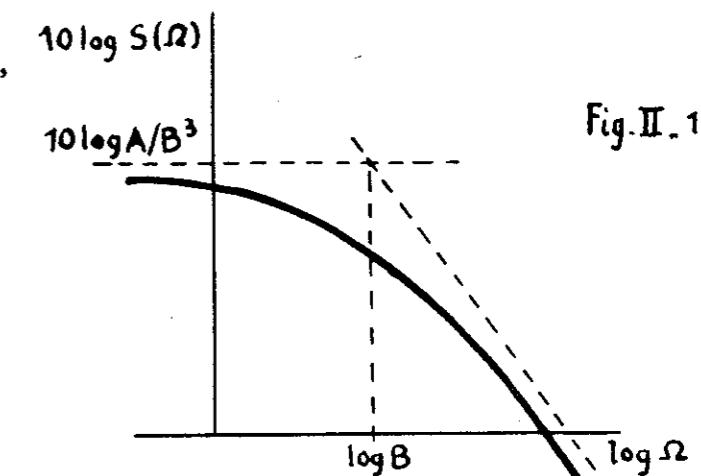


Fig. II.19

Avec les mêmes données numériques, on obtient :

$$\sqrt{\sigma_y^2} = 1,14 \cdot 10^4 \text{ N}$$

On peut compléter ces résultats par l'établissement d'une formule particulièrement intéressante. Avec les mêmes valeurs des données m , h , r et l , on obtient :

$$\sigma_y^2 = \frac{4}{\pi} A V^2 \omega_0^2 = 1,3 A V^2 \omega_0^2$$

Si l'on prend $A = 2 \cdot 10^{-6}$, correspondant au spectre d'une voie déjà ancienne, on obtient finalement :

$$\sigma_y^2 = 2,6 \cdot 10^{-6} V^2 \omega_0^2 = 2,6 \cdot 10^{-6} V^2 \frac{h}{m}$$

(V en m/s ω en m/s^2)

On en déduit la variance des surcharges dynamiques

$$\sigma_{\Delta q}^2 = m^2 \sigma_y^2$$

$$\sigma_{\Delta q} = 1,6 \cdot 10^{-3} V \sqrt{m \cdot h}$$

Cette expression, valable pour les unités légales (Δq en newtons, V en m/s, m en kg et h en N/m), doit être transformée quand on exprime Δq en tonnes, V en km/h, m en tonnes et h en t/mm. On a alors :

$$\sigma_{\Delta q} \approx 0,45 \frac{V}{100} \sqrt{m \cdot h}$$

Ainsi les surcharges dynamiques varient proportionnellement à la vitesse, la racine carrée de la masse non suspendue et la rigidité de la voie.

Pour les valeurs précédentes de h et m la surcharge correspondant à 2 écarts types est de :

2 t à 100 km/h

4 t à 200 km/h

Les surcharges dynamiques dues aux seules oscillations des masses non suspendues ont donc une importance considérable aux vitesses élevées, d'où la nécessité de réduire ces masses.

Il y a aussi intérêt à réduire la rigidité verticale de la voie, ce qui conduit, sur voie à grande vitesse, à insérer des semelles en caoutchouc entre patin du rail et traverse et à augmenter l'épaisseur de ballast.

Ces conclusions, ne l'oubliions pas, ne sont valables que dans la mesure où le spectre de défauts est en $\frac{1}{\Omega^3}$, ce qui correspond pratiquement à l'ensemble des spectres déjà relevés.

8 - Nous étendrons ensuite le calcul au modèle à 2 étages du 5ème paragraphe, qui fait intervenir la dynamique de la superstructure

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta Q_1 = -k_1 \times H_1 \times W \\ \Delta Q_2 = -k_2 \times H_2 \times W \end{array} \right.$$

Donc :

$$s_{\Delta Q_1}(\omega) = s_w(\omega) \times |H_1|^2 \times k_1^2$$

$$s_{\Delta Q_2}(\omega) = s_w(\omega) \times |H_2|^2 \times k_2^2$$

Nous supposerons les défauts de voie représentés par un spectre continu

$$S = \frac{C}{\Omega^3}$$

En négligeant le lissage dû à l'étendue du contact rail-roue :

$$s_w(\omega) = \frac{1}{V} S\left(\frac{\omega}{V}\right) = \frac{V^2 C}{\omega^3}$$

d'où :

$$s_{\Delta Q_1}(\omega) = k_1^2 \times \frac{V^2 C}{\omega^3} \times |H_1|^2$$

$$s_{\Delta Q_2}(\omega) = k_2^2 \times \frac{V^2 C}{\omega^3} \times |H_2|^2$$

ce qui est aisément à représenter dans le diagramme de Bode, les fonctions de transfert H ayant été précédemment définies.

On en déduit aisément, à une translation près, les spectres de ΔQ_1 et ΔQ_2 (fig. II-20)

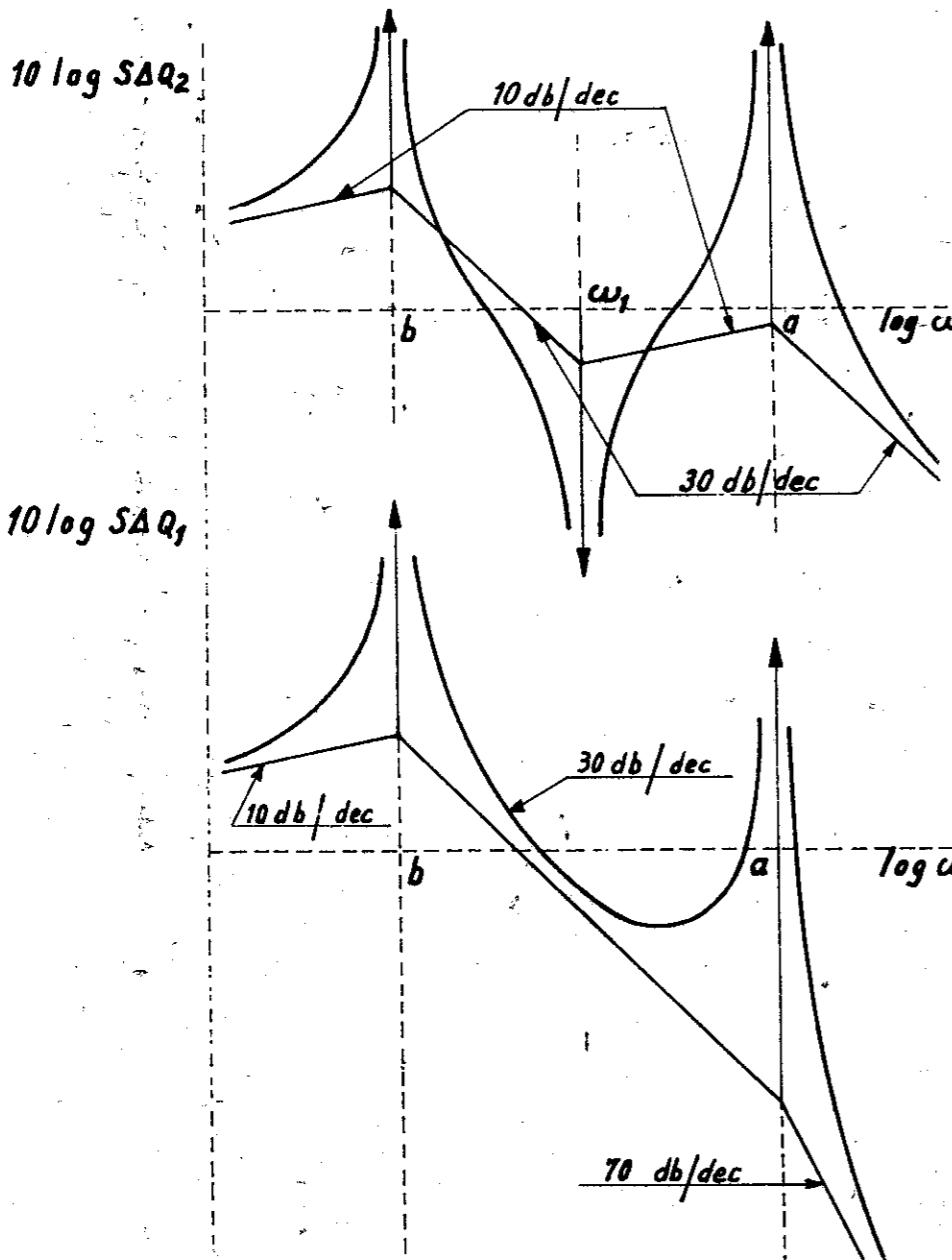


fig. II.20

Bien que sous cette forme ces diagrammes soient surtout qualitatifs, ils permettent plusieurs remarques :

Tout d'abord, l'existence de 2 plages de fréquences privilégiées centrées sur Na et Nb.

En ce qui concerne ΔQ_1 , c'est-à-dire la surcharge dynamique sous la traverse, on constate :

- l'existence de deux maximums pour Na et Nb, le maximum correspondant à la fréquence basse étant toutefois beaucoup plus élevé que celui correspondant à la fréquence haute,
- l'affaiblissement très rapide aux fréquences élevées.

C'est bien ce que l'on constate expérimentalement en mesurant les vibrations transmises par le sol. On ne retrouve pratiquement que la fréquence basse à partir de quelques mètres de la voie.

En ce qui concerne ΔQ_2 , c'est-à-dire la surcharge dynamique du rail, on constate :

- également la présence de 2 maximums, sensiblement comparables,
- l'affaiblissement aux fréquences élevées est moins rapide.

Par ailleurs, si on considère la valeur globale des vibrations, c'est-à-dire la moyenne quadratique de ΔQ_1 et de ΔQ_2 , on constate que :

$$\overline{\Delta Q}^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty s_{\Delta Q_1} d\omega = \frac{v^2 C}{\pi} \int_0^\infty \frac{k_1^2 |h_1|^2}{\omega^3} d\omega$$

L'intégrale étant une constante pour une voie donnée, il en résulte que la moyenne quadratique de ΔQ_1 est proportionnelle à la vitesse. Il en est de même de ΔQ_2 .

Expérimentalement il est difficile de mesurer les variations d'efforts, mais par contre relativement aisément de mesurer les accélérations de la roue ou de la traverse n_1 et n_2 .

On obtient facilement le spectre théorique de η_1'' en remarquant que $\eta_1'' = z_1''$ et que par suite le spectre a la forme suivante (fig. II-21) :

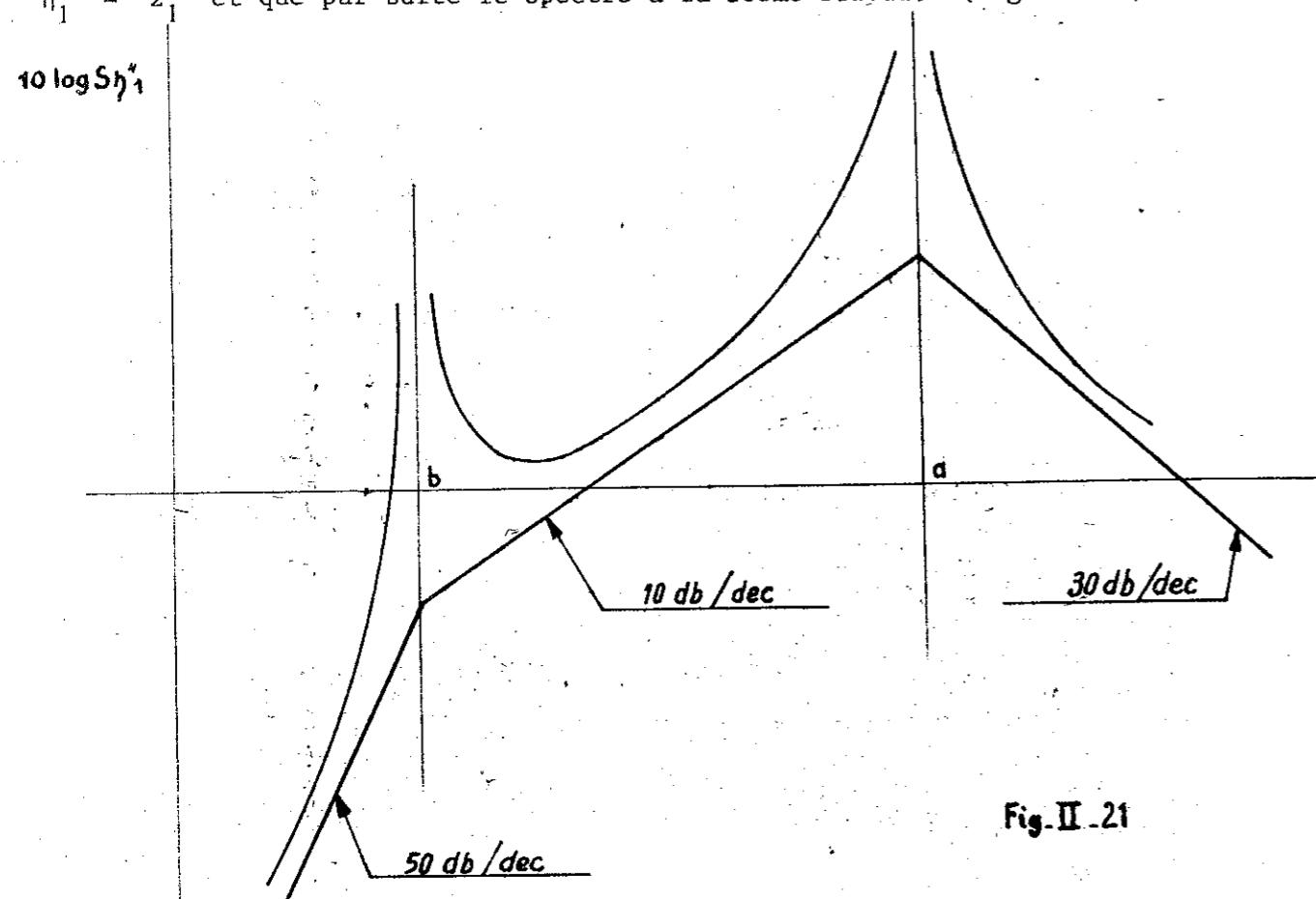


Fig. II-21

En ce qui concerne l'accélération mesurée au niveau de l'essieu on a :

$$\eta_2'' = z_1'' + z_2'' + w \quad \text{d'où}$$

$$\eta_2'' = z_1'' + z_2'' + w'' \quad \text{et}$$

en désignant par H_3 la fonction de transfert permettant de passer de w à η_2'' :

$$H_3 = \omega^2 (H_1 + H_2 + 1)$$

qui donne tous calculs faits :

$$H_3 = \frac{\omega^2 \omega_2^2 (\omega_1^2 - \omega^2)}{(\omega^2 - a^2)(\omega^2 - b^2)}$$

et

$$S_{\eta_2''} = S_w |H_3|^2$$

Le spectre théorique de $S_{\eta_2''}$ se présente d'ailleurs de la même façon à une translation près de celui de z_2 (fig. II-22)

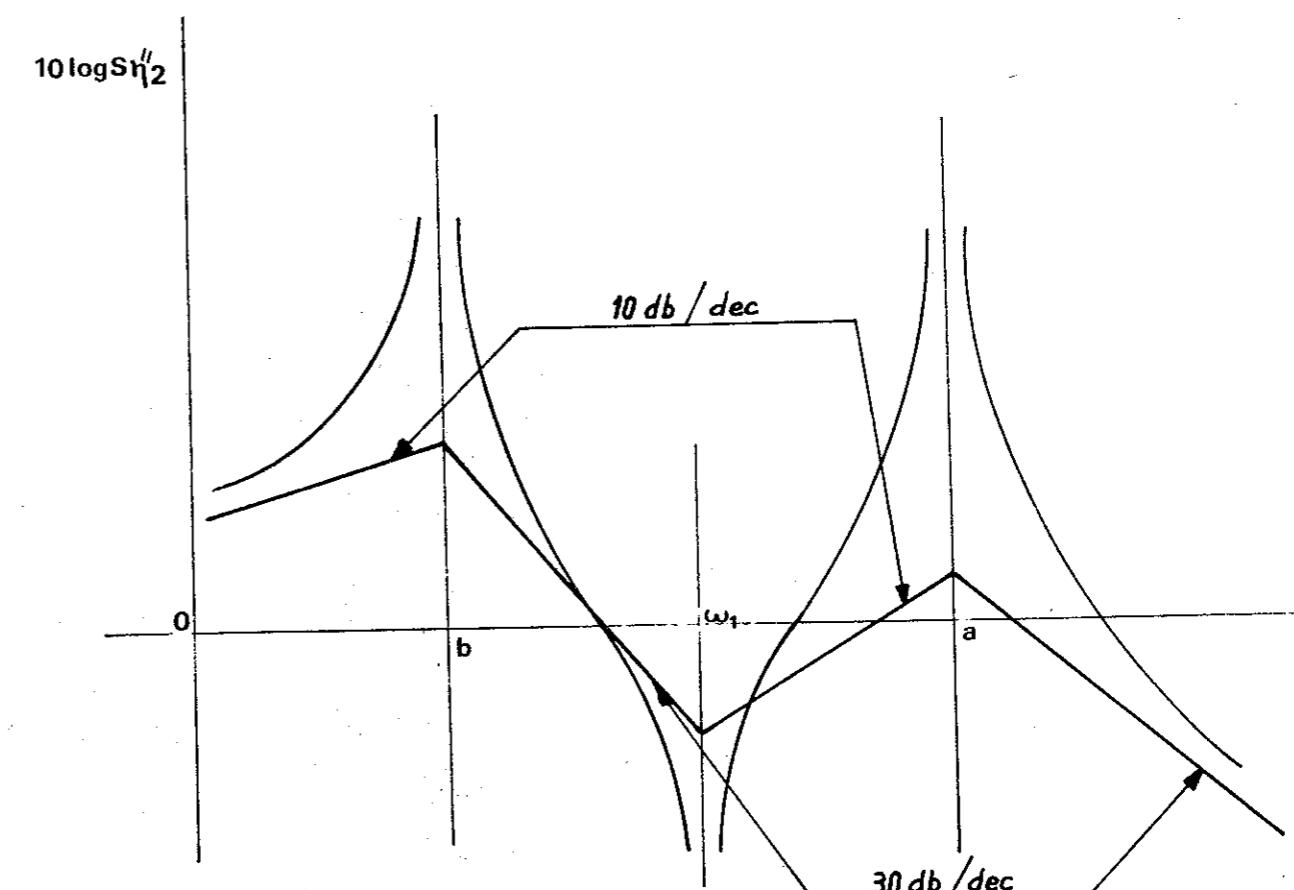


Fig. II-22

Si l'excitation est sinusoïdale

$$w = a \sin \omega t$$

la réponse est également sinusoïdale et

$$z_1 = a |H_1| \sin (\omega t + \varphi_1) \quad \operatorname{tg} \varphi_1 = \arg H_1$$

$$z_2 = a |H_2| \sin (\omega t + \varphi_2) \quad \operatorname{tg} \varphi_2 = \arg H_2$$

Un défaut de longueur d'onde λ engendrera une excitation de fréquence N , lorsque la voie est parcourue à la vitesse V

$$N = \frac{V}{\lambda}$$

On voit que si N se situe près de N_a ou de N_b il y a une très forte augmentation des surcharges dynamiques.

Cela a été constaté expérimentalement dans les Landes :

- sur un défaut long de 1,60 m de longueur d'onde avec $N_a = 32$ Hz. La vitesse correspondant au maximum était :

$$V = 32 \times 1,60 = 51 \text{ m/s} = 180 \text{ km/h}$$

Cette vitesse a été atteinte au cours des essais (fig. II-23) où l'on a bien constaté un maximum.

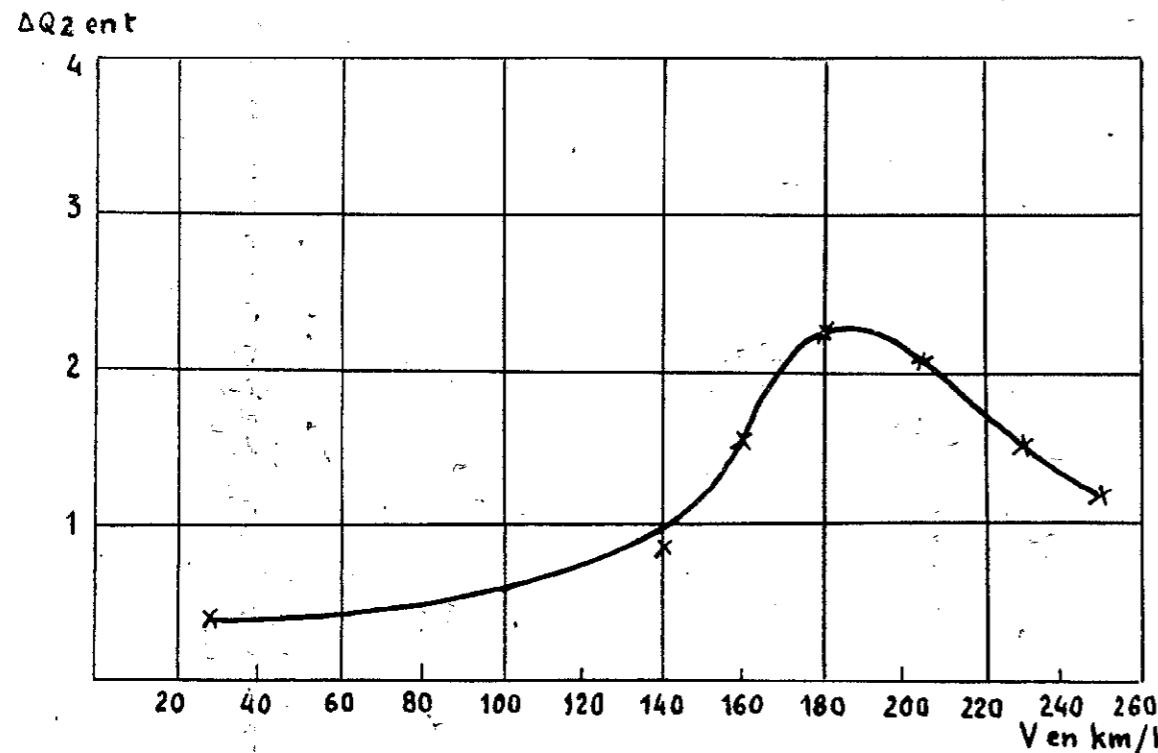


Fig. II-23

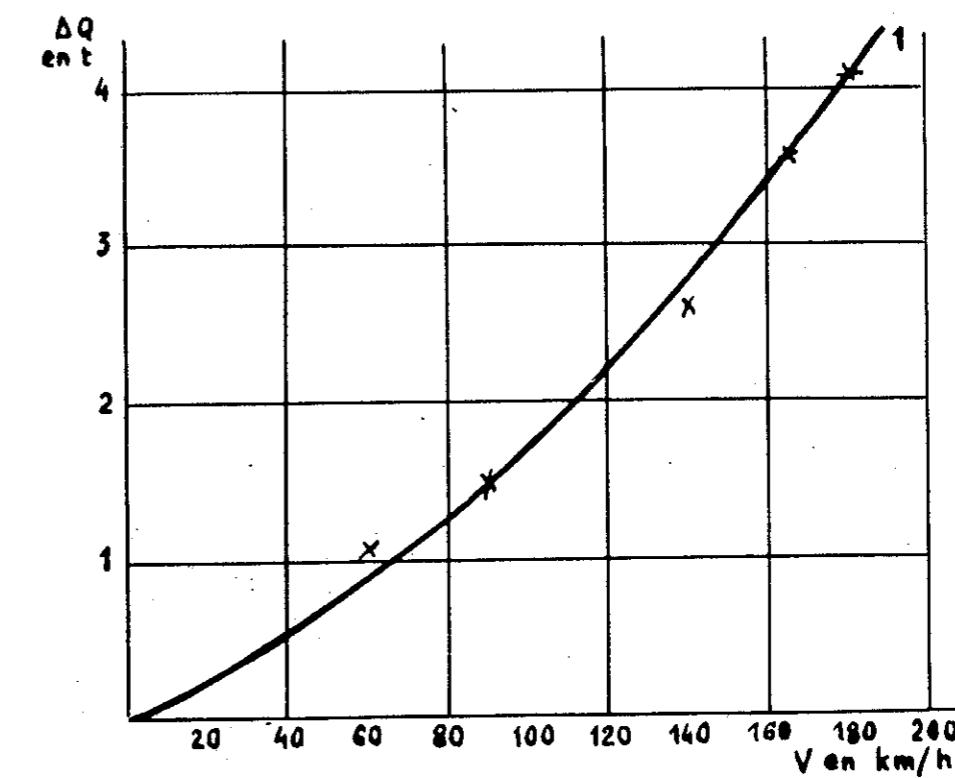


Fig. II-24

- avec une usure ondulatoire courte de 6 cm et une fréquence critique de 1000 Hz.

La vitesse correspondant au maximum étant :

$$1\ 000 \times 0,06 = 60 \text{ m/s} = 215 \text{ km/h.}$$

Cette vitesse n'a pas été atteinte et la courbe obtenue est toujours croissante (fig. II-24).

La variance des surcharges obtenues est de l'ordre de 4 tonnes par mm de creux.

L'usure ondulatoire longue est donc particulièrement redoutable et conduit elle aussi à limiter au maximum les surcharges dynamiques dues aux masses non suspendues.

L'élimination de ces ondulations ne peut être faite que par le meulage de la surface de roulement des rails et un creux maximal admissible correspondant à une même surcharge dynamique est d'autant plus grand que l'élasticité verticale de la voie est elle-même plus grande.

Notons cependant à cet égard l'intérêt d'un rail lourd, qui se déforme moins sous l'effet des contraintes résiduelles de surface dues au roulement.

Dans le cas du défaut isolé, assimilé à un changement de pente, le calcul donne avec amortissement nul :

$$\Delta Q_1 = \sigma V m_2 \frac{a^2 b^2}{a^2 - b^2} \left(\frac{\sin bt}{b} - \frac{\sin at}{a} \right)$$

$$\Delta Q_2 = \sigma V m_2 \frac{\omega_2^2}{a^2 - b^2} \left(\frac{a^2 - \omega_1^2}{a} \sin at + \frac{\omega_1^2 - b^2}{b} \sin bt \right)$$

Les diagrammes représentatifs se présentent de la façon suivante (fig.II-25)

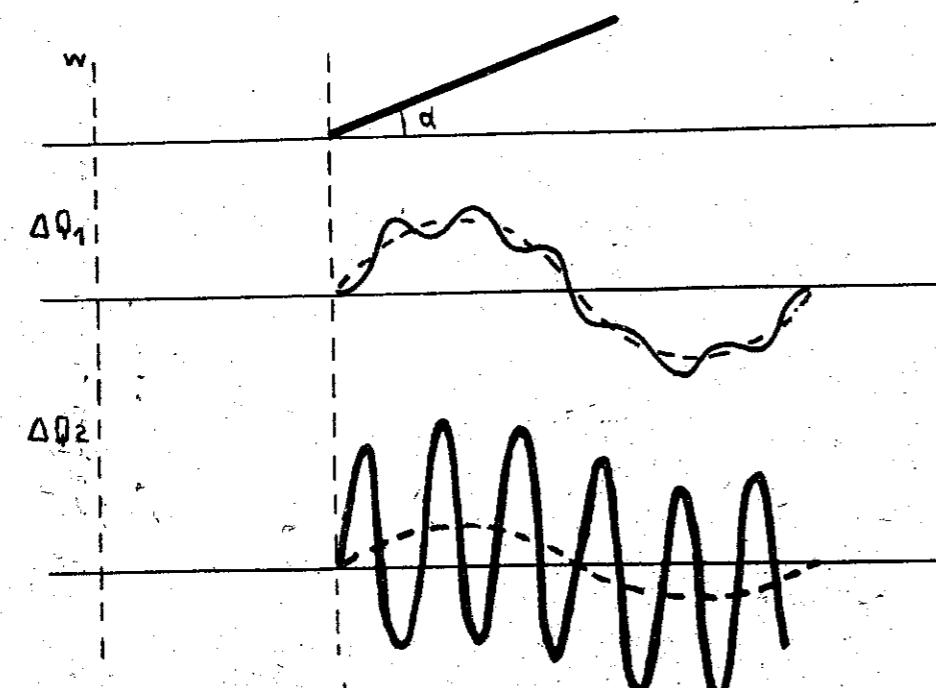


Fig. II-25

On voit apparaître en facteur ΔQ_1 et ΔQ_2 le terme $\omega v m_2$ qui est en fait le facteur d'excitation, c'est une quantité de mouvement égale au produit de la masse non suspendue de la roue par la vitesse ascensionnelle de la trajectoire.

On constate :

- qu'au contact rail-roue, la composante à fréquence élevée est de beaucoup la plus importante, alors que c'est le contraire sous la traverse ;
- que les surcharges dynamiques augmentent avec la raideur de la voie.

Il y a donc un gros intérêt pour la tenue des joints à bénéficier d'un support souple et d'un amortissement élevé et, à ce point de vue là, les traverses bois sont préférables aux traverses en béton.

Tous ces résultats théoriques confirment et explicitent les constatations expérimentales.

J/ SURCHARGES DYNAMIQUES DES MASSES SUSPENDUES

En ne considérant qu'un seul étage de suspension on peut remplacer le système par un modèle constitué d'une masse reliée à la roue par un ressort et un amortisseur en parallèle. L'équation du mouvement est alors la même que pour les masses non suspendues, l'excitation n'étant constituée par le mouvement de la roue.

Dans ces conditions on obtient un spectre de densité de puissance de l'excitation

$$s_E(\omega) = |Z(\omega)|^2 s_v(\omega) = \frac{1 + 4\epsilon^2 \frac{\omega^2}{\omega_0^2}}{\left[1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right]^2 + 4\epsilon^2 \frac{\omega^2}{\omega_0^2}} \frac{AV^2}{(BV + \omega)^3}$$

où ω_0 est la pulsation propre des masses non suspendues

ϵ le coefficient d'amortissement de la voie

$s_v(\omega)$ le spectre d'excitation de la roue due aux défauts de la voie

$|Z(\omega)|$ le module de la fonction de transfert du mouvement de la roue.

Si $|\Gamma(\omega)|^2$ est le module de la fonction de transfert de l'accélération de caisse, le spectre de l'accélération de caisse sera donc :

$$s_\gamma(\omega) = |\Gamma(\omega)|^2 s_E(\omega) \quad \text{avec} \quad |\Gamma(\omega)| = \omega^2 |Z(\omega)|$$

$$s_\gamma(\omega) = \frac{AV^2}{(BV + \omega)^3} \omega^4 \frac{1 + 4\epsilon'^2 \frac{\omega^2}{\omega'_0^2}}{\left[1 - \frac{\omega^2}{\omega'_0^2}\right]^2 + 4\epsilon'^2 \frac{\omega^2}{\omega'_0^2}} \frac{1 + 4\epsilon^2 \frac{\omega^2}{\omega_0^2}}{\left[1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right]^2 + 4\epsilon^2 \frac{\omega^2}{\omega_0^2}}$$

où ω'_0 et ϵ' sont respectivement la pulsation propre et le coefficient d'amortissement de la caisse et de sa suspension.

La fréquence propre est cette fois voisine de 1 Hz.

Le spectre $s_\gamma(\omega)$ obtenu comporte deux maximums (fig. II-26), le premier correspondant sensiblement à la fréquence propre de caisse ω'_0 , le second à la fréquence propre ω_0 du système roue/rail.

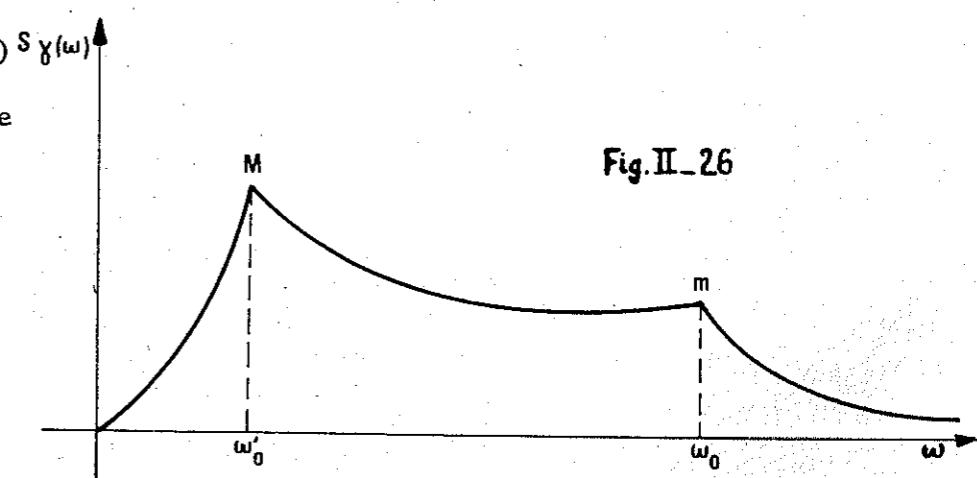


Fig. II-26

La variance de l'accélération de caisse est égale à l'aire du spectre :

$$\sigma_{\gamma}^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty s_\gamma(\omega) d\omega$$

Cette intégrale est convergente pour ω infini.

On ne peut la calculer que sur ordinateur, mais il est néanmoins possible de faire les remarques suivantes :

1 - Les deux maximums croissent d'autant moins vite que la vitesse ω'_0 est plus faible. Il en est donc de même pour σ_{γ}

2 - σ_{γ} décroît avec ω'_0 et plus que proportionnellement au delà d'une certaine vitesse, car le premier maximum décroît plus vite que ω'_0 .

3 - σ_{γ} décroît quand B croît, c'est-à-dire quand la qualité de la voie s'améliore pour les grandes longueurs d'onde, mais d'autant moins vite que ω'_0 est plus faible. Pour les vitesses élevées l'influence de cette amélioration de qualité va en diminuant.

En conclusion, les accélérations verticales de caisse augmentent nettement moins vite que la vitesse et l'on peut compenser cette augmentation par une diminution de la fréquence propre en vertical de la caisse, ou par une amélioration de la qualité de la voie, mais tandis qu'au delà d'une certaine vitesse la diminution de la fréquence propre est de plus en plus efficace, l'amélioration de la qualité de la voie l'est de moins en moins.

Les graphiques des figures II-27, II-28 et II-29 représentent les variations des phénomènes.

Les raies du spectre de 18 et 9 m de longueur d'onde correspondent à une fréquence propre de caisse de l'ordre de 1 Hz à des vitesses de résonance de l'ordre de 32 et 64 km/h. Nous sommes donc aux vitesses élevées en régime supercritique et loin de la résonance.

K/ MASSES SEMI-SUSPENDUES

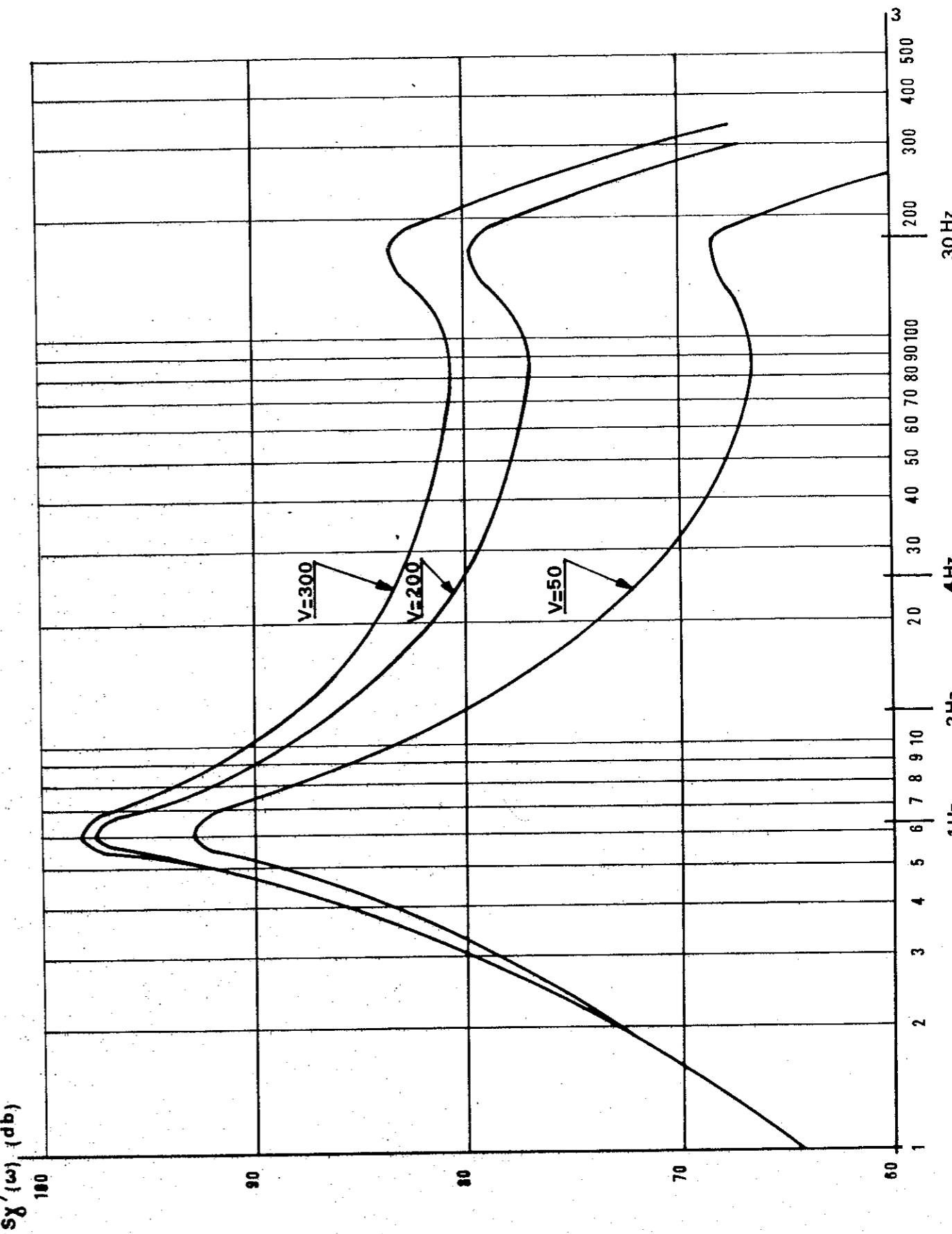
Leur fréquence propre est plus élevée que celle de la caisse. Le mouvement essentiel est le galop de bogie dont la fréquence se situe entre 5 et 10 Hz. L'augmentation avec la vitesse des accélérations de ces masses, sans être proportionnelle à la vitesse, est néanmoins beaucoup plus rapide que celle des masses suspendues.

Par contre cette croissance peut être extrêmement rapide au voisinage de la vitesse de résonance correspondant aux raies du spectre, cette vitesse étant pour une fréquence propre de 5 Hz de :

- 160 km/h pour la raie de 9 m de longueur d'onde
- 320 km/h pour la raie de 18 m de longueur d'onde

d'où l'intérêt des rails soudés vis-à-vis des oscillations des masses non suspendues.

fig: II .27



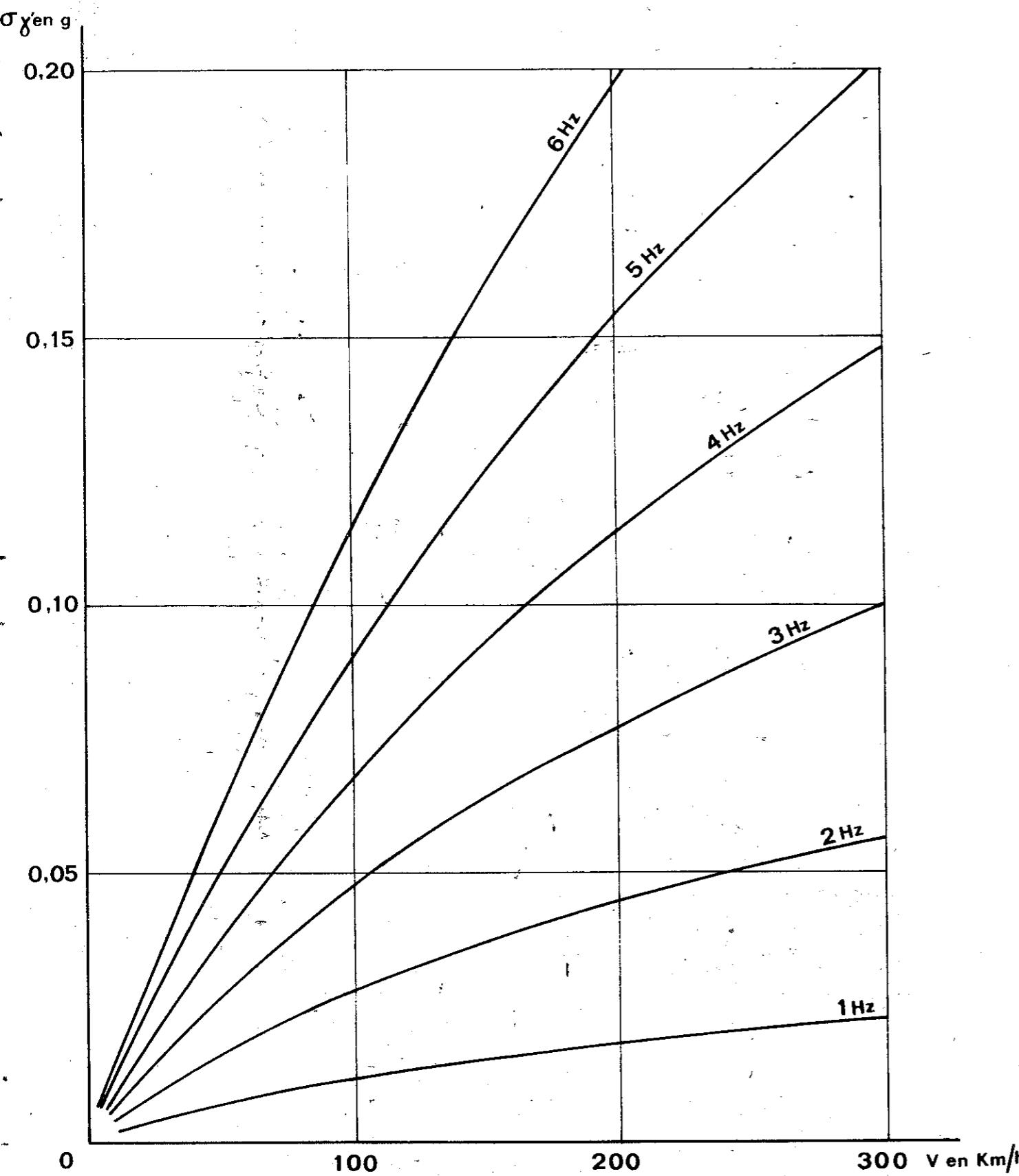
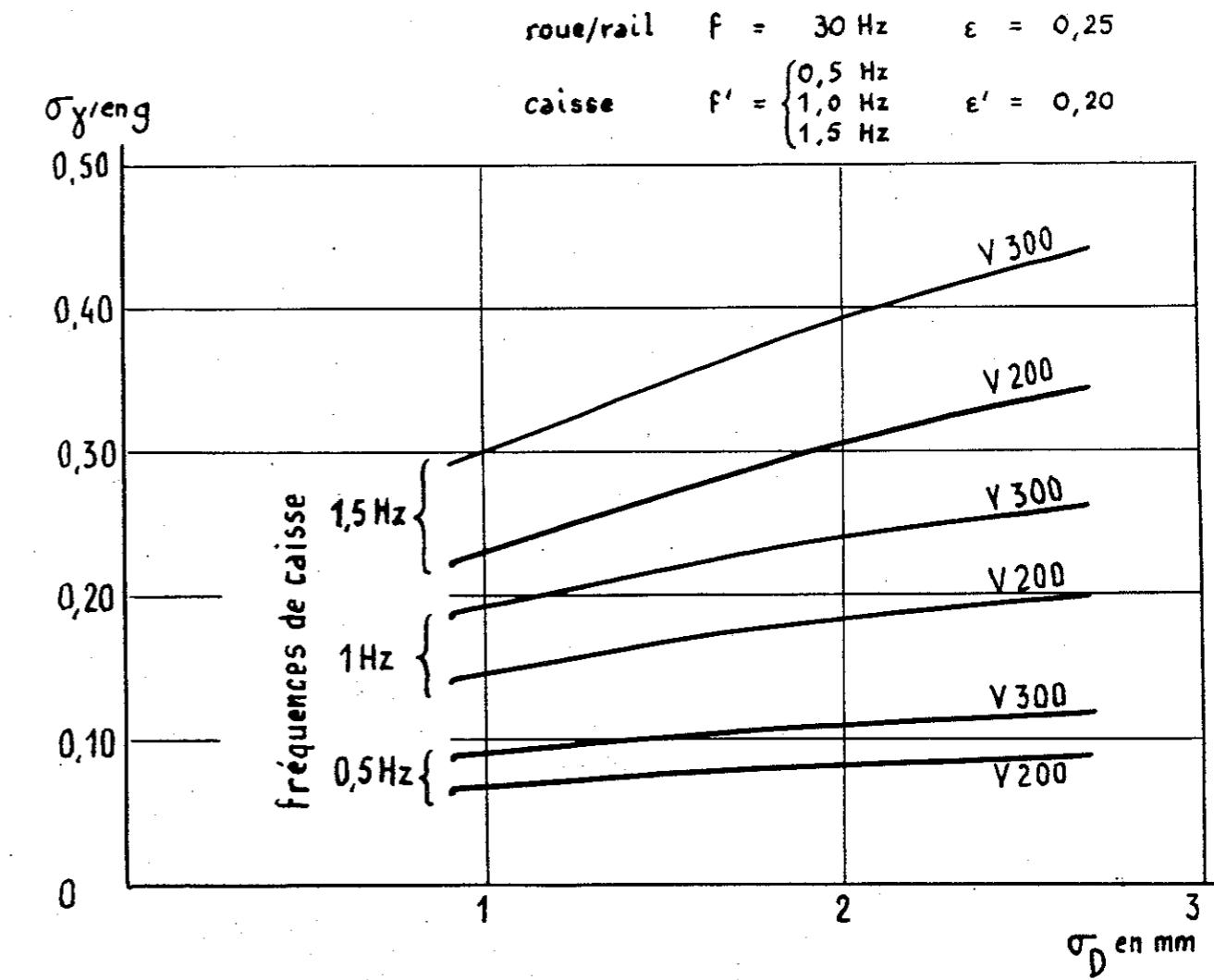


fig. II-28



Fig. II-29



Il faut en tout état de cause chercher à réduire ces masses, les concentrer pour réduire le rayon de giration des bogies moteurs et augmenter autant que possible l'élasticité de la suspension primaire et lui donner un certain amortissement.

On conclut au total qu'il est infiniment moins onéreux de réduire la fréquence propre d'oscillation verticale des masses suspendues que de vouloir réaliser à grand frais une voie de qualité parfaite.

On peut illustrer par un exemple l'ensemble de ces résultats mathématiques en comparant une locomotive BB 9200 pour laquelle la surcharge dynamique des roues mesurée expérimentalement peut atteindre 6 tonnes à 200 km/h dont :

2 t pour les masses suspendues

et 4 t pour les masses non suspendues

avec les futurs turbotrains de 8 t de charge nominale de roue, dont 0,8 de masse non suspendue.

BB 9200

	Masse non suspendue	Masse suspendue	Total
Effort nominal	1,6	8,7	10,3
Surcharge	4	2	6
Total	5,6	10,7	16,3

TURBOTRAIN

	Masse non suspendue	Masse suspendue	Total
Effort nominal	0,8	7,2	8
Surcharge	4	1,7	5,7
Total	4,8	8,9	13,7

La fatigue de la voie peut être considérée, d'après certaines études assez grossières comme proportionnelle à une puissance comprise entre 2 et 3 de la charge réelle de roue.

En arrondissant à 3 la fatigue peut être considérée comme proportionnelle à l'expression :

$$Q_N^3 (1 + 3 s^2)$$

Q_N étant la charge nominale de roue

s l'écart type relatif.

Les valeurs maximales indiquées dans les tableaux précédents correspondent pratiquement à 2 écarts types. Les chiffres indicatifs des valeurs de fatigue obtenus sont :

- pour le turbotrain à 300 km/h de 710
- pour la BB 9200 à 200 km/h 1 375
- pour un wagon de marchandises à 20 t par essieu circulant à 70 km/h 1 120

On voit donc l'influence énorme de la qualité de la suspension et de l'importance des masses non suspendues sur les efforts exercés par les véhicules sur la voie.

L/ LES VIBRATIONS DE LA VOIE FERREE AU PASSAGE DES CHARGES ROULANTES

Le régime de vibrations très complexe auquel est soumise la voie ferrée au passage des charges roulantes se traduit par un ébranlement du sol et un bruit assez intense.

L'origine de ces vibrations se trouve dans la succession des charges roulantes, les phénomènes de glissement roue-rail et les irrégularités du contact de roulement.

Elles se répartissent essentiellement en 3 bandes de fréquences privilégiées :

- de 1 à 5 Hz, de faible propagation, essentiellement dues aux masses non suspendues ;
- de 20 à 50 Hz, pratiquement la seule transmise par le sol mais qui peut se propager sur une grande distance ;
- de 500 à 2 000 Hz, correspondant au bruit du roulement et presque entièrement transmise par la seule voie aérienne, dues à l'élasticité de la rame et aux usures ondulatoires.

1°/ Succession des charges roulantes

L'équation de la déformée du rail fait intervenir une longueur d'onde de déformation

$$\lambda = \sqrt[4]{\frac{4EI}{k}}$$

correspondant à deux trains d'ondes amorties de fréquence

$$N = 2 \pi \frac{V}{\lambda}$$

V étant la vitesse des trains

λ est compris entre 70 cm et 1 m, d'où, à 140 km/h, des fréquences comprises entre 6 et 8 Hz.

Cette excitation reste très faible et la rupture des phases entre les deux trains d'ondes lui retire encore de son agressivité. Il peut cependant résulter de la succession des trains constitués de véhicules identiques une excitation périodique de l'infrastructure. A 140 km/h les fréquences résultantes se situent entre 20 Hz (bogies de 2 m d'écartement) et 2 Hz (voitures de 20 m de longueur). Cette excitation reste cependant faible.

2°/ Vibrations résultant des phénomènes de glissement rail/roue

Ces phénomènes résultent de la solidarité des deux roues d'un essieu et de l'accouplement des essieux entre eux à l'intérieur des bogies.

Si V_a est la vitesse d'un point de contact sur le rail et V_r celle du point correspondant de la roue, il subsiste une vitesse résultante $V_g = V_a + V_r$ qui n'est pas nulle ; il en résulte un glissement ayant une composante longitudinale V_l et une composante transversale V_t .

Le glissement transversal agit sur le rail d'une façon très comparable au frottement d'un archet sur une corde, d'où mise en vibration transversale du rail. Ce sont des oscillations de relaxation en forme de dents de scie, qui sont vraisemblablement à l'origine de l'usure ondulatoire courte.

3°/ Vibrations résultant des irrégularités du contact rail-roue

L'analyse a été faite à l'occasion de l'étude de l'action des masses non suspendues en faisant intervenir l'élasticité propre de la voie et les résultats en sont résumés par le tableau de la page 43 qui fait ressortir les fréquences de résonance.

Nous avons vu que l'on rencontre 3 types de défauts pouvant être à l'origine de l'excitation du contact roue/voie.

a/ Les défauts aléatoires

Pour une surcharge dynamique du rail au contact roue-rail on constate la présence de deux maximums sensiblement comparables, l'affaiblissement aux fréquences élevées étant moins rapide. C'est cette surcharge dynamique qui paraît à l'origine du bruit de roulement.

Les deux maximums constatés expérimentalement se situent l'un vers 50 Hz, l'autre entre 500 et 1 000 Hz.

b/ Les défauts sinusoïdaux

La réponse est sinusoïdale et un défaut de longueur d'onde λ engendre une excitation de fréquence $N = \frac{V}{\lambda}$. Si N se situe près de N_a ou N_b il y a une très forte augmentation de surcharges dynamiques.

Ce phénomène a été constaté expérimentalement, nous l'avons vu, avec de l'usure ondulatoire.

c/ Les défauts isolés

Ce sont essentiellement les joints et les méplats.

M/ FATIGUE DE LA VOIE SOUS L'ACTION DES CHARGES VERTICALES

La résistance à la rupture des éléments constitutifs de la voie étant très supérieure aux efforts verticaux, ce sont les phénomènes de fatigue qui interviennent et peuvent être caractérisés par la moyenne quadratique des efforts.

Les efforts transversaux sont moins importants que les efforts verticaux, mais la résistance de l'ensemble voie-ballast est, comme nous allons le voir, nettement plus faible. Les risques de déformation sont donc à craindre et seules les valeurs maximales d'efforts doivent être prises en considération.

La charge dynamique verticale de roue est la somme de 3 termes :

- la charge statique Q_0
- une surcharge Q_s due à la force centrifuge non compensée dans les courbes
- une surcharge dynamique aléatoire Q_a exprimée dans les paragraphes précédents.

Cette surcharge peut s'exprimer en tonnes par l'équation :

$$\overline{\Delta q^2} = \mu \left(\frac{V}{100} \right)^2 m |n|^2$$

où μ dépend de l'élasticité de la voie et n est l'écart moyen en millimètre des défauts de nivellation longitudinal, écart généralement compris entre 0,7 et 1 mm.

La moyenne quadratique de l'effort dynamique total de la roue sur le rail est alors :

$$\sqrt{\overline{q^2}} = \sqrt{(Q_0 + \overline{\Delta q_s})^2 + (\Delta q_a)^2}$$

A partir du calcul et pour $n = 1$ correspondant à une voie moyenne, on trouve :

- pour un train de minerai à essieux de 20 tonnes circulant à 70 km/h avec accès de dévers en courbe de 100 mm 11,8 t
- pour un train de voyageurs classique (BB 9200) avec voitures de 48 tonnes circulant à 140 km/h avec insuffisance de dévers de 150 mm 7,9 t
- pour un train de voyageurs classique (CC 21 000) avec voitures de 48 tonnes circulant à 200 km/h avec insuffisance de dévers de 150 mm 8,5 t
- pour une rame à turbine à gaz à essieux de 15 tonnes à 300 km/h avec insuffisance de dévers de 100 mm 9,7 t

On en déduit que la voie classique est capable de supporter des circulations de rames spécialisées à 300 km/h. Ce résultat extrapolé mathématiquement d'essais poursuivis jusqu'à 250 km/h a naturellement besoin d'être confirmé par l'expérience.

CHAPITRE III

=====

LES RAILS

=====

A/ LES DIFFERENTS PROFILS

La majorité des profils laminés au début du chemin de fer n'ont eu qu'une durée éphémère ; seuls le double champignon et le rail Vignole ont été largement utilisés. Il convient d'y ajouter un profil à gorge (fig. III-1) qui permet de poser les voies en chaussée en particulier dans les ports.

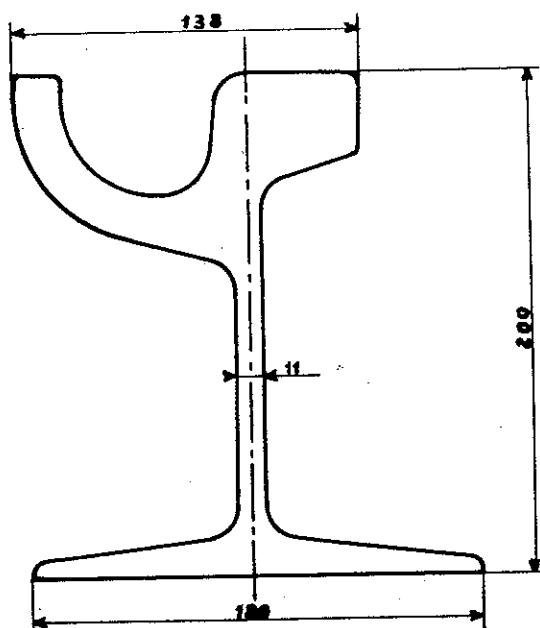


Fig. III - 1

Tous ces profils possèdent en commun les éléments suivants : le champignon, à la partie supérieure, qui supporte les contacts des roues ; l'âme, partie médiane amincie ; le patin, partie inférieure ; les portées d'éclissage, parties inclinées du champignon et du patin qui permettent la fixation des éclisses. Il convient d'ajouter pour le profil à gorge, l'équivalent d'un contre-rail assurant la circulation en chaussée des boudins de roues.

IV / RESISTANCE DE LA VOIE AUX EFFORTS TRANSVERSAUX



Du fait de son comportement non élastique vis-à-vis des efforts transversaux, la voie peut se déformer sous leur action et ce sont donc les efforts maximaux qui doivent être pris en compte.

L'étude de la résistance de la transversale de la voie est particulièrement importante car les résultats servent de base à l'établissement des méthodes qui permettent de fixer la vitesse maximale possible de circulation d'un véhicule donné. Elle permet, en outre, de déterminer l'influence des divers facteurs de déconsolidation de la voie et de dégager des règles de sécurité en matière de travaux d'entretien, plus spécialement dans le cas des longs rails soudés sur lequel nous aurons à revenir dans le chapitre consacré à l'étude de leur stabilité transversale.

L'analyse théorique de la résistance de la voie aux efforts transversaux est beaucoup plus difficile que celle de la résistance aux efforts verticaux par suite de la complexité de variation de certains paramètres qui sont essentiellement des fonctions expérimentales. On peut simplifier le problème en les linéarisant, mais seule l'expérience en voie a permis d'aboutir à des résultats pleinement utilisables dans la pratique.

a/ Etude théorique de la voie non chargée

Considérons (fig. II-30) un élément de voie non chargé soumis à une force F de compression thermique longitudinale, à un frottement latéral de ballast τ équilibrant un effort ponctuel transversal $\frac{H}{2}$ et à un couple d'encastrement d'axe vertical C_{dx} provenant de la fixation du rail sur les traverses. Les deux équations statiques d'équilibre sont :

$$dT = \tau dx$$

Par dérivation on obtient :

$$\frac{d^2 M}{dx^2} = F \frac{d^2 y}{dx^2} + \tau - \frac{dC}{dx}$$

Par double dérivation de l'équation classique du moment :

$$M = - EI \frac{d^2 y}{dx^2}$$

on obtient l'équation différentielle d'équilibre :

$$EI \frac{d^4 y}{dx^4} + F \frac{d^2 y}{dx^2} - \frac{dC}{dx} + \tau = 0$$

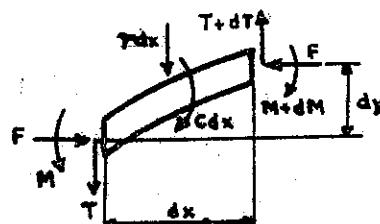


Fig. II-30

On ne peut étudier simplement cette équation qu'en remplaçant τ , qui est en réalité une fonction complexe, par une constante en posant : $C = k y'$ et en supposant qu'aucune charge verticale ne s'exerce sur la voie, toutes simplifications qui rendent arbitraires les résultats, mais permettent cependant d'obtenir l'aspect qualitatif du phénomène. L'étude de l'équation (1) dans ces conditions conduit à un faisceau de courbes représenté sur la figure II-31 qui montre l'influence des différents paramètres. On y constate que les courbes présentent un maximum lorsque l'effort de compression F est supérieur à K , mais sont constamment croissantes lorsque F est inférieur à K .

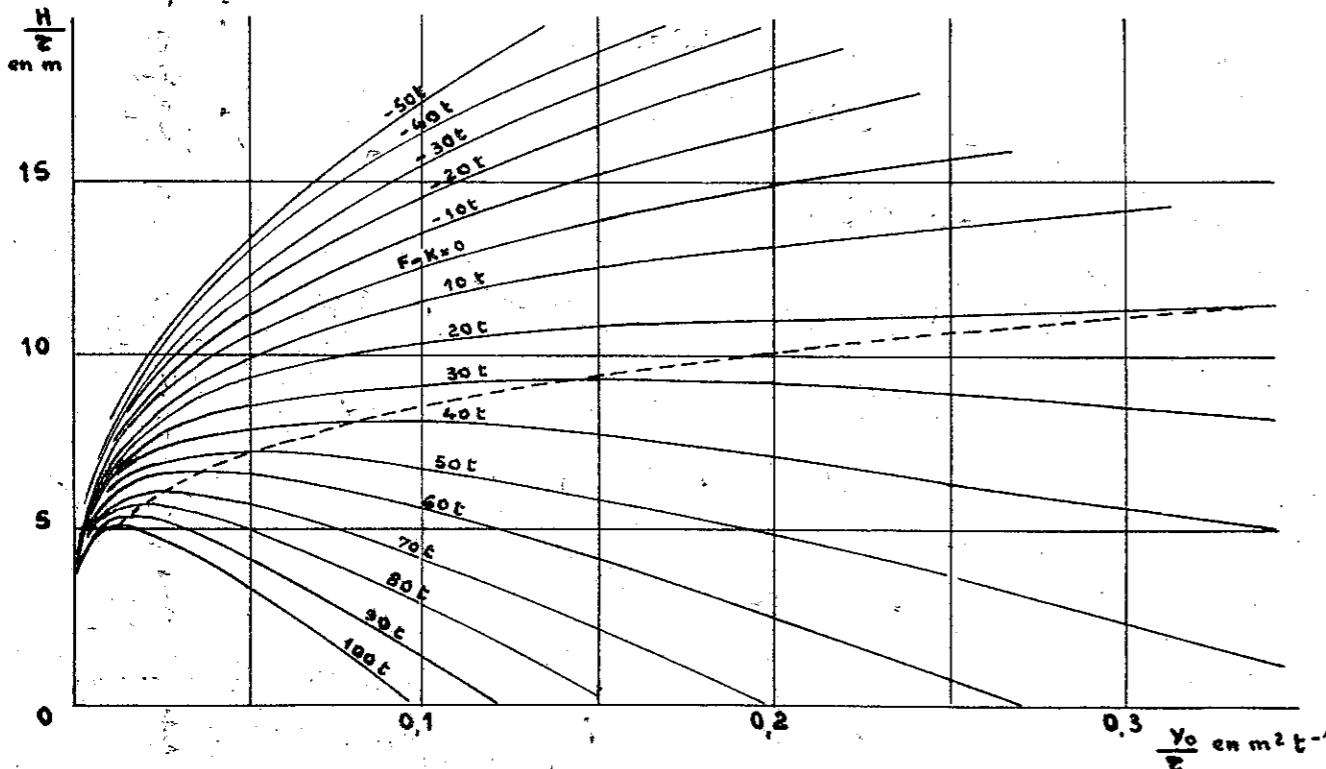


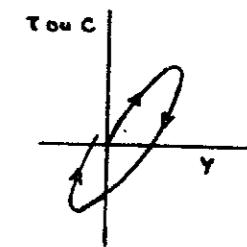
Fig. II-31. Déformation de la voie non chargée sous l'action d'un effort transversal H
Courbes H en fonction de y_0 et de l'effort thermique F dans le cas d'une voie armée
en rails 4,6 kg U33 (compte non tenu de la détente)

Les formules obtenues pour la voie en alignement restent valables en courbe à condition de remplacer τ par $\tau - \frac{F}{R}$, R étant le rayon de la courbe.

(1) Cf. R.G.C.F. de janvier 1967 : étude de M. PRUD'HOMME.

b/ Etude expérimentale de la voie chargée

En réalité les valeurs des facteurs τ et C ne sont pas univoques en fonction du déplacement (voir fig. II-32) de sorte que l'onde de déformation n'est pas symétrique et présente un résidu y , après passage des circulations. En outre, contrairement à l'étude théorique précédente, l'étude expérimentale est faite pour une voie chargée. C'est pourquoi seule cette étude permet d'obtenir des indications précises sur la résistance de la voie aux efforts transversaux. Elle a été effectuée par la S.N.C.F. au moyen d'un "wagon dérailleur" équipé d'un dispositif permettant d'exercer des efforts latéraux au moyen d'un essieu central chargé.

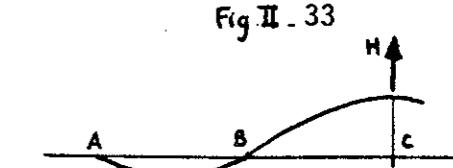


La déformée transversale de la voie sous l'action d'un essieu a l'allure générale représentée par la fig. II-33.

Fig. II-32

Elle comporte une zone AB en avant de l'essieu où la déformation est de sens opposé à l'effort H , un point C de déplacement maximal au droit de l'essieu et enfin une déformation résiduelle.

Dans un premier processus opératoire on a tracé les courbes donnant la relation entre l'effort latéral H exercé et la déformation δ qui en résulte.



Les courbes obtenues ont l'aspect général présenté par la fig. II-34, elles varient relativement peu en fonction des écarts de température provoquant la compression thermique, mais montrent qu'il existe un effort critique H_c à partir duquel le déplacement augmente de façon importante pour de faibles variations de l'effort exercé. Pour des compressions thermiques importantes la courbe est légèrement décalée vers la droite.

La charge verticale joue un rôle important et on représente assez bien le phénomène par la formule :

$$H_c = 1 + 0,25 P$$

H_c et P étant exprimés en tonnes.

Dans un second processus opératoire on a effectué une série de passages avec le même effort horizontal H . Après chaque passage on mesure le déplacement et on peut tracer le faisceau de courbes donnant l'évolution du déplacement en fonction du nombre de passages

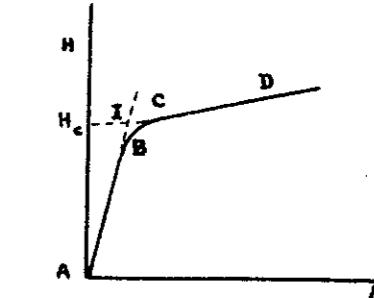


Fig. II-34

A chaque valeur de H correspond donc une courbe et on constate que pour de faibles valeurs la courbe présente une concavité dirigée vers l'axe n , elle possède une asymptote et il y a tendance à la stabilisation. Au contraire pour les valeurs élevées de H les déplacements augmentent de façon continue et l'on a une déformation de grande amplitude. Il existe donc entre les deux une valeur critique à partir de laquelle la concavité change de sens. On a pu constater que cette valeur critique pouvait assez bien se représenter par la même formule que celle que nous venons de citer :

$$L = 1 + 0,25 P$$

c/ Influence des divers facteurs

C'est suivant ce second processus que l'on a étudié l'influence des principaux facteurs de déstabilisation transversale de la voie.

1/ Vitesse

L'effort limite L augmente de quelques % lorsque la vitesse augmente ; ceci peut s'expliquer facilement en admettant que la durée de l'application de l'effort joue un rôle important. Toutefois les essais n'ont pas pu être poursuivis au delà de vitesses supérieures à 60 km/h.

2/ Charge d'essieu P

La formule que nous avons précédemment donnée s'applique à une voie non stabilisée ; en réalité la stabilisation de la voie joue un rôle important. Comme nous le verrons ultérieurement, on peut représenter par une formule de la forme $L = a+bP$ l'influence de P , les coefficients a et b étant fonction du degré de stabilisation.

3/ Serrage des attaches

Cette influence est pratiquement nulle et montre d'ailleurs le peu d'intérêt d'avoir des attaches présentant un couple d'encastrement important.

4/ Type de voie

L'influence du type de voie ne joue qu'un faible rôle et l'effort limite est légèrement supérieur avec un ballast suffisamment gros. L'inertie du rail joue par contre un rôle relativement important surtout par son inertie transversale. C'est ainsi que le passage du 50 au 60 kg peut majorer $\frac{L}{P}$ de 10 % ; de même les traverses en béton ont une résistance transversale plus importante que les traverses en bois ; cette différence, sur une voie stabilisée, peut être estimée à 20 % environ.

5/ Contraintes thermiques

Nous reviendrons sur cette question à l'occasion de l'étude des longs rails soudés, mais la mise en compression des rails n'a pas d'influence sur l'effort critique. Toutefois les défauts produits par des efforts anormaux s'accentuent plus rapidement lorsque la voie est en compression que lorsqu'elle est en état d'équilibre, d'où l'intérêt d'un dressage soigné dans les longs rails soudés.

6/ Stabilisation de la voie

Après un renouvellement ou après une opération d'entretien la voie est déstabilisée et on constate une diminution très sensible du rapport limite $\frac{L}{P}$. Progressivement la résistance augmente au fur et à mesure du passage des circulations, c'est-à-dire que la stabilisation se poursuit. Les formules empiriques donnant L en fonction de P doivent donc tenir compte du degré de stabilisation de la voie par l'intermédiaire du tonnage total de circulations qui l'a parcourue, depuis la pose, ou depuis la plus récente intervention d'entretien.

On peut en définitive représenter la courbe $L = f(P)$ par une formule de la forme :

$$L = A (P + P_0)$$

P_0 varie peu, par contre le facteur A varie de 0,30 à 0,60 et augmente notablement avec le degré de stabilisation de la voie. On peut penser représenter ce facteur par une formule de la forme :

$$A = a + b \log \frac{T}{1000}$$

C'est ainsi que l'on a trouvé la formule définitive suivante pour une voie neuve posée sur traverses en bois.

$$L = (P + 4) (0,23 + 0,07 \log \frac{T}{1000})$$

Une formule très voisine existe pour une voie après intervention d'entretien.

Pour les traverses béton on a la formule :

$$L = (P + 6) (0,23 + 0,07 \log \frac{T}{1000})$$

Lorsque l'on fait l'essai d'une nouvelle locomotive on se base sur la formule simplifiée :

$$L = 1 + \frac{P}{3}$$

et l'on limite à 85 % de cette valeur l'effort horizontal maximal qui doit être exercé :

$$L = 0,85 (1 + \frac{P}{3})$$

Les essais sont effectués à vitesse croissante pour déterminer la vitesse limite du véhicule. De tels essais sont effectués sur le véhicule neuf, puis ensuite sur un véhicule ayant parcouru quelques dizaines de milliers de kilomètres afin de se rendre compte de ses conditions de vieillissement. On autorise la vitesse V si à $V + 10$ on a toujours $H \leq 0,85 (1 + \frac{P}{3})$.

Les efforts qui s'exercent pendant un temps trop court n'ayant pas d'influence, on élimine par un filtre les oscillations de fréquences supérieures à 20 Hz.

d/ Etude théorique de déformation de la voie chargée

L'étude théorique de la stabilité de la voie ferrée vis-à-vis des efforts transversaux exercés par les véhicules a été faite dans le domaine purement statique par M. AMANS, alors élève de l'Ecole des Ponts et Chaussées, et M. R. SAUVAGE⁽¹⁾. Cette étude est très difficile car les coefficients de l'équation différentielle d'équilibre précédente sont variables et non linéaires et celle-ci ne peut donc être traitée que par approximation sur une calculatrice. Ces coefficients sont en effet fonction de la charge verticale de roue appliquée, qui est supposée répartie d'après la formule déjà étudiée dans le cas des charges verticales, et connue sous le nom de formule de Zimmermann.

(1) Annales des Ponts et Chaussées n° 1 de janvier 1969.

c/ Influence des divers facteurs

C'est suivant ce second processus que l'on a étudié l'influence des principaux facteurs de déstabilisation transversale de la voie.

1/ Vitesse

L'effort limite L augmente de quelques % lorsque la vitesse augmente ; ceci peut s'expliquer facilement en admettant que la durée de l'application de l'effort joue un rôle important. Toutefois les essais n'ont pas pu être poursuivis au delà de vitesses supérieures à 60 km/h.

2/ Charge d'essieu P

La formule que nous avons précédemment donnée s'applique à une voie non stabilisée ; en réalité la stabilisation de la voie joue un rôle important. Comme nous le verrons ultérieurement, on peut représenter par une formule de la forme $L = a+bP$ l'influence de P , les coefficients a et b étant fonction du degré de stabilisation.

3/ Serrage des attaches

Cette influence est pratiquement nulle et montre d'ailleurs le peu d'intérêt d'avoir des attaches présentant un couple d'encastrement important.

4/ Type de voie

L'influence du type de voie ne joue qu'un faible rôle et l'effort limite est légèrement supérieur avec un ballast suffisamment gros. L'inertie du rail joue par contre un rôle relativement important surtout par son inertie transversale. C'est ainsi que le passage du 50 au 60 kg peut majorer $\frac{L}{P}$ de 10 % ; de même les traverses en béton ont une résistance transversale plus importante que les traverses en bois ; cette différence, sur une voie stabilisée, peut être estimée à 20 % environ.

5/ Contraintes thermiques

Nous reviendrons sur cette question à l'occasion de l'étude des longs rails soudés, mais la mise en compression des rails n'a pas d'influence sur l'effort critique. Toutefois les défauts produits par des efforts anormaux s'accentuent plus rapidement lorsque la voie est en compression que lorsqu'elle est en état d'équilibre, d'où l'intérêt d'un dressage soigné dans les longs rails soudés.

6/ Stabilisation de la voie

Après un renouvellement ou après une opération d'entretien la voie est déstabilisée et on constate une diminution très sensible du rapport limite $\frac{L}{P}$. Progressivement la résistance augmente au fur et à mesure du passage des circulations, c'est-à-dire que la stabilisation se poursuit. Les formules empiriques donnant L en fonction de P doivent donc tenir compte du degré de stabilisation de la voie par l'intermédiaire du tonnage total de circulations qui l'a parcourue, depuis la pose, ou depuis la plus récente intervention d'entretien.

On peut en définitive représenter la courbe $L = f(P)$ par une formule de la forme :

$$L = A (P + P_0)$$

P_0 varie peu, par contre le facteur A varie de 0,30 à 0,60 et augmente notablement avec le degré de stabilisation de la voie. On peut penser représenter ce facteur par une formule de la forme :

$$A = a + b \log \frac{T}{1000}$$

C'est ainsi que l'on a trouvé la formule définitive suivante pour une voie neuve posée sur traverses en bois.

$$L = (P + 4) (0,23 + 0,07 \log \frac{T}{1000})$$

Une formule très voisine existe pour une voie après intervention d'entretien.

Pour les traverses béton on a la formule :

$$L = (P + 6) (0,23 + 0,07 \log \frac{T}{1000})$$

Lorsque l'on fait l'essai d'une nouvelle locomotive on se base sur la formule simplifiée :

$$L = 1 + \frac{P}{3}$$

et l'on limite à 85 % de cette valeur l'effort horizontal maximal qui doit être exercé :

$$L = 0,85 (1 + \frac{P}{3})$$

Les essais sont effectués à vitesse croissante pour déterminer la vitesse limite du véhicule. De tels essais sont effectués sur le véhicule neuf, puis ensuite sur un véhicule ayant parcouru quelques dizaines de milliers de kilomètres afin de se rendre compte de ses conditions de vieillissement. On autorise la vitesse V si à $V + 10$ on a toujours $H \leq 0,85 (1 + \frac{P}{3})$.

Les efforts qui s'exercent pendant un temps trop court n'ayant pas d'influence, on élimine par un filtre les oscillations de fréquences supérieures à 20 Hz.

d/ Etude théorique de déformation de la voie chargée

L'étude théorique de la stabilité de la voie ferrée vis-à-vis des efforts transversaux exercés par les véhicules a été faite dans le domaine purement statique par M. AMANS, alors élève de l'Ecole des Ponts et Chaussées, et M. R. SAUVAGE⁽¹⁾. Cette étude est très difficile car les coefficients de l'équation différentielle d'équilibre précédente sont variables et non linéaires et celle-ci ne peut donc être traitée que par approximation sur une calculatrice. Ces coefficients sont en effet fonction de la charge verticale de roue appliquée, qui est supposée répartie d'après la formule déjà étudiée dans le cas des charges verticales, et connue sous le nom de formule de Zimmermann.

(1) Annales des Ponts et Chaussées n° 1 de janvier 1969.

On a donc :

$$\tau = f(x, y)$$

$$C = g(x, y')$$

τ étant fonction de la charge verticale r au point x et de la déformée transversale y , C de la charge verticale r au point x et de la déformée angulaire y' . Ces deux réseaux de courbes ayant été étudiés expérimentalement dans le site de Vitry-sur-Seine, les auteurs de l'étude ont réussi à représenter ces deux fonctions analytiquement avec une approximation satisfaisante :

$$\tau = (0,439 + 0,236 r) \operatorname{Arctg}(\pi.y.10^3)$$

(τ et r en 10^4 N/m , y en m)

$$y' = [2,29 - 1,13 \operatorname{Arctg}(1,52 r)] C^2 + 1/53 C$$

L'équation différentielle d'équilibre s'écrit alors :

$$EI y^{IV} + F y'' - \frac{dC}{dx} + f(x) \operatorname{Arctg}(\pi.y.10^3) = 0$$

où :

1) C et y' sont liés par la relation

$$y' = \pm a C^2 + b C$$

$$- \frac{wx}{\sqrt{2}}$$

$$2) f(x) = 0,439 + 0,236 \frac{q}{2} w e \cos \left(\frac{wx}{\sqrt{2}} - \frac{\pi}{4} \right)$$

La solution de cette équation différentielle obtenue sur calculatrice par approximations successives donne des courbes théoriques très voisines des courbes expérimentales. Cependant les courbes théoriques sont symétriques par rapport à l'axe de l'effort, alors que les déformées expérimentales sont légèrement dissymétriques puisqu'après passage d'un essieu subsiste un ripage résiduel variant dans le même sens que l'effort H . A cet égard, les courbes expérimentales montrent que la longueur de la zone déformée en avant de la charge varie de 1,20 m à 2,20 m et la réaction horizontale du ballast est nettement plus concentrée que la réaction verticale.

L'étude a aussi permis de tracer les courbes théoriques permettant de définir conventionnellement la résistance critique H_c , assez voisine des courbes expérimentales. Les valeurs obtenues de l'effort critique sont également très voisines des valeurs expérimentales.

Comme dans l'étude expérimentale, le seul paramètre qui influe très sensiblement sur H_c est la charge verticale d'essieu, ce qui conduit à une expression simplifiée de la forme :

$$H_c = \alpha (P + P_o)$$

L'étude théorique montre par ailleurs que H_c est fortement tributaire du degré de déconsolidation de la voie et dépend également des variations de température et du rayon de courbure de la voie, de la section du rail et des rigidités

verticale et transversale du rail et enfin du module de voie qui intervient dans la répartition de la charge verticale.

Ceci conduit à exprimer H_c par une formule empirique :

$$H_c = (10^4 + \frac{p}{3}) \left[1 - \beta S \Delta \theta \left(1 + \frac{R_o}{R} \right) \right] \left(\frac{k}{k_o} \right)^{1/8} \frac{\varepsilon (EI)^{1/4}}{(EJ)^{1/8}}$$

dans laquelle :

S est la section du rail

R le rayon de courbure de la voie

$\Delta \theta$ l'élévation de température,

k le module de voie en N/m^2

$k_o = 2 \times 10^7 \text{ N/m}^2$ correspondant à une plateforme assez médiocre

$\varepsilon = 0,225 \text{ N}^{-1/8} \text{ m}^{-1/4}$

EI et EJ étant les rigidités transversale et verticale du rail.

La figure II-35 résume les résultats obtenus.

e/ Etude dynamique

L'étude dynamique transversale est bien plus complexe que l'étude verticale du fait de la non élasticité des phénomènes et du jeu des essieux dans la voie qui crée le mouvement de lacet.

Nous avons vu que la fréquence du lacet pouvait être considérée comme proportionnelle à la vitesse, la longueur d'onde spatiale variant peu avec celle-ci.

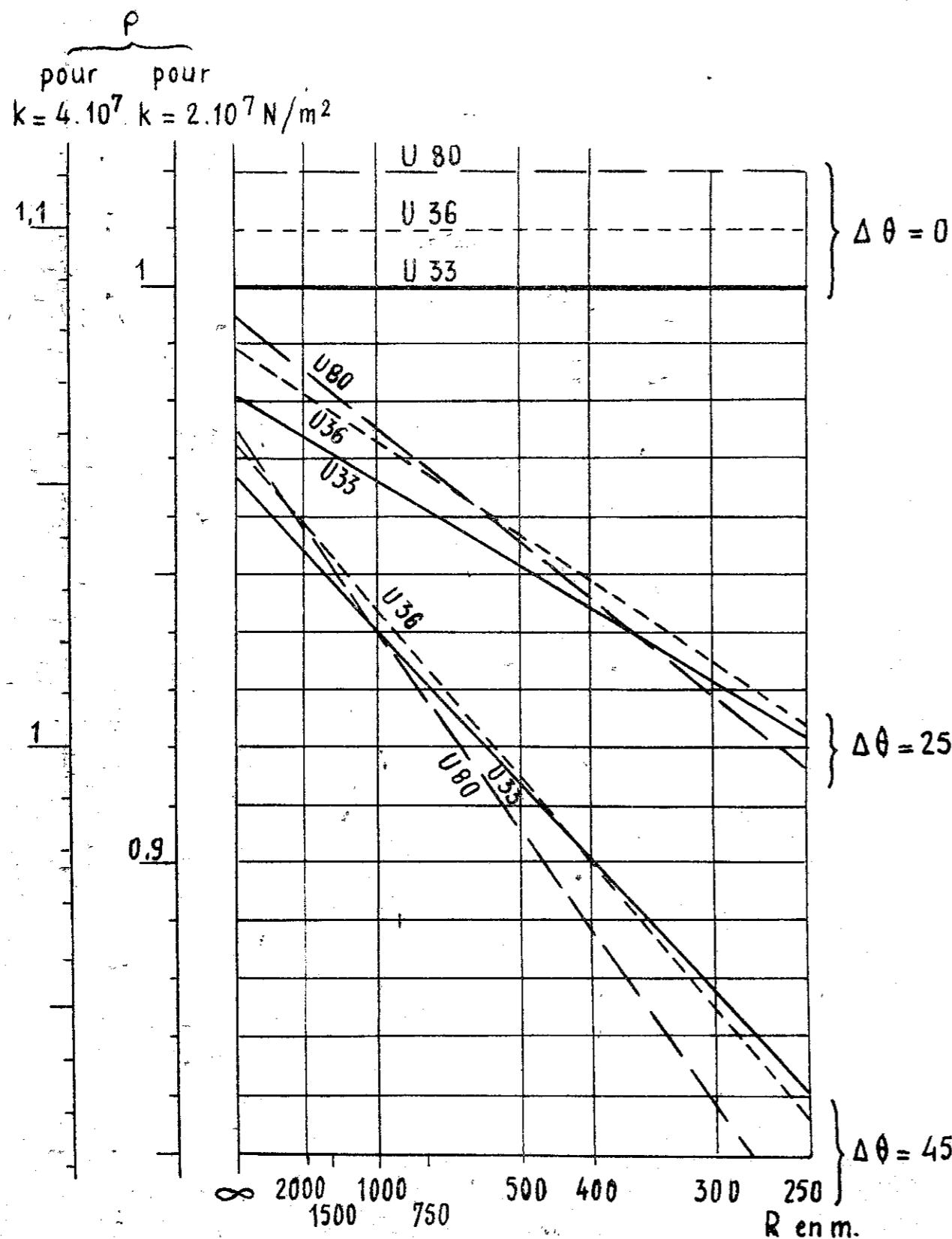
Dans les véhicules modernes, les fréquences propres couplées de ballast-roulis ont une valeur suffisamment basse pour qu'au dessus d'une vitesse critique faible les fréquences de lacet de bogies et des caisses soient éloignées l'une de l'autre. Le seul problème à résoudre est donc celui de la stabilité du bogie qui demande une vitesse critique propre nettement plus élevée que les vitesses pratiquées. Or, pour augmenter cette vitesse critique, nous avons vu qu'il convenait de diminuer la masse et le rayon de giration du bogie, d'où l'intérêt d'avoir des masses non suspendues de bogie en transversal aussi faible que possible. Comme, d'autre part, la vitesse critique du bogie, la longueur d'onde spatiale de lacet et les efforts transversaux sur la voie varient dans le même sens, il convient d'avoir une longueur d'onde de lacet aussi élevée que possible.

On peut enfin améliorer la situation soit par introduction, pour les bogies moteur dont la masse est plus élevée que celle des voitures, d'un couple de rotation qui augmente la vitesse critique, ou en introduisant des amortisseurs de lacet sous réserve qu'ils aient une fiabilité suffisante, car ce sont alors des organes de sécurité.

L'étude théorique de l'influence des irrégularités géométriques du tracé de la voie sur la stabilité des véhicules est très complexe. Elle a cependant été abordée dans une thèse de doctorat soutenue par M. STASSEN devant l'Université de DELFT. Dans cette thèse M. STASSEN a recherché la fonction de transfert du mou-

Fig.II-35

Valeur de l'effort latéral critique H_c
d'une voie sur traverses en bois fraîchement soufflée,
rapportée à la résistance de référence $\alpha (P + P_0)$



vement transversal du bogie et le spectre de sa réponse à des excitations caractérisées par le spectre des défauts de tracé de la voie. Les conclusions sont les suivantes :

- pour une même vitesse, une augmentation des défauts de tracé entraîne une diminution de la vitesse critique du bogie ;
- sur une même voie, une augmentation de la vitesse entraîne une diminution de la longueur d'onde des oscillations de lacet et de l'amortissement de ces oscillations.

Dans les deux cas il en résulte une augmentation des efforts sur la voie. On constate là encore qu'il est beaucoup plus facile d'agir sur les caractéristiques des bogies que sur la qualité de la voie.

6/ Evaluation empirique de la stabilité transversale

En conclusion l'appréhension mathématique de la stabilité transversale de la voie est très difficile et les approches qui en ont été faites sont basées sur des lois expérimentales.

Les efforts transversaux exercés par les véhicules sur la voie comprennent un terme quasi statique H_c que nous étudierons ultérieurement dû à la part non compensée de la force centrifuge dans les courbes

$$H_c = \frac{PI}{1500}$$

P étant le poids d'essieu en tonnes
I l'insuffisance de dévers en millimètres
 H_c l'effort en tonnes

et un terme aléatoire H_a dépendant du véhicule et de la voie. On a constaté que ce terme H_a est systématiquement majoré par l'expression

$$\frac{PV}{1000}$$

V étant la vitesse en km/h.

Pour une voie en béton par exemple, on obtient la condition de stabilité en écrivant que $H_a + H_c$ est inférieur à la limite de déripage, soit :

$$\frac{PI}{1500} + \frac{PV}{1500} \leq 1,5 + \frac{P}{3}$$

Cette expression permet d'établir les relations utiles entre dévers, rayon de courbe et vitesse.

0/ THEORIE STATIQUE DU DERAILLEMENT

La circulation d'un essieu pose deux problèmes différents : la recherche de la limite de déripage et de la limite de déraillement.

Considérons un essieu soumis à une charge verticale P et à un effort horizontal H ; chacune des 2 roues est soumise respectivement à un effort vertical Q_1 et Q_2 et un effort horizontal Y_1 et Y_2 . On a en valeur algébrique :

$$P = Q_1 + Q_2$$

$$H = Y_1 + Y_2$$

Le déripage τ que nous avons étudié dans le paragraphe précédent est fonction de la valeur du rapport $\frac{H}{P}$, et c'est cette limite qui sert aux études de stabilité en voie des véhicules. Au contraire en ce qui concerne la limite de déraillement c'est le rapport $\frac{H}{Q_1}$ qu'il faut considérer, Q_1 étant la charge verticale de la roue dérailléeuse.

Une étude très complète du problème statique a été faite par M. CHARTET (1). On peut résumer les conclusions des calculs auxquels il s'est livré de la façon suivante :

La composante transversale H est une fonction continue d'un certain nombre de paramètres dont les principaux sont : l'angle de cisaillement ψ et le soulèvement z de la roue dérailléeuse..

Lorsque la roue se lève en restant appuyée contre le rail, cette fonction H est rapidement croissante en fonction de z tant que le contact se fait dans le congé de raccordement du boudin, (zone A de la fig. II-36). Puis lorsque le contact se fait dans la partie conique l'effort H peut être considéré comme stationnaire et atteint son maximum (zone B de la fig. II-36). Ensuite sa valeur, lorsqu'on roule sur le congé inférieur du boudin, diminue très rapidement (zone C de la fig. II-36). On est en équilibre stable dans la zone A, indifférent dans la zone B et instable dans la zone C. La zone B constitue par conséquent l'effort critique maximal admissible.

Le risque de déraillement est une fonction croissante de l'angle de cisaillement ψ , mais à partir de 2° , comme le montre la fig. II-36 on atteint une valeur pratiquement stationnaire. Par ailleurs le déraillement en attaque négative nécessite des efforts tels qu'on peut pratiquement éliminer ce cas.

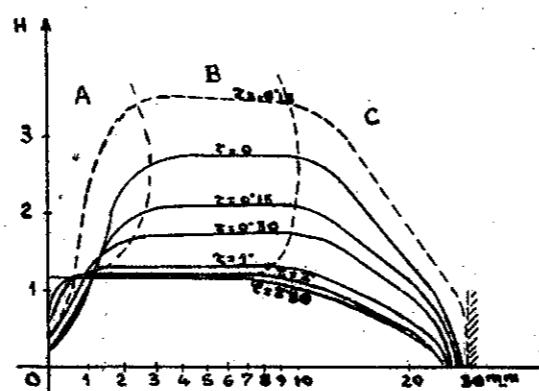


Fig. II-36

(1) R.G.C.F. n° 3 d'août 1950 et octobre 1952

Les fig. II-37 et II-38 montrent, par contre, l'importance considérable que joue le transfert de charges de la roue dérailléeuse sur la roue non dérailléeuse. On constate qu'un allègement de la roue dérailléeuse combiné avec une augmentation de la poussée latérale peut conduire à une situation dangereuse.

Q_1 et Q_2 étant les charges respectives des roues déraillées et non déraillées, la demi-charge d'essieu Q_o est :

$$Q_o = \frac{1}{2} (Q_1 + Q_2)$$

La fig. II-37 donne l'influence de μ sur $\lambda = \frac{H}{Q_o}$, H étant la poussée critique, et la fig. II-38 l'influence de μ sur $\frac{H}{Q_1} = \frac{\lambda}{\mu}$ en fonction de l'angle d'attaque ψ .

On n'a pas pu montrer enfin que le chanfreinage du rail augmente de façon importante les risques de déraillement. Des études sont cependant nécessaires de ce côté car le remplacement des rails chanfreinés en courbe pose un important problème économique.

Bien entendu une théorie dynamique complète, extrêmement difficile à réaliser, modifierait sans doute ces conclusions, mais comme dans le cas de la comparaison de la théorie statique et de la théorie dynamique de l'équilibre de la voie, la théorie statique a le mérite de donner l'ordre de grandeur et le sens d'évolution des problèmes.

Des études expérimentales ont cependant été faites en vue de déterminer l'incidence du gauche des voies sur le déraillement. Etant donné les quatre roues d'un bogie ou d'un wagon à essieux, on appelle gauche la distance du contact d'une roue au plan constitué par les trois autres. Il y a en principe compatibilité entre voie et véhicule si ce gauche n'excède pas 7 mm/mesuré sur une base de 5 m, ou 10 mm/m sur une base de 3 m, à la vitesse de 10 km/h. Ces limites sont plus strictes pour des vitesses élevées.

En dynamique le facteur vitesse joue un rôle considérable par les surcharges aléatoires et par conséquent les déchargements de roues qu'il peut entraîner ; mais en sens inverse il fait intervenir la durée des phénomènes ; pour qu'un déraillement se produise il faut que l'essieu ait le temps de monter sur le rail, donc que l'effort horizontal critique ait été appliqué pendant un temps suffisant. C'est la raison ci-dessous indiquée du filtrage de certains efforts de courte durée dans la détermination de la vitesse maximale admissible pour les nouveaux types de locomotives. Par ailleurs, les mesures faites ont montré une concordance existante entre charge verticale et horizontale d'une roue.

Enfin la théorie du déraillement n'a pas une importance primordiale car les expériences montrent que l'effort latéral critique de déripage est atteint bien avant l'effort critique de déraillement. Le problème de déripage est donc beaucoup plus préoccupant que le problème du déraillement.

La question, nous y reviendrons, peut toutefois se poser dans les voies déviées d'appareils de voie où les angles d'attaque sont très élevés, largement supérieurs à 2° et où les coefficients de frottement peuvent jouer un rôle important dans les aiguilles qui sortent des ateliers, car les traces fraîches d'usage peuvent amener une augmentation importante du coefficient de frottement.

P/ DISPOSITIFS DE MESURES

Les charges des roues sont mesurées au moyen de couples de jauge en chevrons collées sur l'âme du rail au niveau de l'axe neutre et qui donnent un signal proportionnel à l'effort tranchant. La charge de roue est la différence des efforts tranchants des 2 sections situées de part et d'autre de la roue. Pour la réaction de traverse, les couples de jauge en chevrons sont placés de part et d'autre de la traverse.

Les enfoncements sont mesurés au moyen de capteurs à induction.

La mesure des efforts latéraux Y présente beaucoup plus de difficultés. On peut utiliser soit des selles spéciales qui présentent l'inconvénient de modifier le dispositif de fixation, donc de perturber le phénomène, soit des mesures extensométriques sur le rail, mais en prenant des précautions pour éliminer l'influence des charges verticales.

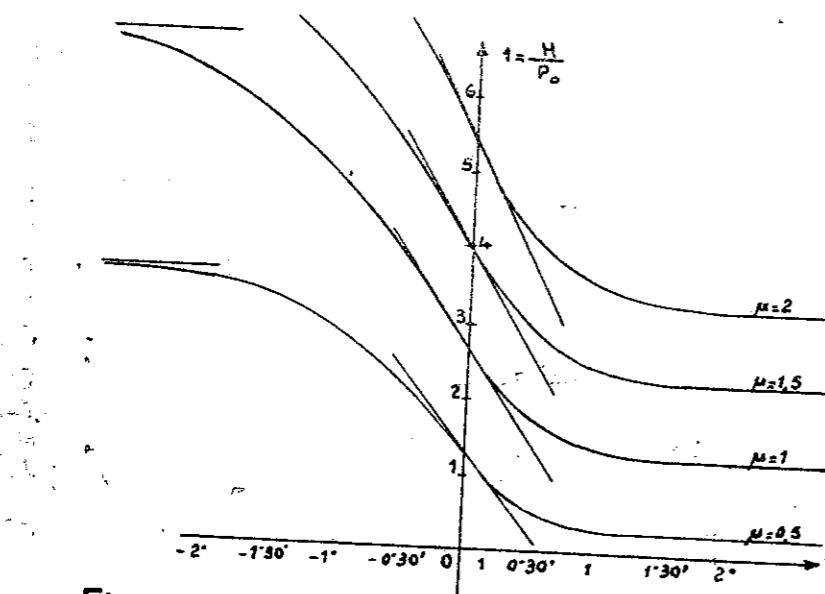


Fig. II-37

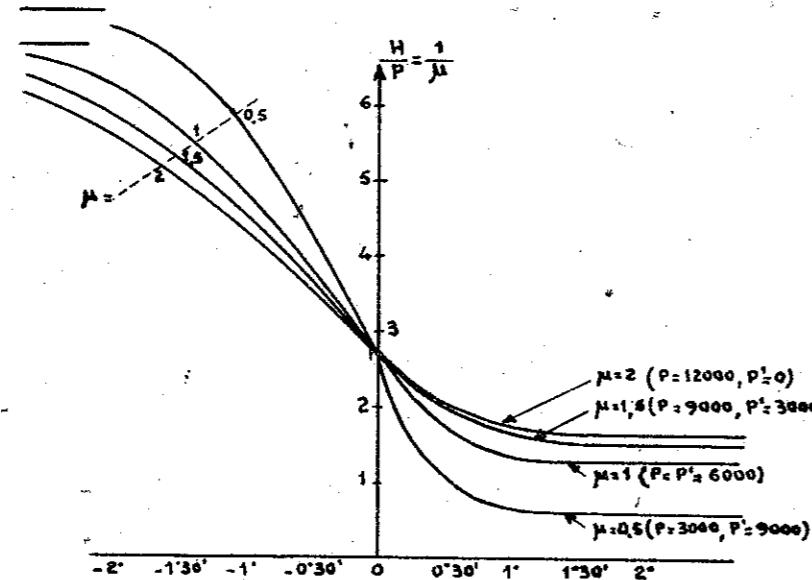


Fig. II-38

1/ Rails à double champignon

Le rail à double champignon (fig. III-2) est caractérisé par une forme symétrique avec un champignon supérieur et un champignon inférieur. Dans l'idée de ses promoteurs ce profil permettait d'être réutilisé par retournement après usure du champignon supérieur. En fait, cette possibilité s'est révélée vaine étant donné l'encocheage du rail dans les coussinets qui le supportent. Par contre ce profil, facile à laminer, était particulièrement intéressant à l'époque où le fer corroyé était le métal couramment utilisé pour la fabrication des rails.

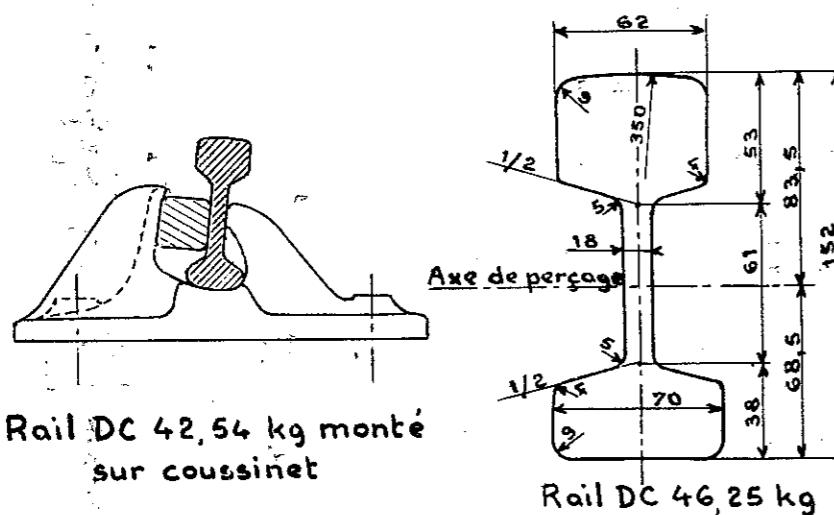
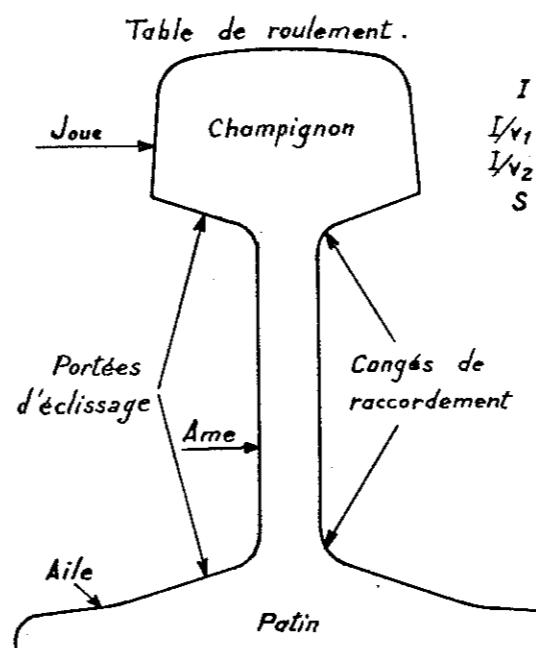


Fig. III-2

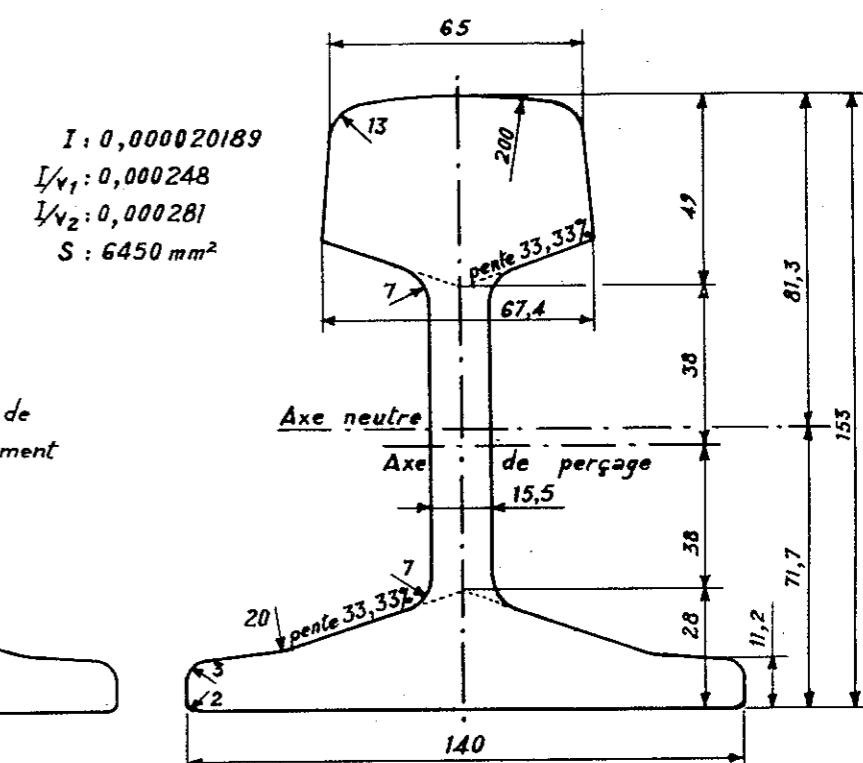
Le rail à double champignon est fixé sur les traverses par l'intermédiaire de coussinets dans lesquels il est coincé par des coins élastiques en général métalliques, parfois en bois. La surface d'appui de ces coussinets sur les traverses peut atteindre 680 cm², ce qui a permis pendant longtemps aux réseaux utilisant des traverses en bois tendre de faire face à l'augmentation croissante des charges et des essieux. A l'heure actuelle on n'utilise plus en pose neuve le rail à double champignon, les Chemins de fer anglais, qui furent ses derniers partisans, l'ayant abandonné vers 1938. Il existe encore en France, en particulier dans les zones correspondant aux anciens réseaux PO, Midi et Ouest, de nombreuses lignes secondaires armées de ce type de rail.

2/ Rails à patin

Ce rail (fig. III-3) se caractérise par une base élargie qui permet une fixation facile sur la traverse. Il est couramment désigné sous le nom de rail Vignole, du nom de l'Ingénieur anglais qui en préconisa l'emploi. Il évite les nombreux inconvénients du rail à double champignon : fixation dans des coussinets en fonte, encocheage du champignon inférieur, difficulté de conservation du dressage. Il est fixé sur les traverses, soit directement, soit par l'intermédiaire de selles métalliques. Sa forme est largement conditionnée par la nécessité d'assemblage des rails entre eux, c'est-à-dire par le problème de l'éclissage, ce qui conduit souvent, dans les raccordements entre champignon et âme, à une forme contradictoire avec une bonne résistance du profil aux efforts.



Nomenclature



Cotes principales du rail 50kg U.36

- fig. III - 3

C'est pourquoi la généralisation de l'emploi de rails soudés en grandes longueurs peut être de nature à permettre une modification assez sensible de la forme du rail, en évitant l'impératif posé par l'éclissage, un procédé de fortune permettant une réparation provisoire en cas de rupture.

B/ EVOLUTION DU RAIL DANS LE TEMPS

La caractéristique essentielle d'un rail, en dehors de sa forme, est son poids au mètre linéaire. Mais ce qui compte dans la résistance est l'inertie verticale (Cf. page 34). On cherche donc à utiliser l'augmentation de poids pour augmenter cette inertie, ce qui se traduit en général par des profils, non pas géométriquement semblables, mais plus élancés ; il s'ensuit que $\frac{I}{P}$ augmente plus rapidement que P , I étant l'inertie verticale et P le poids métrique. Par contre, pour l'inertie transversale, qui intéresse la résistance de la voie aux déplacements latéraux, le rapport $\frac{I}{P}$ augmente très peu (1).

Les premiers profils étaient très légers, parfois inférieurs à 25 kg/m, et il a fallu attendre le début du siècle pour atteindre des poids métriques de 40 à 50 kg. Chacun des anciens réseaux français utilisait un profil particulier, dont le poids moyen était très voisin de 45 kg (2). Entre les deux guerres mondiales, est né un profil standard de 46 kg/m, puis la S.N.C.F. a adopté 2 profils de 46 et 50 kg qui ont armé la majorité des voies françaises entre 1945 et 1960.

(1) En passant du 50 au 60 kg, $\frac{I}{P}$ passe de 40 à 50 en vertical et de 7,9 à 8,5 en transversal.

(2) Est : 46 - Nord : 45 - Etat : 45,52 - PO : 42,54 - Midi : 44 - PLM : 48

L'étude de la résistance de la voie aux efforts verticaux nous a montré qu'une augmentation de l'inertie du rail, et par conséquent de son poids, permettait de répondre aux contraintes plus élevées provoquées par l'augmentation de la charge d'essieu, tout en diminuant les frais d'entretien ; c'est pourquoi l'Union Internationale des Chemins de fer a standardisé deux profils : 54 et 60 kg U.I.C., désignés en France sous le nom d'U 78 et U 80. Entre 1932 et 1938 le réseau du P.L.M. a d'ailleurs posé plus de 1 700 km de rails d'un poids de 62 kg (S 52) sur Paris-Marseille qui ont fait la preuve de leurs qualités de résistance à un trafic lourd et important. Leur durée moyenne de vie en voie est de 10 ans supérieure à celle du profil 50 kg posé sur la même artère. Le graphique III-4 qui indique les retraits de rails en fonction du profil et du tonnage, justifie les considérations ci-dessus.

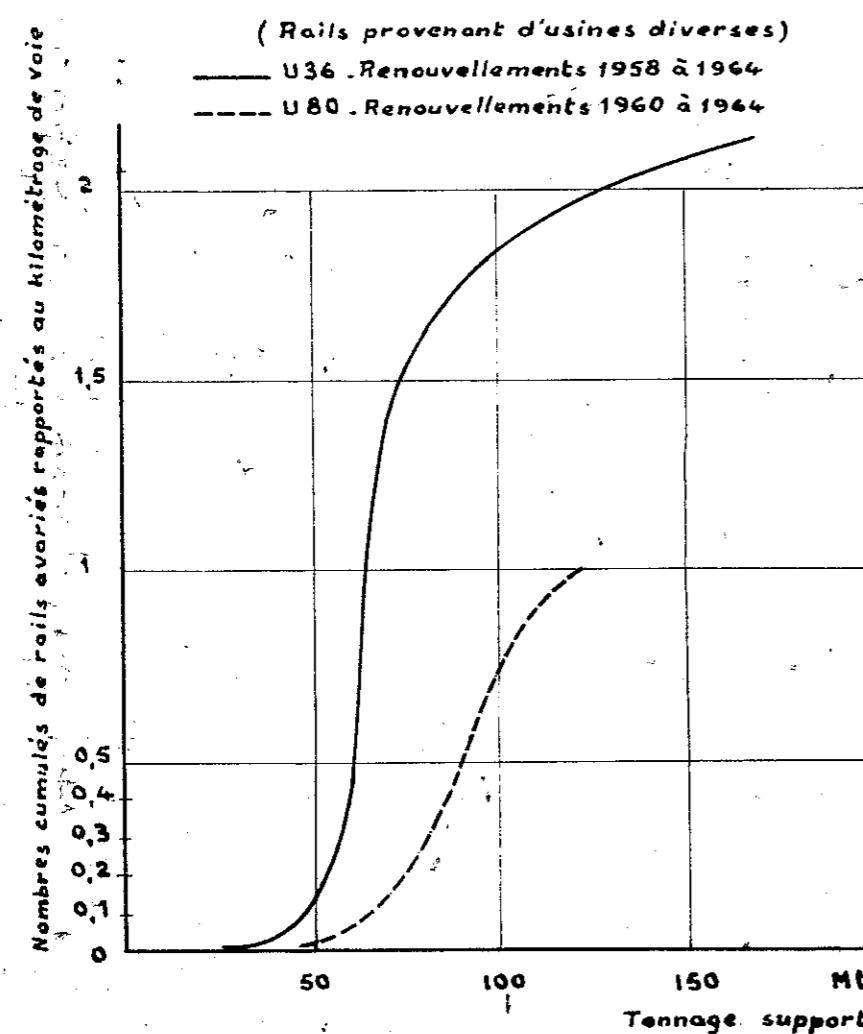
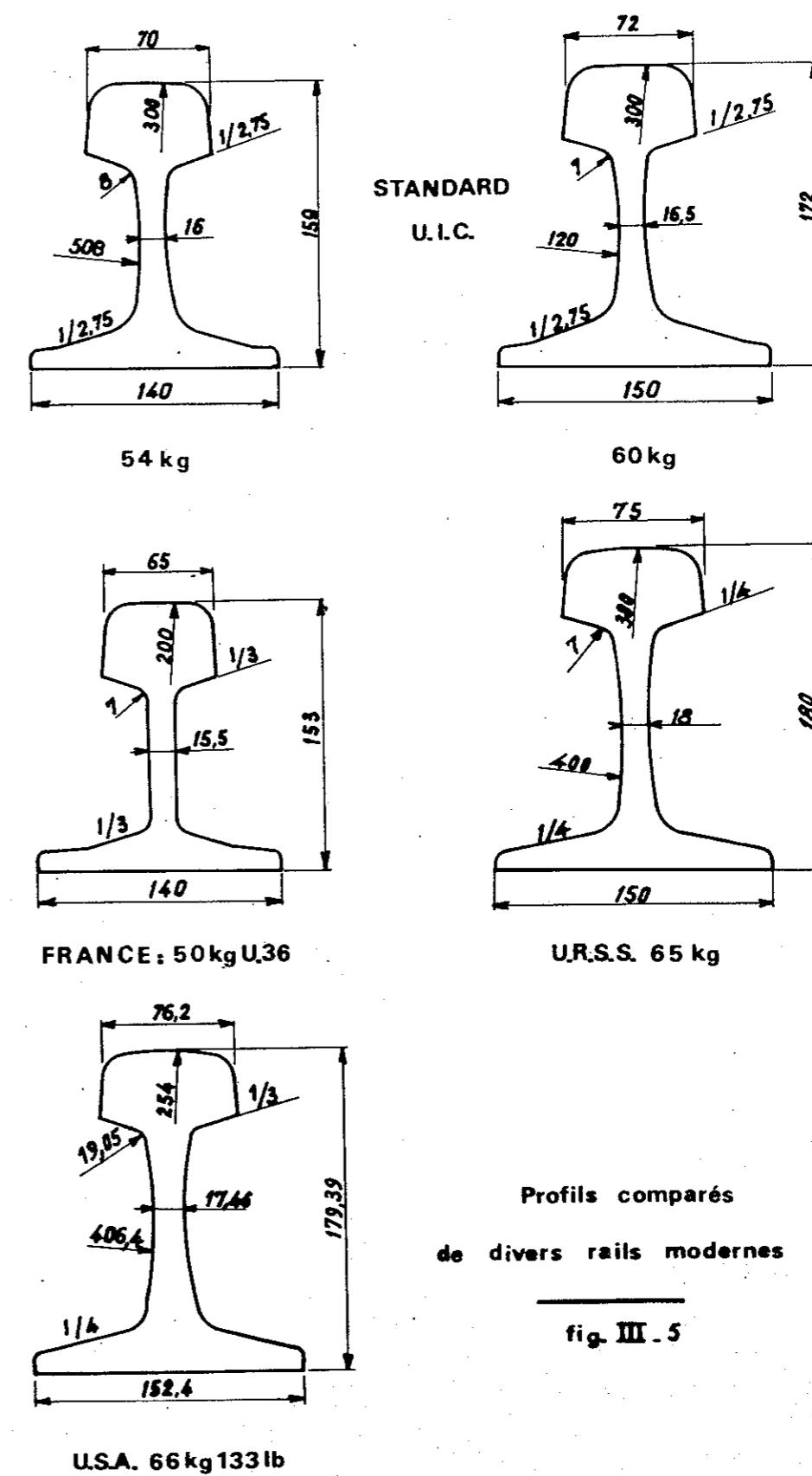


Fig. III-4 Comparaison de la tenue des rails U36 et U80 sur PARIS-LYON entre DIJON et MACON

La S.N.C.F. arme depuis 1960 ses voies principales en fonction du tonnage journalier qui y circule : jusqu'à 14 000 tonnes par jour, profil S.N.C.F. de 46 kg, de 14 à 30 000 tonnes, profil S.N.C.F. de 50 kg, au delà de 30 000 tonnes profil U.I.C. de 60 kg. Les 2 profils U.I.C. ont tendance à se généraliser sur l'ensemble des réseaux de l'Europe Occidentale qui, de toute façon, utilisent une gamme de profils comprise entre 49 et 60 kg.

Aux Etats-Unis et en Russie, où les charges par essieu sont plus élevées, on emploie des profils plus lourds (65 ou 70 kg/m). En même temps qu'une amélioration de la résistance aux charges verticales, l'augmentation de poids des pro-

fils permet un meilleur dessin du rail et une résistance plus favorable à la concentration des contraintes. La fig. III-5 présente quelques profils courants utilisés dans le monde.



C/ ETUDE DU RAIL A PATIN

C'est essentiellement l'expérience qui a permis d'améliorer progressivement la forme du rail Vignole, en essayant de remédier aux principaux défauts d'ordre mécanique ou géométrique qui se manifestaient dans les profils employés. L'étude photoélasticismétrique a apporté également des éléments intéressants pour l'amélioration des profils. L'étude du comportement de l'acier à rails dans la zone du contact de la roue est très difficile et vient à peine d'être entreprise.

1/ Champignon

La largeur du champignon doit être choisie de façon :

- à réaliser un effet de frettage de la zone où se produisent les contraintes au contact rail-roue, par la masse du métal du champignon ;
- à permettre de tracer les congés de raccordement de l'âme et du champignon avec un rayon suffisant, tout en laissant la largeur nécessaire aux portées d'éclissage ;
- à donner une marge d'usure latérale suffisante dans les courbes de faible rayon.

L'expérience a montré qu'une largeur de champignon de 65 à 72 mm donne satisfaction, une largeur plus importante entraînant une répartition peu judicieuse du métal dans le profil du rail, et pouvant conduire à excentrer trop fortement les points d'application de la charge.

La hauteur donne toujours une marge d'usure verticale suffisante car cette dernière est faible (1 mm pour 80 000 000 t, soit 100 000 trains). La hauteur normalement adoptée (50 mm environ) répond à la nécessité d'un équilibrage convenable des masses du champignon et du patin du rail, afin de réduire les déformations qui se produisent dans le refroidissement qui suit le laminage et par suite les contraintes résiduelles.

Dans les souterrains, où l'usure par corrosion atteint des chiffres beaucoup plus élevés, on utilise des profils renforcés (1) dont la hauteur du champignon est supérieure de 10 mm à celle du profil normal.

La forme du dessus du champignon joue un rôle important car elle influe sur le régime des contraintes dues au contact dynamique rail-roue, mais il convient de noter que, par suite de l'usure réciproque du champignon du rail et du boudin de la roue, on atteint assez rapidement un profil d'usure qui stabilise le rayon de la table de roulement aux environs de 300 mm. Les profils actuels sont en forme d'anse de panier.

L'inclinaison des joues du champignon doit être telle qu'il ne puisse y avoir contact entre boudin et face intérieure du champignon lorsque l'essieu roule en alignement. Par contre, lorsque le rayon de courbure est assez faible, un contact se produit entre boudin et joues du rail en avant du centre instantané de rotation de la roue. Pour réduire la pression, et par suite l'usure en chanfrein du rail qui en résulte, il est intéressant d'incliner les joues au 1/20. Cette inclinaison a, en outre, l'avantage d'accroître la largeur des portées d'éclissage, mais il n'est pas exclu, dans des profils pour longs rails soudés, de donner une inclinaison négative à la partie inférieure des joues du rail, de façon à supprimer les parties du champignon qui ont un faible taux de travail unitaire et finalement, à poids égal, d'augmenter le rapport de l'inertie au poids, aussi bien en transversal qu'en vertical.

(1) Sur la S.N.C.F. on utilise en souterrain un profil 55 kg/m à âme épaisse.

2/ Patin

Le patin est caractérisé par sa largeur et par l'épaisseur et la forme des ailes. La largeur conditionne la rigidité du rail dans le plan horizontal et détermine le taux de compression sur les traverses. Toutefois dans les poses modernes il est possible de remédier aux inconvénients d'un patin étroit par l'emploi de selles métalliques qui permettent de mieux répartir la charge sur la traverse.

L'épaisseur et la forme des ailes du patin sont essentiellement fixées par des considérations d'équilibrage entre la section du patin et celle du champignon et par les possibilités du laminage.

3/ Ame et portée d'éclissage

L'épaisseur de l'âme doit tenir compte des efforts tranchants qui y ont leur siège et des sollicitations élevées qui se développent au voisinage des trous d'éclissage. Ces sollicitations ont d'ailleurs été considérablement diminuées dans les rails français par la réduction à 23 mm du diamètre des trous d'éclissage et alésage systématique du trou après perçage. L'épaisseur doit être également suffisante pour résister à la corrosion ; elle varie de 15 à 17 mm pour les profils modernes et est encore plus élevée pour les profils spéciaux posés dans les tunnels.

Les congés de raccordement constituent un point délicat, particulièrement sur les lignes très chargées. La cause des très nombreuses fissurations constatées sur les réseaux américains a été trouvée par photo-élasticimétrie dans les concentrations de contraintes favorisées par l'excentricité des fortes charges supportées par le champignon. Pour réduire ces concentrations, les américains ont été conduits à adopter des rayons de courbure de l'ordre de 19 mm au lieu des 7 à 8 mm utilisés antérieurement. Les américains ont en outre utilisé un profil (fig. III-6) appelé "torsion resisting" et qui était une préfiguration d'un type de rail possible pour la pose en longs rails soudés. Ce type de rail nécessite un éclissage spécial qui n'est possible qu'avec une hauteur suffisante du rail, donc avec un poids très élevé, incompatible avec de faibles charges par essieu.

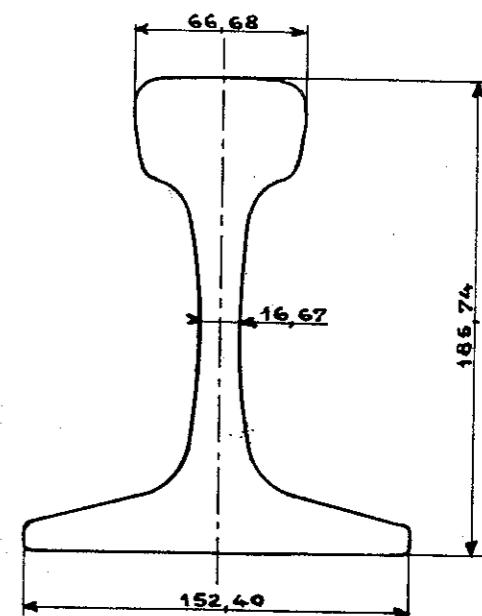


Fig III-6. Rail USA 129 T.R. (64,19 kg/m)

L'inclinaison des portées d'éclissage est importante pour la tenue des joints. Si cette inclinaison est forte ($1/2$) le rachat d'usure de l'éclisse se fait par un déplacement relativement faible, mais les efforts tendant à l'ouverture de l'éclissage sont importants et les contraintes dans les boulons de fixation d'éclisses élevées. Au contraire une faible inclinaison ($1/4$) fatigue moins les boulons, mais limite les possibilités de rattrapage d'usure. On est arrivé au total à une solution de compromis fixant à $1/2,75$ l'inclinaison des portées d'éclissage. En outre, un champignon trop plat complique le problème du raccordement à l'âme.

D/ ETUDE DU PROFIL

Pour se rendre compte du comportement d'un profil, il est bien évident que la meilleure manière est d'en faire l'essai en service ; mais il est non moins évident que cette méthode est à la fois onéreuse et longue.

Aussi des méthodes de laboratoire permettant des comparaisons plus rapides entre différents profils ont elles été mises au point. Leur portée est malheureusement limitée au domaine classique sous charge statique.

La technique extensométrique ne permet cette étude que sur les contours et ne peut s'exercer que sur des coupons réels, ce qui implique que les profils ont déjà été laminés. C'est la raison pour laquelle on préfère opérer d'abord par photo-élasticimétrie relativement simple et rapide. En effet, si l'on ne dépasse pas la limite élastique, la répartition en direction et en grandeur des contraintes d'une pièce soumise à des efforts variés est indépendante de la matière utilisée. En élasticité plane, on peut donc déterminer les contraintes existant à l'intérieur d'une plaque soumise à des efforts variés en réalisant un modèle de contour semblable, mais taillé dans une lame de substance transparente, isotrope au repos et douée de biréfringence lorsqu'on lui applique des efforts analogues en grandeur et direction à ceux supportés par la pièce. Cette biréfringence accidentelle est liée, en chaque point de la lame, aux direction et grandeur des contraintes en ce point. Par ailleurs on démontre que les axes optiques, en chaque point du modèle, prennent les directions des contraintes principales.

Un modèle en vraie grandeur du profil du rail à étudier est découpé avec soin dans un matériau optiquement sensible et placé sur le banc de photo-élasticimétrie dans un châssis de mise en charge simulant la situation en voie (c'est-à-dire qu'il est incliné suivant un angle de $1/20$).

On observe alors sur l'écran des lignes d'interférence semblables à celles de la figure III-7. Les courbes représentent les positions d'égale différence entre les contraintes principales (c'est-à-dire les contraintes de cisaillement). Pendant le temps de mise en charge au modèle, on voit les courbes de niveau se propager à partir des régions de sollicitation maximale. La contrainte de cisaillement en un point quelconque est proportionnelle au nombre de franges (ou de courbes) compté à partir d'une surface non sollicitée, ou au fur et à mesure qu'elles apparaissent sur l'écran pendant l'application de la charge. Les valeurs de frange peuvent être converties en valeurs absolues de contraintes dans un rail en tenant compte de la différence entre le module d'Young du matériau constituant le modèle et de l'acier ; mais comme le modèle ne tient pas compte des contraintes de flexion appliquées perpendiculairement à son plan, on se borne généralement à la mesure du nombre de franges et on établit, en partant de là, des simples comparaisons entre différents profils et différentes charges.

Les résultats peuvent être reportés sur un graphique donnant les variations du nombre de franges de la surface à certains niveaux du rail en fonction de l'excentricité de la charge. Ces graphiques, tracés pour différents points et pour chaque profil considéré, permettent d'effectuer les comparaisons utiles.

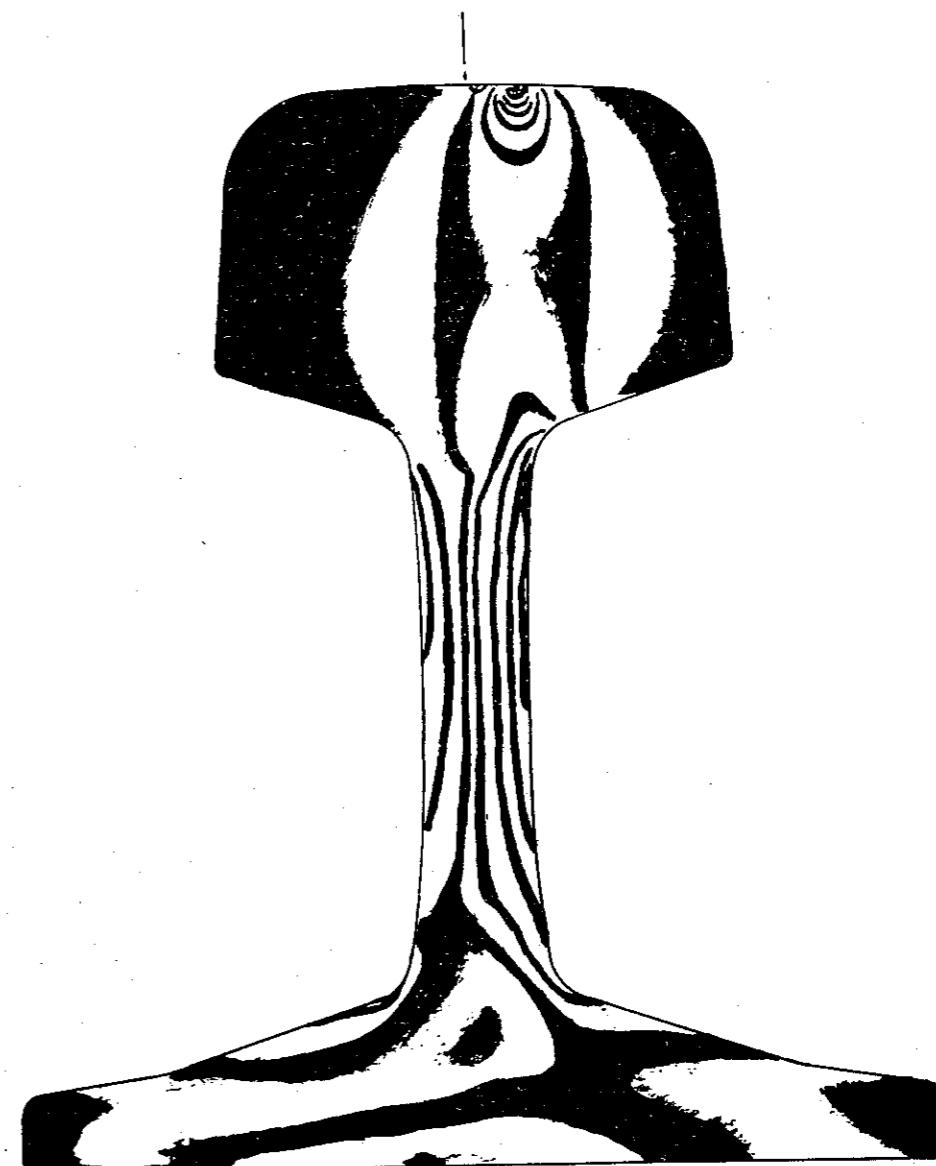


Fig. III-7

E/ LE CONTACT RAIL-ROUE

A condition de rester dans le domaine des déformations élastiques, on peut appliquer la théorie de Hertz au contact de la roue avec le rail. Il se produit une petite déformation au contact en forme d'ellipse.

La pression au centre de l'ellipse est donnée par la formule de Hertz

$$q_0 = \frac{1}{\pi \mu v} Q^{1/3} \left(\frac{E}{1-\sigma^2} \right)^{2/3} \left[\frac{3}{8} \left(\frac{1}{\rho'_1} + \frac{1}{\rho'_2} + \frac{1}{\rho'_1} + \frac{1}{\rho'_2} \right) \right]^{2/3}$$

μ , v sont des coefficients donnés par les tables de Hertz,

E et σ sont le module d'élasticité de l'acier et son coefficient de Poisson,

Q est la charge de la roue;

ρ'_1 , ρ'_2 , ρ'_2 sont les rayons de courbure principaux du rail et de la roue.

L'application de cette formule pour une roue de 1,75 m de diamètre chargée à 11 tonnes donne une pression de 90 kg/mm², les longueurs d'axes de l'ellipse de contact étant de 10 à 13 mm. Par contre, si le contact a lieu entre flanc du rail et boudin, l'ellipse de contact est beaucoup plus aplatie et l'on trouve une pression de l'ordre de 400 kg/mm².

On peut également calculer la contrainte de cisaillement maximal qui se trouve à quelques millimètres de la surface de contact et qui est la plus dangereuse en milieu fretté. Cette contrainte, qui doit rester inférieure à 30 kg/mm², est donnée par la formule :

$$t = 85 Q^{1/3} \cdot \frac{1}{r} \left[\left(\frac{1}{\rho_r} - \frac{1}{\rho_b} \right) \right]^{1/3}$$

r rayon de la roue,

ρ_r rayon de la surface transversale du rail,

ρ_b rayon transversal du bandage.

L'application de cette formule au cas d'un bandage neuf pour avoir un cisaillement inférieur à 30 kg/mm² conduit à $\frac{Q}{D} < 5,5$ t/m.

Or, avec des essieux de 20 tonnes et des roues d'un mètre, on trouve couramment : $\frac{Q}{D} = 10$ t/m. A l'heure actuelle, le diamètre de roue minimal est dans quelques cas de 600 mm. En Europe, le rapport Q/D ne va pas au delà de 14,5. En Russie cette valeur ne dépasse pas 11. Quelques difficultés semblent parfois se présenter à partir de 12. Toutefois, la ligne des Braunkohlenwerke (1) va bien au delà ($Q/D = 19$), mais avec des rails en acier spéciaux. Des valeurs élevées de Q/D sont également adoptées par les réseaux américains où l'on atteint couramment 14 ou 15, quelquefois même 16 et 18. Il convient cependant de souligner que les rails américains ou ceux de la ligne des lignites sont d'une nuance d'acier plus dure que les rails de qualité courante.

Mais en réalité, l'étude des phénomènes qui interviennent dans la zone de contact rail/roue et les contraintes qui se développent ne peuvent être faites que dans le domaine élastoplastique.

Notons tout d'abord que les études par photo-élasticométrie ne donnent qu'une approximation qu'il convient de corriger en tenant compte de la flexion

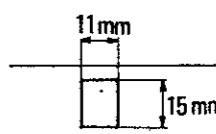
(1) Ligne privée de transports de lignite à 30 t par essieu.

du rail, car il n'est pas possible d'additionner les contraintes de Hertz et les contraintes de flexion. Une telle étude statique a été faite dans une thèse de doctorat par M. STREMSDOERFER. Elle montre, conformément aux résultats expérimentaux, que le point de Hertz où la contrainte de cisaillement est maximale se dédouble soit sous l'action de flexions importantes, soit sous l'action d'une compression thermique (fig. III-8). Les deux phénomènes ont donc une influence favorable.

- Roue de diamètre : 800 mm

- Charge de roue : 1.10^5 N (10tf)

- Surface d'appui assimilée à un rectangle.



D'après M. STREMSDOERFER

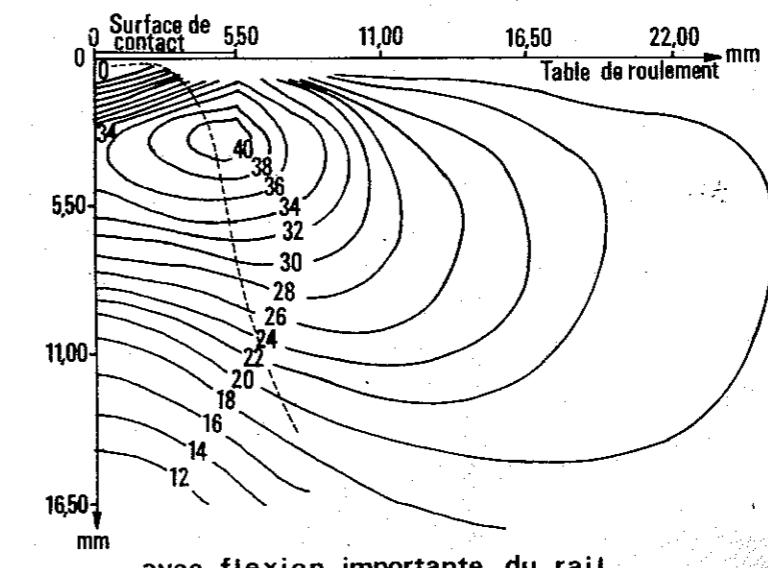
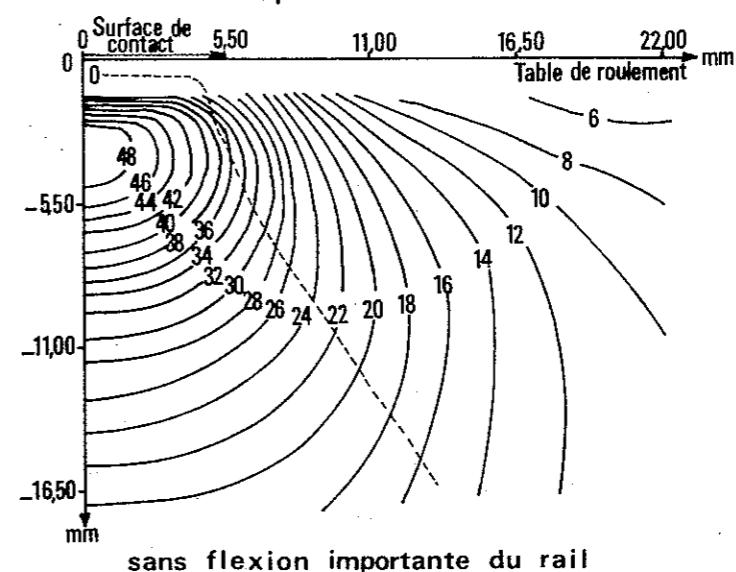


fig. III-8

Mais de telles études n'expliquent pas la profondeur à laquelle prennent naissance les taches ovales, 4 à 5 mm dans la théorie de Hertz au lieu de 10 à 15 mm dans la réalité. Il faut donc faire intervenir les contraintes résiduelles (jusqu'à 15 kg/mm²) et leurs modifications sous l'action des charges roulantes qui provoquent des phénomènes d'écrouissage et par conséquent une nette augmentation de la limite élastique. Ces contraintes résiduelles résultent :

- du refroidissement différentiel après laminage (d'où l'intérêt d'un profil le mieux équilibré possible),
- du dressage.

Le champignon et le patin sont en tension et l'âme en compression. L'écrouissage au passage des roues transforme ensuite dans la zone de contact les contraintes initiales de traction en contraintes de compression.

Des études sont en cours et ont déjà abouti à certains résultats et en particulier à une meilleure connaissance des contraintes résiduelles dans les 3 directions représentées sur la fig. III-9.

Il apparaît en définitive que les sollicitations les plus dangereuses se situent dans la zone où règne une traction hydrostatique, vers 10 à 15 mm de profondeur, bien que les contraintes induites par le roulement y soient plus faibles. Elles peuvent entraîner la dégénérescence en fissures des défauts amorcés pré-existant par le fait des inclusions non métalliques introduites dans l'acier à rail lors de son processus d'élaboration.

Enfin la nuance de l'acier à rail semble jouer un rôle important, car pour que l'écoulement plastique dans la zone de contact cesse après un certain nombre de sollicitations, il convient que la contrainte de Hertz ne dépasse pas 4 fois la limite élastique du métal en cisaillement simple, d'où l'intérêt des aciers durs ; une augmentation de 10 % de la limite élastique de l'acier permettant théoriquement une augmentation d'environ 30 % du rapport $\frac{Q}{D}$.

La surface S de l'ellipse de contact augmente avec la durée d'application, les contraintes seront donc d'autant plus élevées que la durée d'application est plus courte, c'est-à-dire que la vitesse croît.

Il est également intéressant de noter que la distribution des contraintes résiduelles varie le long du rail, que cette distribution se modifie au fur et à mesure des circulations et qu'il en résulte des modifications de courbure de rail en chaque point, d'où des défauts de linéarité de courte longueur d'onde qui jouent, nous l'avons vu, un rôle important dans l'augmentation des surcharges dynamiques dues aux oscillations des masses non suspendues, d'où l'intérêt de rails à forte inertie sur les lignes parcourues à grande vitesse.

F/ LES ACIERS A RAILS

1/ Généralités

Les principales qualités exigées de l'acier à rail sont les suivantes :

- résistance à l'abrasion,
- absence de fragilité,
- absence de susceptibilité à l'auto-trempe,
- coulabilité en vue de la confection de barres de grande longueur,
- adaptation facile à la production nationale pour obtenir un prix de revient acceptable.

VARIATION DE σ_x SUIVANT L'AXE DE SYMÉTRIE D'UNE SECTION DROITE.

—●— : rail neuf.
 —+— : rail écroui σ_x déduite de la courbure.
 —+— : " " σ_x mesurée.
 —+— : " " σ_x résultante.

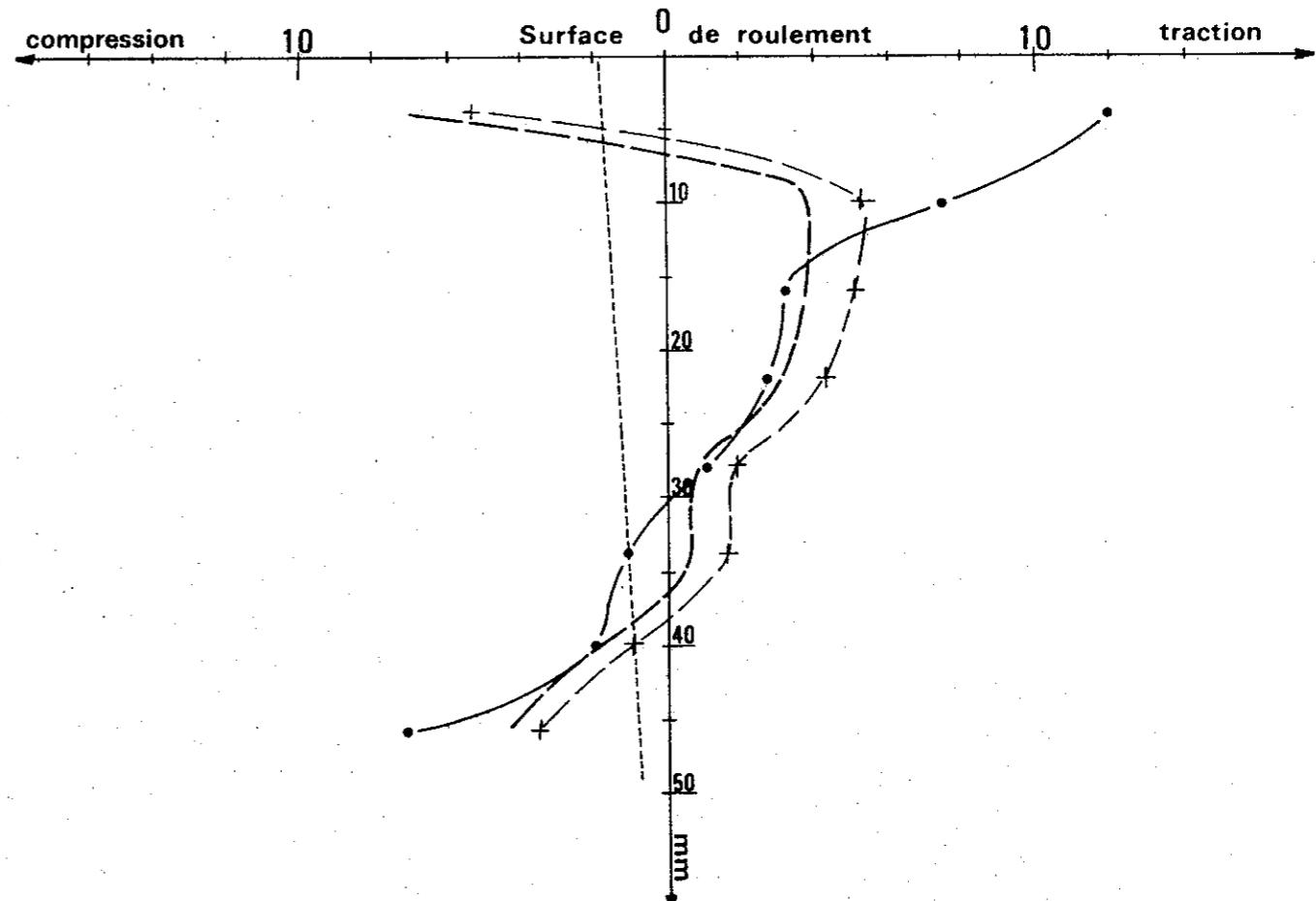


fig. III-9

Ces qualités sont naturellement contradictoires puisqu'un acier résistant à l'usure doit être dur et par conséquent plus ou moins fragile. En outre, en France, l'industrie nationale est à base d'acier Thomas qui ne permet pas de fabriquer des rails durs à cause du phosphore résiduel qui ne peut être éliminé et qui durcit la ferrite en rendant l'acier fragile.

Le produit utilisé ne peut donc résulter que de solutions de compromis.

C'est la considération du diagramme de solubilité fer-carbone (fig.III-10) qui permet de déterminer les propriétés principales des aciers.

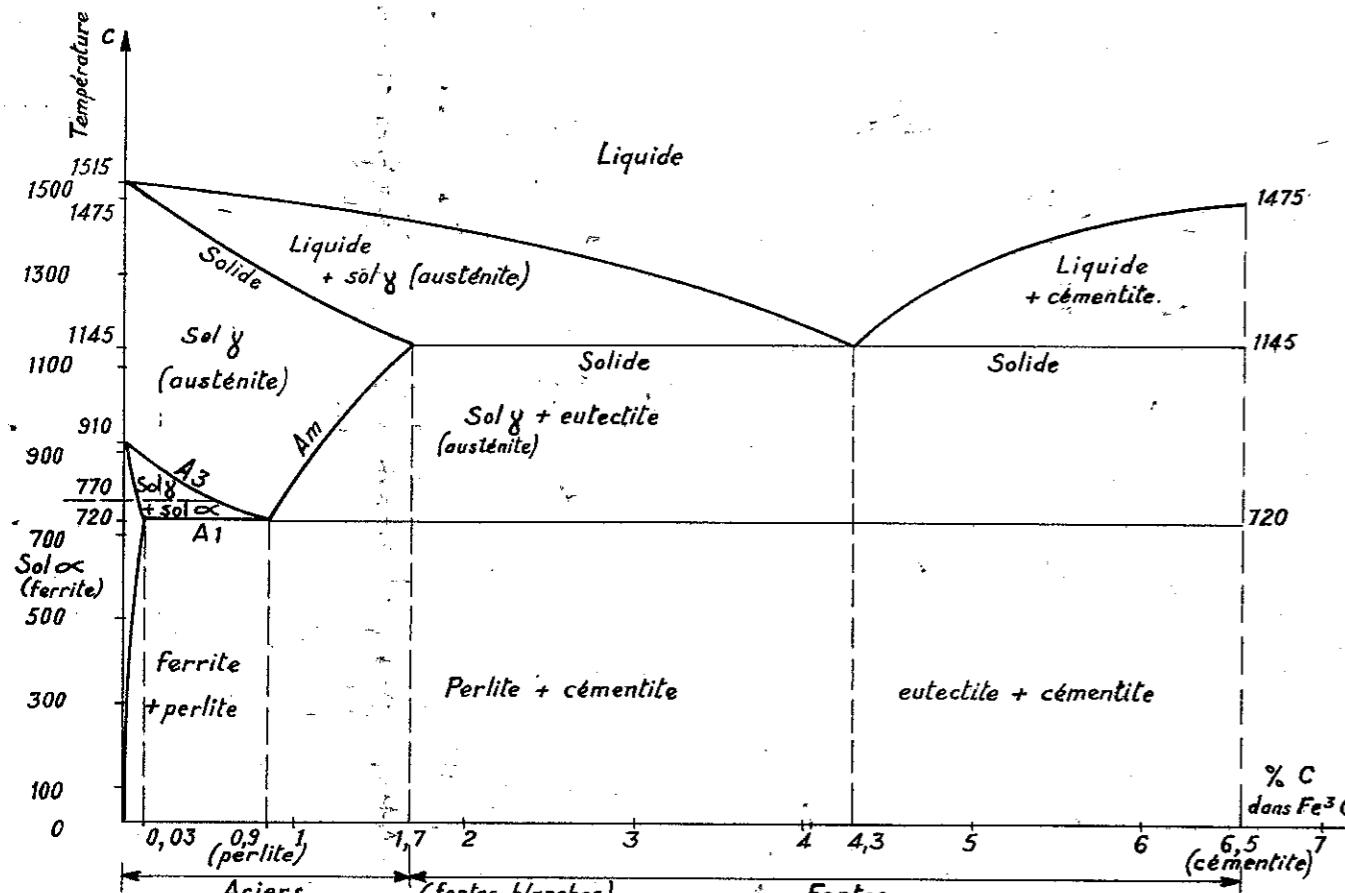


fig.III-10

La propriété la plus caractéristique du Fe est l'existence de deux formes allotropiques ayant chacune des domaines de stabilité propres et des propriétés particulières telles qu'elles se comportent pratiquement comme deux métaux distincts.

Les deux variétés - α et γ - se distinguent essentiellement par :

- des arrangements cristallins différents (système cubique centré pour le fer α , cubique à faces centrées pour le fer γ),
- des dimensions de réseau différentes (maille de $2,86 \text{ \AA}$ pour α , $3,6 \text{ \AA}$ pour γ),
- et par voie de conséquence des possibilités diverses de solubilité de C, pratiquement nulle dans le fer α .

Examinons ce qui se passe lors d'un échauffement.

a/ Cas du Fe pur

Le fer α (ferrite) est stable au-dessous de 910° et le fer γ au-dessus. Si l'on chauffe un barreau de fer, la transformation $\alpha \rightarrow \gamma$ se produit donc à 910° .

b/ Cas des aciers (alliage Fe - C)

Comme dans tout mélange, la transformation ne se fait pas à température constante ; elle commence toujours à 720° (Ac₁) et se termine à une température (Ac₃) dépendant de la teneur en C de l'alliage. Au-dessus de Ac₃ le produit obtenu est une solution de C dans le fer γ : l'austénite.

La différence entre Ac₁ et Ac₃ diminue quand la teneur en C augmente et la transformation se fait à la température constante de 720° pour l'alliage eutectoïde à 0,9 % de C que l'on désigne par "perlite".

Les transformations, en sens inverse, dépendent essentiellement de la vitesse de refroidissement.

a/ Refroidissement à vitesse lente

Au-dessus de Ac₃ : austénite.

La transformation débute à Ac₃ et se termine à Ac₁.

Dans le domaine Ac₃ - Ac₁ : mélange de fer α (ferrite) et de solution solide de fer γ - C (austénite).

En franchissant Ac₃, du fer α s'isole de la solution solide et la quantité de fer α ainsi séparée va en augmentant au fur et à mesure que la température baisse jusqu'à ce que l'on franchisse Ac₁.

A ce moment, l'acier est constitué par du fer α (ferrite) et une solution solide de concentration 0,9 % (perlite).

b/ Refroidissement à vitesse élevée

Si l'on augmente la vitesse de refroidissement, il est évident qu'à partir d'un certain gradient fonction de l'acier - vitesse critique de trempe - les transformations n'auront plus le temps de s'accomplir parfaitement ; on se trouvera alors en présence d'états hors d'équilibre chimique et structural ce qui conduit, au point de vue pratique, à la trempe des aciers.

La constitution de l'acier est complètement modifiée : la transformation n'ayant pas eu le temps de s'opérer, le C reste en solution dans le fer et cette solution solide, hors d'équilibre, s'appelle la martensite (enchevêtrement d'aiguilles de Fe_3C).

L'apparition de martensite s'accompagne d'une augmentation importante de la dureté et de la fragilité, d'où la nécessité d'un revenu (1) qui suit toujours la trempe.

(1) Le revenu s'opère à une température inférieure à Ac₁. Le recuit, à une température supérieure à Ac₁, permet à l'acier de reprendre ses qualités antérieures et d'annuler les effets de la trempe.

Les aciers à rail se situent dans la gamme inférieure à 0,9 % de carbone, qui constitue un mélange eutectoïde, dénommé "perlite". Les aciers ayant entre 0,03 et 0,9 de carbone ont donc une structure perlite - ferrite, la ferrite désignant un fer à presque pur qui cristallise dans un réseau cubique centré.

Les aciers à rail couramment utilisés en France sont de nuance - résistance à la traction - allant de 70 à 85 hbars. Il est difficile d'aller au delà avec le procédé Thomas. On utilise également des rails durs fabriqués, soit en acier Martin, soit en acier électrique et pouvant atteindre 90, voire 100 ou 110 kg/mm². De tels rails durs, résistant à l'usure, peuvent être concurrencés par des rails traités thermiquement, c'est-à-dire ayant subi une trempe suffisamment profonde pour englober la zone de contrainte de cisaillement maximale.

L'élaboration d'acier à l'oxygène, déjà largement répandue dans le monde, tend à se développer en France avec l'implantation d'unités de productions modernes. Ce procédé permet d'obtenir une gamme étendue de nuances : il permettra donc d'obtenir aussi bien les rails de qualité ordinaire que ceux de nuance supérieure à 90 hbars, sans avoir besoin de recourir au procédé Martin.

2/ Spécifications techniques des cahiers des charges

C'est par la connaissance des avaries de rails et de leurs causes et l'évolution correspondante des cahiers des charges que l'on a pu agir sur la qualité et l'améliorer. Les rails sont actuellement fabriqués en France suivant la spécification technique U.I.C. 860 appliquée depuis le 1er avril 1954.

Les cahiers des charges interviennent par les essais de réception qu'ils imposent aux rails. Il ne faut agir qu'avec une extrême prudence pour la modification de ces essais, car les incidences, souvent mal connues, ne sont que tardivement révélées par les conséquences en voie.

Les anciens cahiers des charges des Compagnies reposaient en grande partie sur l'analyse chimique. Au contraire le cahier des charges de 1923, qui a marqué un pas important dans l'étude de la qualité de l'acier à rail, ne comportait aucune indication sur la teneur en certains métalloïdes (phosphore et soufre) qui rendent le métal fragile. En effet dans la fabrication du rail, les analyses portent sur des dosages très faibles par rapport à des masses importantes de métal dont l'homogénéité est loin d'être absolue, de sorte que l'analyse chimique n'a qu'une valeur très relative. La préoccupation dominante de ce cahier des charges était le risque de rupture fragile, aussi a-t-il mis l'accent sur les essais de choc et imposait-il un chutage en tête pour éliminer retassure et ségrégation. Le cahier des charges U.I.C. a rendu une certaine importance à l'analyse chimique, le métal étant maintenant plus homogène, mais en se contentant de fixer une fourchette libérale, dans laquelle doivent se tenir les teneurs des principaux éléments.

Les essais de réception cherchent surtout à déceler la fragilité et les imperfections de fabrication du métal essentielles pour la qualité mécanique du rail ; ces essais sont les suivants :

- essais de choc sur chute de tête (un essai par lingot) (1) ;
- traction sur éprouvettes prélevées sur les chutes de pied (un essai par coulée) ;
- macrographie sur des tranches prélevées dans les chutes de tête et de pied (un essai par coulée) ;
- durété Brinell à titre indicatif, sur des tranches découpées dans les chutes de pied (un essai par coulée).

(1) Voir page 93

Le débitage des éprouvettes d'essais est fait suivant les indications de la fig. III-11.

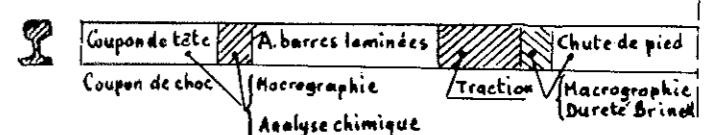


fig. III-11

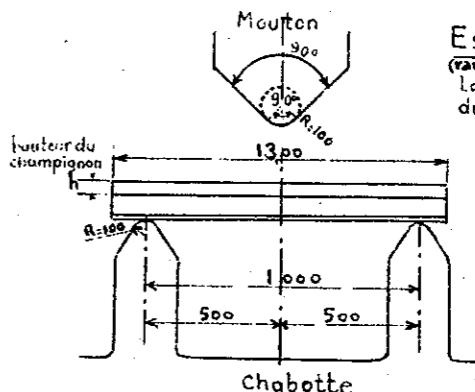
- Analyse chimique

Les aciers doivent être compris dans les limites fixées ci-après :

	Acier Thomas (2)	Acier naturellement dur (3) (qualité B)
C	de 0,37 à 0,55 %	de 0,50 à 0,70 %
Mn	0,70 à 1,20 %	1,30 à 1,70 %
Si	0,35 %	0,50 %
P	0,08 %	0,05 %
S	0,06 %	0,05 %

- Choc

Cet essai se pratique à l'aide d'un mouton guidé, d'un poids de 1 000 kg, tombant sur un coupon de rail reposant par son patin sur deux appuis faisant corps avec une butée appelée "chabotte" dont le poids doit être au moins de 10 tonnes (fig. III-12), le massif de fondation supportant celle-ci ayant en outre une rigidité suffisante pour éviter tout mouvement. Le coupon ne doit ni se rompre ni se fissurer sous un ou plusieurs chocs du mouton.



Essai de choc
(variante à un seul choc)
La hauteur en mètres de chute du mouton est égale à:
6,9 pour le rail de 46 kg.
7,5 pour le rail de 50 kg

fig. III-12

- (1) L'unité de production est la coulée, quantité de métal obtenue en une opération élémentaire (25 t au convertisseur Thomas, de 100 à 500 t au four Martin, de 50 à 300 t à l'oxygène). Une coulée Thomas donne 5 lingots de 5 t, soit 4 rails de 18 m.
- (2) Les aciers Martin, électrique ou à l'oxygène ont des analyses très voisines.
- (3) Les qualités A et C se distinguent par les proportions de carbone et manganèse qui varient en sens inverse : la qualité A est la plus chargée en carbone, la qualité C en manganèse.

tombant d'une hauteur fonction du poids métrique du rail ; la flèche est relevée, à titre indicatif, après chaque essai.

Si l'essai fait sur le tronçon prélevé dans la chute de tête est satisfaisant, tout le lingot est accepté. S'il n'est pas satisfaisant, on prélève une nouvelle éprouvette au pied de la première barre laminée après la chute de tête. Si elle satisfait à l'épreuve, le reste du lingot est accepté ; dans le cas contraire, tout le lingot est refusé.

L'essai de choc prévu par le Cahier des Charges français de 1923 était plus sévère, car il portait sur un coupon dont le champignon était entaillé à la fraise au milieu de sa longueur sur les 2/5 de la hauteur. Pour l'essai, ce coupon était posé sur les appuis, champignon en dessous, de façon à mettre en tension, sous le choc, la limite de la partie fraisée qui correspond à la zone du champignon où risque de se trouver le maximum d'impuretés. Cet essai a été conservé pour les profils spéciaux tels que le profil d'aiguille pour appareil de voie.

L'essai de choc américain, portant sur une fabrication de rails durs, est moins sévère car, outre des hauteurs de chute inférieures, il prévoit en particulier le choc sur "chabotte" montée sur ressort, ce qui diminue la force vive absorbée.

Traction

L'essai est fait sur une éprouvette découpée dans le champignon d'un rail prélevé dans la chute de pied. L'axe de cette éprouvette est aux 2/5 supérieur de la hauteur du champignon du rail (fig. III-13). On relève pour chaque éprouvette :

- la charge de rupture R ;
- l'allongement A après rupture.

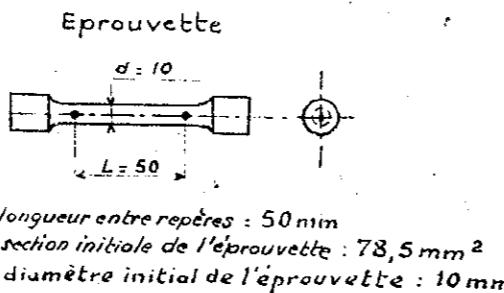


Fig.III-13. Essai de traction

Pour les rails de qualité courante, la charge de rupture R doit être comprise entre 70 et 85 hbars et pour les rails durs supérieure à 90 hbars, les allongements minimaux sont respectivement de 14 et 10 %.

Macrographie

Le Cahier des Charges de 1923 ne comportait que des essais mécaniques, mais on s'est rapidement rendu compte que si on éliminait ainsi les rails fragiles, on n'éliminait pas toujours ceux affectés de ségrégation, de retassure ou de structure fibreuse, en sorte que le nombre de rails avariés en service allait en augmentant.

Pour remédier à cette lacune on a imposé, à partir de 1928, l'examen macrographique de tranches prélevées dans les chutes de tête et de pied. Cet examen, fort simple, consiste à relever une empreinte Baumann par application sur la tranche du rail d'un papier photographique préalablement imbibé d'une solution d'acide sulfurique à 3° Baumé. Sous l'action de l'acide sulfurique, le soufre de l'acier se transforme en hydrogène sulfuré qui noircit le papier photographique.

Les empreintes obtenues ne doivent pas présenter de défauts plus marqués que des images limites jointes à la Spécification (fig. III-14) et dont la sévérité est très nettement augmentée depuis le 1er janvier 1968.

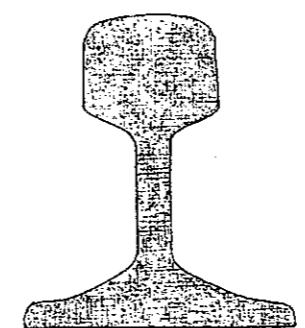


Fig.III-14a. Bonne macrographie

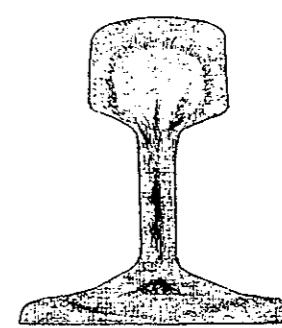


Fig.III-14b. Mauvaise macrographie.

Macrostructure

La ST 860 comporte également un essai macroscopique effectué sur la chute de tête qui sert également à l'épreuve macrographique et qui consiste à examiner à l'oeil nu la face lissée de la tranche, en vue de déceler la présence de retassure éventuelle.

Cet examen ne doit révéler ni retassure ouverte ni retassure filiforme supérieure à 4/15 de la hauteur du profil sous peine de rebut du rail intéressé.

Dureté Brinell

Cet essai est fait à titre de simple renseignement. Une ou deux empreintes sont exécutées sur la tranche de chaque prélèvement macrographique.

De la dureté Brinell (HB) on déduit la valeur approchée de la résistance R à la rupture par la formule : $R \text{ kg/mm}^2 = 0,35 \text{ HB}$.

L'ensemble de ces essais a essentiellement pour but d'éliminer les phénomènes de fragilité. Dans la lingotière la concentration de carbone est plus élevée dans la tête et la ségrégation du C entraîne celle des autres impuretés, en restant dans la phase liquide. Ceci explique que l'essai de choc, qui décèle la fragilité due à un carbone élevé, soit fait sur les chutes de tête, alors que l'essai de traction est fait sur les chutes de pied, l'insuffisance de carbone réduisant la résistance à la traction.

Contrôle ultrasonore en usine

Cet essai, mis au point dans les usines françaises en 1964-1965 et utilisé systématiquement depuis 1966, a été introduit dans l'édition du 1er janvier 1970 de la Spécification U.I.C. Partant de la constatation que, pour les rails en acier ordinaire, tous les défauts de fatigue prennent naissance sur une inclusion non métallique située dans une zone déterminée du champignon, on a mis au point un examen continu, non destructif, de la totalité des rails, au stade de la fabrication, au moyen des ultrasons. Les rails auscultés sont répartis en 6 classes (repérées de 0 à 5), suivant le nombre et l'importance des échos de défaut enregistrés.

Les critères de classement ont été déterminés statistiquement, a priori, par examen de rails retirés des voies et jugés bons ou mauvais d'après leur comportement en service. Des essais menés depuis 1963 ont permis ensuite de vérifier que ces critères étaient bien choisis. On a pu ainsi montrer que le classement suivant ce procédé (appelé RALUS en France) reflétait bien une propriété intrinsèque du rail, et permettait de lui attribuer une certaine probabilité de bon comportement.

L'intérêt d'un tel procédé est double : d'une part, il permet d'éliminer, dès la fabrication, des rails dont on est sûr qu'ils seraient rapidement sujets à des défauts graves, et par conséquent de diminuer les retraits en service, toutes choses égales par ailleurs ; d'autre part, il signale au producteur très rapidement les dérèglements de fabrication, qui sans ce contrôle auraient pu durer beaucoup plus longtemps.

Actuellement, les rails de la classe 5, réputés les plus mauvais, sont directement rebutés. Ceux de la classe 4 sont triés pour n'être posés que sur des voies secondaires (1). Avec l'évolution des connaissances on peut penser que la répartition des rails de classe 0 à 3 dans les voies se fera dans l'avenir en fonction des efforts réels à supporter.

3/ Rails spéciaux

Nous avons vu que l'acier à rail couramment fabriqué en France n'est pas d'une nuance très élevée ; il donne entière satisfaction dans la grande majorité des cas, mais ne résoud pas le problème des rails posés en courbe de faible rayon et soumis à une forte usure latérale. Pour ces courbes, un rail de nuance plus élevée est nécessaire. Plusieurs solutions sont possibles :

a/ Rails traités thermiquement

Les premiers essais effectués en France, et qui datent de 1934, ont consisté à faire un traitement superficiel, le champignon du rail était trempé dès la sortie du laminage, ce qui produisait une structure sorbitique dans une épaisseur d'une quinzaine de millimètres. On a malheureusement constaté qu'au bout d'une dizaine d'années d'usage ces rails subissaient un écaillement considérable dû vraisemblablement à la concentration des contraintes à un niveau constant par suite de l'absence d'usure et précisément dans la zone de transition entre la sorbite et la structure naturelle. Il faut donc envisager, soit une trempe plus profonde, comme la pratique la sidérurgie japonaise (épaisseur de 3 à 4 cm), soit la trempe complète du rail (Rail Bethléem). Mais tout ceci nécessite des installations importantes (trempe, revenu) qui ne peuvent se justifier que si elles sont amorties sur un tonnage annuel suffisant.

b/ Rails naturellement durs

Nous avons vu que les procédés Martin électrique et même à l'oxygène permettent de fabriquer des rails ayant 0,5 à 0,75 % de carbone et une résistance à la traction supérieure à 90 kg/mm². Ces rails nécessitent également des précautions particulières de fabrication (refroidissement contrôlé).

(1) Les progrès acquis dans les années 1963 à 1968 dans l'élaboration de l'acier font que moins de 0,05 % des rails sont en classe 5, et environ 0,5 % en classe 4.

c/ Rails en acier alliés

Un certain nombre d'essais sont actuellement en cours sous l'égide de l'U.I.C. utilisant des rails spéciaux au manganèse, des rails au chrome ou des rails au silicium. De tels rails sont assez onéreux et conduisent à une concentration des contraintes qui se traduit par certains types de défauts sur lesquels nous reviendrons. Néanmoins dans la grande majorité des cas ils durent plus longtemps en voie que les rails nature et justifient économiquement leur prix plus élevé.

d/ Rails traités aux abouts

Les abouts de rails subissent des chocs violents au passage des roues et l'acier à 70 kg/mm² se prête assez mal à ces efforts. C'est pourquoi de nombreux essais ont été faits pour améliorer la qualité du rail aux abouts essentiellement par traitement thermique, mais l'on retrouve toujours la même difficulté : concentration des efforts et établissement d'une zone de transition, de sorte que l'on peut considérer que le problème n'est pas, à l'heure actuelle, résolu de façon satisfaisante. Le développement de la soudure des rails en grandes longueurs a d'ailleurs émoussé l'acuité du problème.

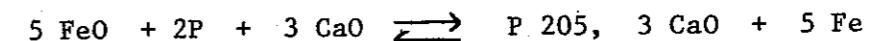
G/ FABRICATION DES RAILS

1/ Acier

La fonte produite par les hauts fourneaux est un alliage de fer et de carbone, à haute teneur en carbone, dur, fragile et non malléable. Au cours de sa transformation en acier, on doit en même temps qu'on abaisse la teneur en carbone éliminer aussi complètement que possible les impuretés, soufre et phosphore, qui s'y trouvent en quantités variables. Dans une première phase la plus grande partie du soufre est éliminée au moyen de soude ou de carbonate de soude.

Nous ne décrirons que le procédé au convertisseur Thomas, destiné à traiter les minerais phosphoreux et lorrains, et qui produit la quasi totalité des rails français.

La déphosphoration n'est possible qu'en milieu basique en présence d'un laitier riche en chaux. La réaction :



n'est stable dans le sens de gauche à droite que lorsque la température dépasse 1 550° environ.

Dans le procédé Thomas, il n'y a pas d'apport de chaleur extérieur ; ce sont les calories dégagées par la réaction exothermique des impuretés qui échauffent la masse dont le point de fusion s'élève au fur et à mesure que disparaissent ces impuretés. La température de 1 550° n'est atteinte qu'après combustion de la totalité du Mn, Si et C, de sorte que la déphosphoration, qui a lieu en fin d'opération seulement, entraîne une oxydation du fer qui n'est plus protégé par le carbone (fig. III-15). L'air

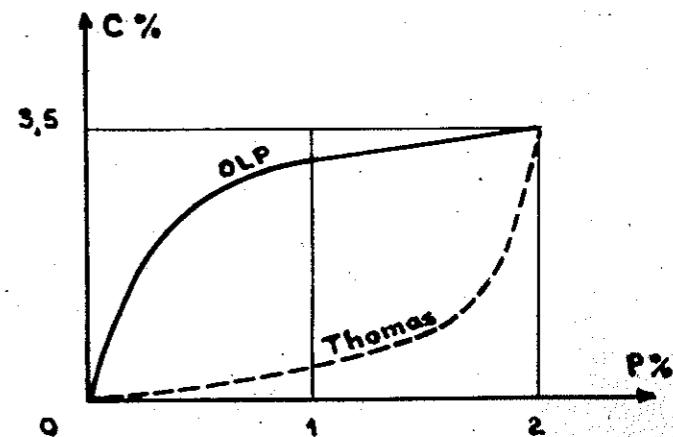


Fig. III-15

soufflé s'échauffe en traversant le bain, faisant perdre un très grand nombre de calories.

Dans les procédés Siemens, Martin et électrique, il y a apport extérieur de chaleur et des températures nettement supérieures à 1 550° sont atteintes dès le début de l'opération, permettant l'élimination complète du phosphore avant combustion du carbone.

Dans le procédé à l'oxygène pur, le bilan thermique est aussi très favorable et la température de déphosphoration est atteinte quelques minutes après le début des opérations et permet, elle aussi, l'élimination complète du phosphore avant la disparition du carbone. Il est même, dans certains cas, possible de procéder à l'arrêt direct, c'est-à-dire d'arrêter la réaction dès que le pourcentage de carbone désiré dans l'acier est atteint.

La figure III-15 précise cette comparaison entre disparition du carbone et du phosphore dans le procédé Thomas et OLP (oxygène - lance - poudre).

Revenons maintenant au procédé Thomas. La totalité des rails fabriqués en France provient des usines sidérurgiques de l'Est qui utilisent un minerai phosphoreux et l'affinage de la fonte se fait dans des convertisseurs, d'une capacité de l'ordre de 12 à 30 tonnes, à revêtement basique en dolomie.

Avant le commencement de l'insufflation de l'air, on jette dans la corne une quantité de chaux suffisante pour fixer l'anhydride phosphorique qui se formera pendant la combustion et qui permettra d'obtenir des engrains très appréciés. L'opération dure de 12 à 20 minutes et les corps brûlent dans l'ordre indiqué à la figure III-16.

On termine par un sursoufflage au cours duquel on observe une perte par oxydation de 2 à 3 % de fer (fumées rousses). On procède à ce moment à un décrassage superficiel pour éliminer la scorie phosphoreuse, puis à un raffinage, c'est-à-dire à une désoxydation de

l'oxyde de fer qui s'est formé, en ajoutant du ferro-manganèse plus ou moins carburé suivant la teneur finale en carbone désiré. On a ainsi procédé à une recarburation partielle. Le produit obtenu, qui est cependant presque complètement décarburé, est versé dans une poche de coulée dont la capacité correspond à celle du convertisseur.

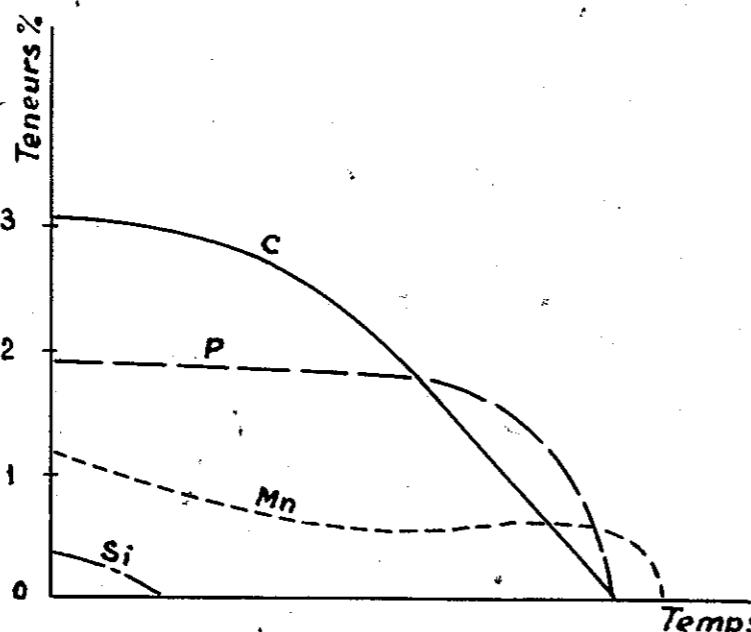


Fig. III-16 Courbes d'affinage au convertisseur basique

La désoxydation du fer dans la poche provoque la formation d'oxyde de carbone ; cet oxyde se dégage en bulles gazeuses dans l'acier et il convient de procéder à l'opération que l'on appelle "calmage", pour limiter ce dégagement et éviter des inclusions gazeuses dans le produit final obtenu. On calme en ajoutant dans la poche de coulée du ferro-silicium et du ferro-titanium qui permettent de réduire l'oxyde de carbone. En même temps on procède à un ajustement de la recarburation, en ajoutant un ferro-manganèse spécialement élaboré (spiegel) de façon à obtenir en définitive le pourcentage en manganèse et en carbone désiré. On peut également désoxyder à l'aluminium ou au titane, mais quel que soit le procédé l'acier obtenu comprendra des inclusions non métalliques de silicate ou d'alumine qui amèneront des solutions de continuité dans le produit final élaboré.

De la poche de coulée l'acier est versé dans des moules pyramidaux à fond mobile, appelés lingotières. Leur section moyenne est de 50 cm x 50 cm et elles contiennent 5 tonnes d'acier environ ; une coulée donne donc 4 à 5 lingots.

Un certain nombre de phénomènes fâcheux se produisent dans la lingotière :

- ségrégation provoquant la concentration des impuretés, dont le point de fusion est plus bas que celui de l'acier, dans les régions centrales et supérieures ; ces ségrégations sont essentiellement à base de soufre, de phosphore et de carbone ;
- formation d'un creux ou retassure à la partie supérieure du lingot par suite de la différence de volume entre l'acier liquide et l'acier solide et de l'inégalité de refroidissement des différentes couches, la ségrégation dont il vient d'être parlé accompagnant généralement la retassure ;
- soufflures qui remontent dans le métal en fusion.

La partie supérieure du lingot est donc la partie la plus hétérogène et n'est pas utilisée pour la fabrication des rails. Le Cahier des Charges impose le chutage de 12 % de la longueur, mais en pratique les aciéries chutent de 22 à 25 %, afin d'éliminer avec certitude les défauts de tête qui entraînent des avaries de rails. Une plus grande sévérité, introduite récemment dans le choix des macroographies limites, conduit d'ailleurs les aciéries à apporter une particulière attention à la partie supérieure des lingots.

En outre, pour éviter des avaries de surface, on utilise systématiquement des lingotières laquées et dans le fond on dispose un matelas de carton ou de paille qui forme brise-jet et évite la projection de gouttelettes qui se décheraient ensuite de la surface.

Nous venons de voir que, dans le procédé Thomas classique, en fin de conversion l'acier est presque complètement décarburé et présente un état d'oxydation élevé et irrégulier. On pratique alors une désoxydation et une recarburation au moyen d'additions solides ou liquides, qui produisent des résidus non métalliques s'éliminant mal de la masse de l'acier. C'est à la présence de tels résidus qu'on attribue la génération dans un rail en service de fissurations de fatigue progressive (notamment à cause de l'effet de concentration de contrainte que peuvent donner des inclusions à angles vifs).

On conçoit ainsi l'avantage d'une méthode qui permettrait une désoxydation efficace, contrôlée, et sans résidu solide : ces conditions ne sont réellement remplies que par une désoxydation par voie gazeuse. Une manière économique de la réaliser consiste à effectuer une injection rapide et assez massive de poudre de carbone dans le bain liquide, au convertisseur. Il se forme alors de l'oxyde de carbone, puis du gaz carbonique, qui se dégagent rapidement du bain en provoquant d'ailleurs un brassage énergique et par conséquent une homogénéisation de l'acier.

Le taux d'oxygène baisse très rapidement (jusqu'au tiers de la valeur atteinte dans le procédé normal) et le surplus de carbone donne une recarburation partielle ou complète de l'acier.

Le taux d'oxygène final étant bas et régulier, les additions en poche de coulée sont plus faibles et plus contrôlables. On arrive ainsi à une teneur finale en produits non métalliques 3 à 4 fois plus faible que pour l'élaboration classique : 100 à 150 g/t au lieu de 300 à 600 g/t. En outre la composition, la forme et la grosseur des inclusions restantes les rend peu ou pas nocives du point de vue de la fatigue.

Sur un plan pratique, l'injection de carbone s'effectue pneumatiquement en fin de soufflage au moyen d'une lance manoeuvrée à distance, en raison de la violence de la réaction. On utilise environ 2 à 3 kg de poudre de graphite pur et par tonne d'acier, suivant le but recherché (désoxydation seule, ou désoxydation et recarburation).

2/ Laminage

Le laminage comporte les phases suivantes :

a/ Le blooming qui consiste, en partant du lingot de 5 tonnes dont la température a été homogénéisée dans des fours Pits à 1200° environ, à réaliser la "prise de fer", parallélépipède de 260 mm x 165 mm, destiné au train finisseur. Dans la fabrication des rails, cette opération est caractérisée par le grand nombre de passes et par conséquent la faible pression appliquée au cours de chaque passe. Il importe, en effet, au cours de cette opération, d'opérer un corroyage suffisant qui, par une succession de déformations lentes, améliore la finesse des grains et en modifie l'orientation, ce qui améliore la qualité générale du produit.

b/ Le passage au train finisseur - La figure III-17 donne le tracé de principe des cannelures successives dans lesquelles passe le bloom issu du dégrossisseur. Ces croquis concernent le procédé Bartscherer avec cannelures fendeuses.

Le but de cette cannelure est le suivant : lors de la cristallisation dans la lingotière, il se forme des dentrites perpendiculaires à la surface du lingot. Si ces dentrites subsistaient perpendiculairement à la face du patin du rail, elles pourraient constituer des amorces de fissure, donnant une avarie grave appelée "fente au patin", indécelable sur un rail en voie. La cannelure fendeuse a pour but d'écraser ces dentrites et de les rendre parallèles à la surface du patin en éliminant ainsi tout risque de fente ultérieure. Cette avarie a d'ailleurs pratiquement disparu depuis qu'une telle cannelure a été adoptée. Toutes les deux passes, on fait tourner le lingot de 90°

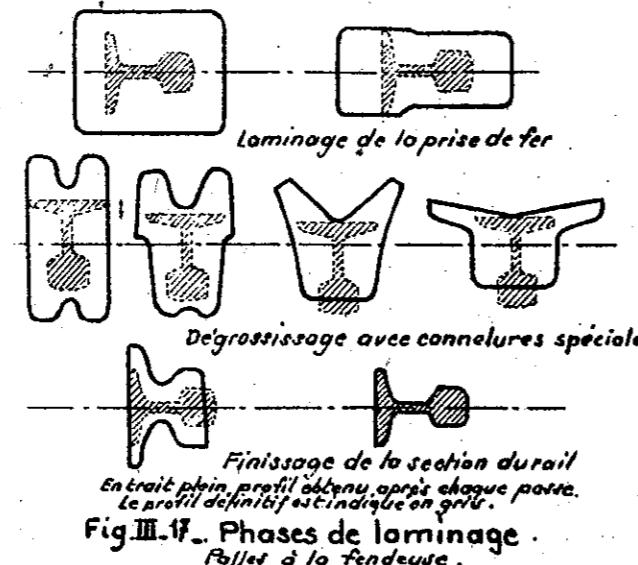


Fig. III-17. Phases de laminage.
Passes à la fendeuse.

autour de son axe, afin d'obtenir une constitution uniforme par le corroyage de toutes les faces. Au total, de 18 à 20 passes sont nécessaires au blooming et 9 à 11 au laminage.

Le schéma complet de l'opération est donné par la figure III-18

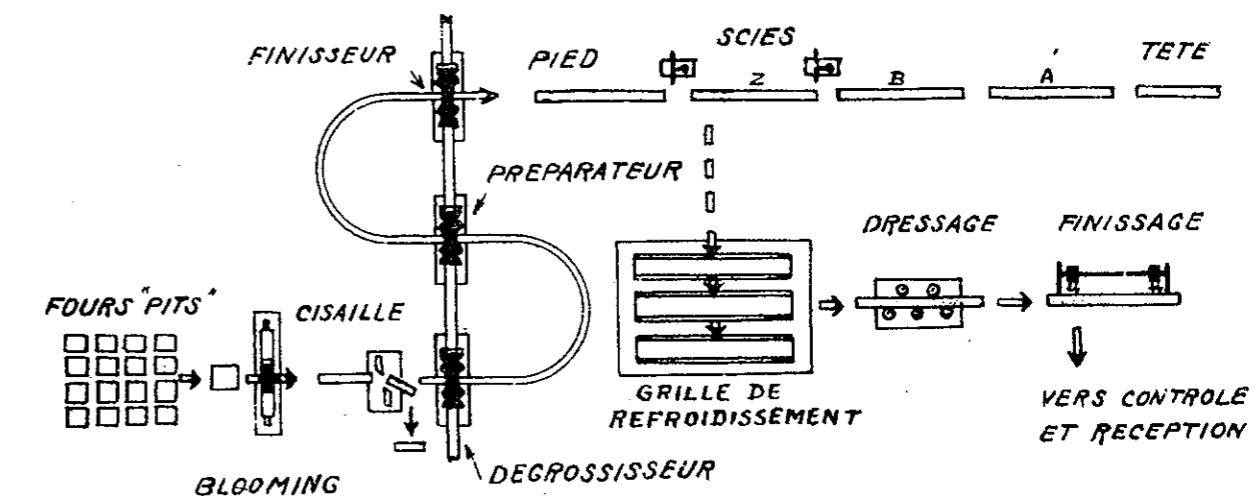


Fig. III-18. Schéma du laminage

c/ Chutage et sciage - Le rail ainsi obtenu à partir du lingot est d'une seule longueur comprise entre 3 ou 4 fois 18 m, plus une surlongueur destinée à l'affranchissement des extrémités appelées tête (H) ou pied (P) et aux prélevements de réception. La barre laminée est tronçonnée approximativement, à chaud, à l'aide de scies circulaires.

3/ Marque des rails

Pour permettre d'identifier les rails et de rapprocher les avaries auxquelles ils pourraient donner lieu en service des essais qui ont précédé la réception du lot, chaque rail porte des marques caractéristiques sur une face de l'âme. Ces marques sont venues de laminage et sont reproduites à chaque tour de cylindre. Les indications portées sont actuellement les suivantes :

- la marque du producteur,
- les deux derniers chiffres du millésime de l'année de fabrication,
- le mois de fabrication, en chiffres romains,
- les lettres ou chiffres caractérisant le type de rail,
- le symbole du procédé d'élaboration.

= Thomas

= électrique

= Bessemer

= oxygène

= Martin

- le symbole de la nuance d'acier ; des deux variantes possibles, la S.N.C.F. a adopté la suivante :

- qualité ordinaire : pas de symbole
- qualité naturellement dure (A, B ou C) :
- aciers spéciaux :

- une flèche dirigée vers l'extrémité du rail correspondant à la tête du lingot.

Exemples :

← WENDEL-SIDELOR.HY. 70 IV . U 80

pour un rail en acier de nuance ≥ 90 kg, provenant de l'usine de HAYANGE (Société WENDEL-SIDELOR) type U.80 (UIC 60 kg/m) fabriqué en avril 1970, au four MARTIN, la tête du lingot étant vers la droite.

Enfin, un marquage spécial est fait au poinçon à chaud sur l'âme permettant d'identifier individuellement chaque rail. On désigne par A, B, C,... Z, les barres, A la barre de tête, Z la barre de pied et on ajoute le numéro du lingot et de la coulée, par exemple : 738 A 3.

4/ Préparation définitive des barres

Les barres sont ensuite dressées dans des machines à rouleaux qui ont l'inconvénient de créer dans le rail des tensions internes. La valeur du travail mécanique nécessaire pour exécuter le dressage donne une mesure des tensions créées au cours de cette opération que les fabricants de rails cherchent à réduire au minimum.

La mise en longueur exacte est faite à la scie en même temps que l'on procède éventuellement au perçage des trous d'éclissage. Pour éviter de créer des amorces de fissures sur les bords des trous, au cours de cette opération, on utilise un outil double qui permet d'opérer en une seule phase et d'obtenir une surface finie lisse sur laquelle les grains ont été coupés au lieu d'être arrachés.

- Tolérances sur les dimensions

En plus des indications concernant la qualité du métal, la Spécification Technique U.I.C. donne les tolérances admissibles sur les dimensions. Celles-ci sont représentées sur la fig. III-19.

Elle spécifie, en outre, que les flèches de dressage ne doivent pas dépasser 0,75 mm sur une base de 1,50 m.

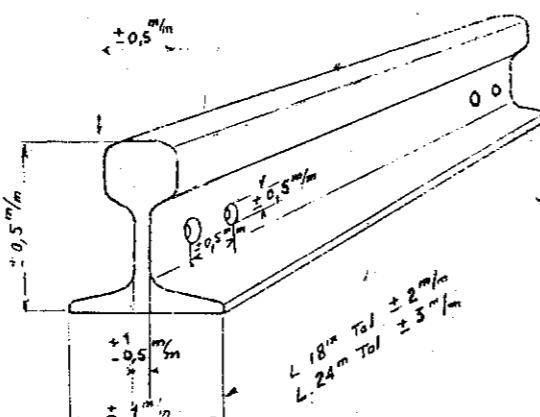


Fig. III-19. Tolérances sur dimensions.

H/ SOUDURE ET RECHARGEMENT DES RAILS

1/ Soudabilité des aciers à rails

Il nous faut distinguer les deux types d'acier concernés :

- acier à rails de qualité courante,
- acier au manganèse, pour les coeurs d'appareils de voie et dont la description se trouve au chapitre correspondant.

a/ Nous avons vu (fig. III-10) l'importance des transformations dans le diagramme Fe - C. La considération de ce diagramme est fondamentale pour l'étude des problèmes de soudabilité.

La soudabilité d'un alliage est son aptitude à conserver ses caractéristiques initiales dans les parties atteintes par l'opération de soudure (chauffage).

Or, les altérations les plus nocives se manifestent par l'apparition de structures trempées fragiles aux abords de la soudure. L'état de trempe est très inquiétant pour les aciers fortement trempants, comme le rail, au point que, sous les contraintes dues au retrait, des fissures peuvent apparaître.

Dans les aciers à rails il n'est pas nécessaire de réaliser une trempe en usine pour provoquer une formation de martensite. Du fait de leur conductibilité suffisante, un échauffement local provoqué par un patinage, un amorçage d'arc, etc. conduisent à cette structure fragile. Les contraintes résiduelles l'accompagnant peuvent donner naissance à des micro-fissures.

On améliore alors la soudabilité en chauffant le métal de base, avant soudure, vers 350° ; ce préchauffage a pour but de diminuer la vitesse de refroidissement après soudure en dessous de la vitesse critique de trempe, donc d'éviter la formation de structures trempées.

b/ Les coeurs pour appareils de voie sont en acier "Hadfield" contenant de 12 à 14 % de manganèse avec 1 à 1,4 % de carbone, qui se caractérise par une fragilité réduite due à sa structure austénitique à la température ambiante. Celle-ci, après écrouissage, présente une résistance remarquable à l'usure.

On procède cependant à une trempe à l'eau après réchauffage à 1050° pour éviter une légère précipitation de carbures qui entraînerait une certaine fragilité.

La structure austénitique obtenue est hors d'équilibre à la température ordinaire ; elle se détruit avec précipitation de carbone sous l'effet d'une élévation progressive de la température : cela explique l'interdiction de tout préchauffage de ces aciers et même les précautions à prendre pour éviter tout échauffement local à l'occasion de travaux.

Le soudage, dans les travaux exécutés sur les matériaux de voie, ne peut être exécuté qu'avec des moyens simples, mais doit respecter les impératifs que nous venons de définir pour chacun des aciers utilisés. En outre, le soudage ne doit pas provoquer de fissuration ou de ruptures par l'adjonction de contraintes à celles mêmes de la construction.

2/ Les procédés de soudage

Les procédés utilisés et jugés satisfaisants au point de vue voie sont les suivants :

- a/ Procédés peu usités : Soudage au chalumeau
Soudage à l'arc électrique (procédé Sécheron) (1)

Ces méthodes lentes et coûteuses exigent, en outre, une excellente qualification professionnelle de la part de ceux qui les mettent en oeuvre.

- b/ Procédés nouveaux : Soudage sous flux ou laitier conducteur

Bien que ces techniques soient connues et bien au point, leur application à la solution des problèmes ferroviaires voie en est à ses débuts seulement.

c/ Le soudage électrique en bout par forgeage porte les pièces à souder à la température convenable, en les faisant parcourir par un courant électrique, suivant trois procédés différents : par résistance pure, par étincelage ou en combinant ces deux modes.

- Par résistance pure

Les pièces à souder sont d'abord mises bout à bout et pressées entre elles pour assurer un bon contact. Le courant électrique qui les parcourt ensuite les échauffe par effet Joule ($Q = Rf^2t$). Lorsque la température convenable est atteinte, on procède au forgeage par refoulement : il en résulte le raccourcissement des pièces et la formation d'un bourrelet tout autour du joint de soudure.

Ce mode de chauffage présente des inconvénients dont les plus importants sont :

- la nécessité d'un bon contact aux abouts, d'où une préparation soignée ;
- une importante dépense d'énergie car, du fait de la faible résistance de contact, la chaleur n'est pas localisée au plan de soudure ;
- la nécessité d'un bon découpage des extrémités en contact qui doivent être exemptes d'oxydes susceptibles d'être emprisonnés au forgeage.

- Par étincelage continu

Le contact des pièces à souder se localise à leurs aspérités. Le courant électrique se trouve alors concentré en ces points qui sont sièges d'échauffements intenses : le métal est porté à température d'ébullition et les contacts éclatent en gerbes d'étincelles laissant à leur place un cratère. Un nouveau rapprochement des pièces provoque de nouveaux contacts et le processus recommence. Au bout d'un certain temps, la totalité des surfaces à souder est portée au blanc soudant et on termine l'opération par un forgeage qui expulse les parties liquides et assure la soudure.

(1) Ce procédé n'est pas utilisé en France. Il est d'exécution délicate, mais s'effectue sans interruption des circulations. Le métal fondu est guidé par des plaques de cuivre.

Dans ce procédé, la chauffe est plus localisée que dans le précédent : on est assuré d'atteindre le blanc soudant en dépensant moins d'énergie. En outre, les surfaces ne nécessitent pas de préparation et le processus même en assure un bon nettoyage.

Ce procédé s'est développé en U.R.S.S. qui a mis en service des soudeuses mobiles sur wagons basées sur ce principe.

- Par chauffage mixte

C'est le système utilisé dans les ateliers de la voie de la S.N.C.F. et qui consiste à combiner les deux procédés précédents :

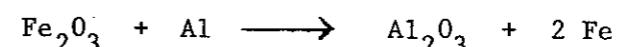
Dans une première phase (dite de préchauffage) par une série d'avances et de reculs des pièces, on procède à des mises en contact successives de durée limitée (2-3 sec.) au cours desquels les pièces s'échauffent par effet Joule pur. A ceci s'ajoute un certain effet d'étincelage juste au moment des mises en contact et des écartements des pièces (étincelage et arcs de rupture de courant). Lorsque les pièces sont suffisamment chaudes, la phase suivante d'étincelage proprement dit s'établit, amenant les abouts à température de soudage.

On termine l'opération en soudant les pièces par forgeage.

Dans tous les cas, le soudage proprement dit est assuré par le forgeage. Cette phase terminale de l'opération est très importante, elle assure la liaison intime des deux parties métalliques et expulse, lors de la soudure, les parties liquides et notamment les oxydes à températures de fusion inférieures à celles de l'acier. Cette particularité confère à la soudure en bout des qualités de résistance très proches de celles de l'acier et rend ainsi ce procédé supérieur à tous les autres.

d/ Le soudage aluminothermique

Le mélange, dans certaines conditions, d'oxyde de fer (Fe_2O_3) et d'aluminium (Al) en présence d'une source de chaleur suffisante, provoque une réaction exothermique ($3\ 000^\circ$) donnant de l'alumine (Al_2O_3) qui surnage sur le fer



Les abouts sont "enveloppés" dans un moule (carcasse métallique et sable de fonderie) destiné à recevoir la coulée. Puis un préchauffage de l'intérieur est exécuté pendant quelques minutes. Il a pour but :

- d'étuver le moule,
- de porter les parties à souder à environ 800° afin de faciliter la fusion lors de la coulée.

Un creuset est installé au-dessus du joint à réaliser. Il contient la charge. Dès l'allumage de celle-ci, la réaction s'amorce, elle dure de 15 à 20 sec. L'acier, plus lourd, descend au fond du creuset, le corindon restant à la partie supérieure et protégeant l'acier liquide des effets d'oxydation de l'air extérieur. La coulée est alors exécutée. Elle est suivie du démoulage, de l'ébarbage, puis de la finition du profil.

Le temps consacré au préchauffage est toutefois relativement long et cela est une gêne pour certaines opérations de réparation, car on doit interdire les circulations de trains pendant le travail. Aussi, ont été mis au point des procédures réduisant le rôle du préchauffage au séchage des rails et du moule. La quantité de chaleur nécessaire à la fusion des rails doit alors être apportée en totalité par la charge de soudure qui est, de ce fait, plus importante.

Dans tous les cas il en résulte l'existence simultanée d'acier coulé et d'acier laminé, lorsque l'opération est terminée au droit des soudures. Mais les études poussées des charges et de leurs additifs ont rendu cette hétérogénéité sans inconvénients.

3/ Les réparations

Elles ont essentiellement pour but de remédier aux défauts provoqués par le passage des circulations (écrasement des abouts, empreintes de patinage). Elles mettent en oeuvre les postes classiques de soudage à l'arc avec électrodes dont les qualités chimiques, métallurgiques, géométriques ont été définies dans des "fiches d'agrément". Mais des essais sont en cours pour remplacer l'électrode par du "fil fourré" (soudage sous flux ou laitier conducteur).

Qu'il s'agisse de réparer des usures et écrasements d'about de rails ou des empreintes de patinage, le déroulement des opérations et les précautions à prendre sont les mêmes :

- meulage de préparation pour éliminer les parties écrouies, trempées et les fissures éventuelles,
- vérification de la bonne exécution de ce travail avec un produit "ressuant" (rouge organol),
- préchauffage à l'aide de rampes appropriées, sur une longueur précise, jusqu'à 350° environ,
- recharge immédiatement après la fin du préchauffage,
- meulage de finition,
- vérification de la non existence de micro-fissures résiduelles ou liquide ressuant,
- vérification après passage d'un certain nombre de circulations au détecteur par ultra-sons.

Lorsqu'il s'agit de recharger ou de réparer un cœur au manganèse, le réchauffement est l'ennemi d'un travail correct. Il n'y a donc pas de préchauffage. En outre, le meulage est fait avec précautions pour éviter les échauffements locaux. Enfin le soudage lui-même s'exécute selon des techniques particulières : électrodes de 350 mm de longueur - dépôse de cordons courts.

I/ LES DEFAUTS DES RAILS

Tout rail posé sur la S.N.C.F. fait l'objet de l'établissement d'une carte perforée donnant les caractéristiques principales du rail et de son lieu de pose. Ensuite, toute avarie, ou toute rupture de rail se traduit par l'établissement d'une autre carte perforée. La comparaison de ces deux fichiers avec celui tenu par les usines productrices permet de nombreuses études statistiques et surtout des études technologiques sur l'incidence que peuvent avoir les divers facteurs de forme et de fabrication sur les avaries de rails : ces fichiers jouent donc un rôle fondamental dans les progrès possibles de la métallurgie du rail.

Le tableau suivant donne les statistiques 1969 des ruptures et avaries sur la S.N.C.F. :

	Ruptures 1969	Avaries 1969		
	Nombre	%	Nombre	%
Eclissage (étoilures des trous)	42	5,4	206	0,9
Abouts des barres	61	7,8	2 156	9,4
Patinages caractérisés	133	17,2	9 375	40,6
Fissures transversales internes	104	13,3	2 762	11,9
Fissurations de l'âme	5	0,6	34	0,14
Fentes longitudinales au patin	13	1,7	14	0,06
Fissurations horizontales du champignon	7	0,9	2 231	9,6
Schelling	1	-	283	1,2
Soudures (électrique et alumino-thermique)	321	41,2	1 649	7,1
Chanfreinages	-	-	848	3,7
Divers	93	11,9	3 550	15,4
	780		23 108	100,-
Retraits pour 100 km de voie	14,0		545	

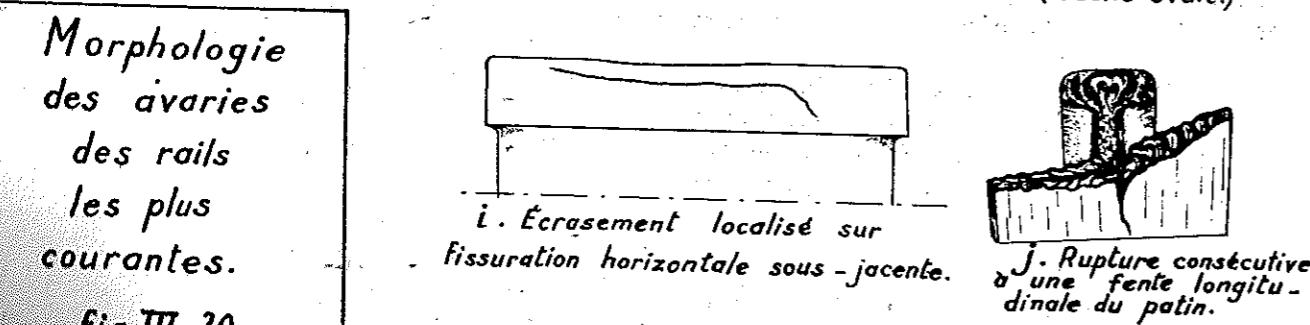
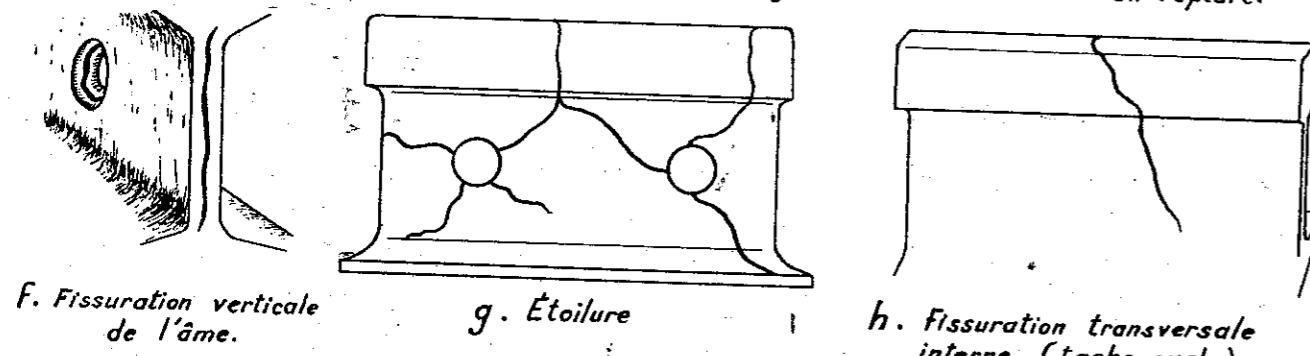
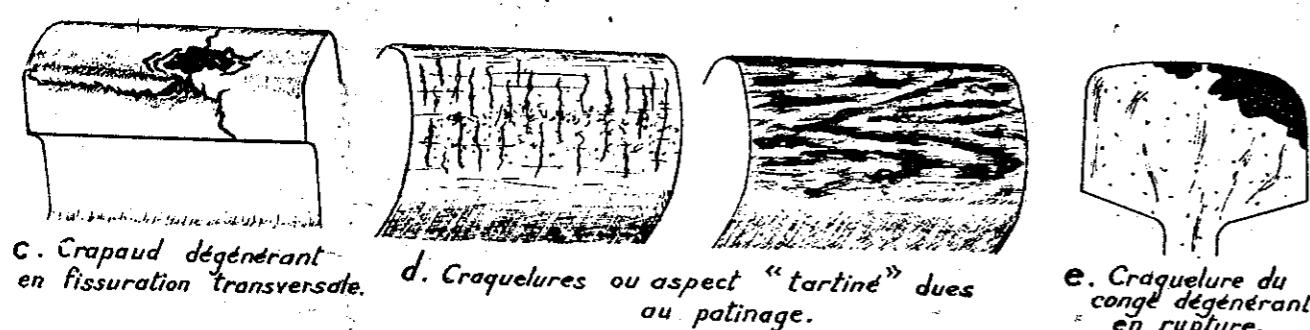
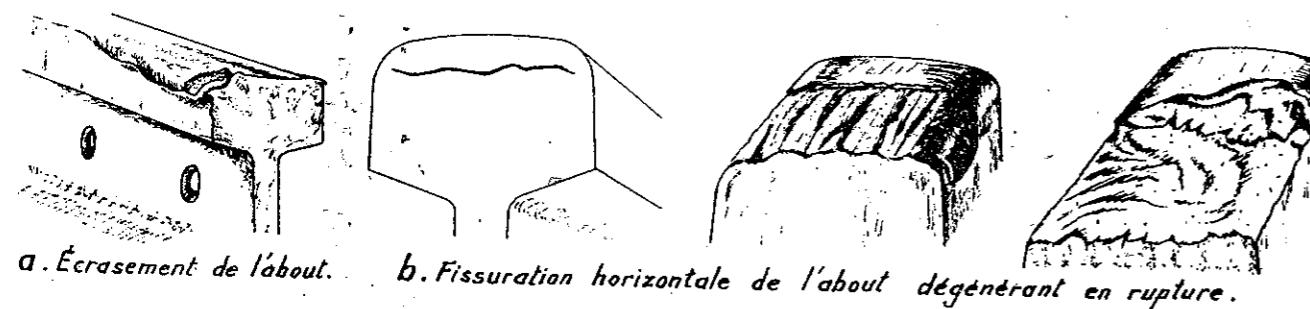
Les politiques des divers réseaux en matière de remplacement de rails ne sont pas les mêmes ; c'est ainsi que sur la S.N.C.F. le nombre d'avaries est beaucoup plus important que le nombre de ruptures, car sa politique de prudence consiste à déposer les rails en voie avant que ces avaries ne risquent de dégénérer en ruptures. Il n'en est pas de même dans d'autres réseaux.

D'un autre côté, les défauts ont évolué. Les ruptures brusques, très craintes il y a 40 ans, ont maintenant cédé la place aux ruptures de fatigue, ce qui s'explique par l'amélioration de qualité due aux Cahiers des Charges d'une part, l'augmentation des charges d'autre part.

Pour permettre au personnel d'entretien de reconnaître et de désigner sans ambiguïté les défauts constatés sur les rails en service, un album a été établi sous l'égide de l'U.I.C. La fig. III-20 donne des extraits de cet album montrant les avaries les plus fréquentes et celles qui peuvent avoir les plus graves conséquences.

On peut classer les défauts en trois groupes :

- défauts dûs à la fabrication,
- défauts dûs à l'utilisation,
- usure ondulatoire.



Morphologie des avaries des rails les plus courantes.

Fig III-20

1/ Défauts dûs à la fabrication

La retassure et la ségrégation sont à l'origine des fissurations horizontales ou verticales que l'on voit apparaître soit en pleine barre, soit surtout aux abouts. Dans la partie ségrégée, le métal est hétérogène, lardé de petits canaux remplis d'impuretés (notamment S), n'ayant aucune résistance mécanique, et dans lesquels s'amorcent des fissures qui s'étendent ensuite par cheminement. Ces fissurations intéressent le plus souvent le champignon ou le raccord de l'âme et du champignon (surtout si les charges sont très fortes eu égard au profil utilisé).

La mauvaise orientation des dentrites et les soufflures éclatées au cours du laminage sont à l'origine des fentes longitudinales au patin. Nous avons vu que, grâce à la disposition des cannelures fendeuses, ce défaut a maintenant complètement disparu.

Les soufflures de peau, étirées par laminage et la structure fibreuse, sont vraisemblablement les causes des écrasements que l'on constate dans certains rails sous le passage des charges : l'anisotropie de l'acier laminé est poussée à un degré excessif et l'écrouissage de la bande de roulement dégénère en un écoulement latéral avec formation de bavures, puis désagrégation superficielle du métal.

Les hétérogénéités internes subsistant dans l'acier après son élaboration peuvent être la cause de fissurations internes de fatigue, appelées autrefois "taches ovales", maintenant officiellement dénommées "fissurations transversales" (fig. III-21). Ces hétérogénéités sont de deux ordres : il s'agit, soit de flocons gazeux, soit d'inclusions solides non métalliques.



Fig. III-21. Fissuration transversale interne (tache ovale).

Les flocons gazeux sont principalement attribués à l'hydrogène en solution dans l'acier liquide, non entièrement libéré lors de la solidification. La limite de solubilité de l'hydrogène dans l'acier décroît fortement avec la température, et ce gaz doit s'éliminer par diffusion. Or, la perméabilité du fer à l'hydrogène décroît aussi avec la température, avec une chute brutale aux environs de 250°. Si le refroidissement de l'acier est trop rapide, l'hydrogène dégagé dans la masse ne peut s'éliminer rapidement à l'extérieur. Sa pression partielle augmente et peut atteindre localement une valeur qui provoque une fissuration interne de faible dimension.

De même, les produits divers (alumine, ferro-silicium, ferro-calcium) utilisés pour désoxyder l'acier (calmage) en poche de coulée donnent naissance à des cristaux non métalliques qui peuvent ne pas décanter complètement dans le lingot. Malgré les chutages il subsiste alors dans le rail fini des inclusions dont certaines ont des angles vifs conduisant au minimum à des concentrations de contraintes, et parfois à des microfissurations.

Dans l'un comme dans l'autre cas, sous l'influence des circulations, les défauts (flocons, ou inclusions non métalliques) situés dans la zone du champignon où les contraintes de cisaillement atteignent leur plus grande variation, c'est-à-dire entre 10 et 25 mm au-dessous de la surface, peuvent induire des fissures qui se développent ensuite progressivement. La propagation vers le haut est plus lente que vers le bas, en raison de la présence de couches écrouies par le roulement, si bien que la rupture brusque se produit au moment où la fissure, débouchant à la partie supérieure du champignon dont elle intéresse alors toute la section, deviendrait visible.

Le phénomène du flocon est le plus répandu dans les aciers durs à haute teneur en carbone. C'est pourquoi il a été connu très tôt aux U.S.A. qui ont, de bonne heure, utilisé couramment ces aciers. La méthode la plus répandue pour lutter contre ce défaut, et qui a donné de bons résultats, consiste à ralentir le refroidissement des rails, en les maintenant empilés dans des enceintes fermées. On laisse ainsi à l'hydrogène le temps de diffuser vers l'extérieur. Un autre moyen consiste à dégazer l'acier à l'état liquide, en faisant passer la poche de coulée dans une cloche à vide. Enfin, certaines aciéries, utilisant le four électrique, s'efforcent de conduire l'élaboration de l'acier en maintenant très basse, à tout moment, la teneur en hydrogène.

Les inclusions solides non métalliques sont, par contre, la cause essentielle des défauts dans l'acier de qualité ordinaire. Il faut s'efforcer de diminuer la teneur résiduelle en cristaux, principalement les silicates, responsables de ce défaut. Comme on ne peut entièrement les éliminer, on a été conduit à mettre au point une méthode de sondage aux ultra-sons appelée RALUS dont il a été question à propos des opérations de réception.

La qualité de l'acier à rail est donc beaucoup moins une question de procédé d'élaboration que de propreté du métal, puisque c'est la plus grande homogénéité qui permet d'avoir un acier à rail de haute qualité.

Un défaut de type analogue se produit sous le nom de "shelling" au niveau de la bande de roulement du champignon dans les rails situés en haut de courbes ; c'est un défaut tout à fait voisin de la tache ovale, dans laquelle des écailles, ou même des ruptures en forme de coquillage, se produisent. Ce phénomène est particulièrement rendu sensible dans les rails durs où l'usure est faible surtout si l'on procède à un graissage abondant, et où l'on maintient ainsi toujours au même niveau la zone de concentration des contraintes maximales.

Signalons enfin quelques défauts de laminage ou de parachèvement tels que des repliures ou des pailles.

2/ Défauts dûs à l'utilisation

Les principales causes de défauts de rails attribuables aux bandages sont les ruptures fragiles provoquées par les méplats et les patinages.

Les instructions relatives à la surveillance du matériel roulant fixent une tolérance pour les méplats des bandages, qui est de 1 mm pour les voitures et de 3 mm pour les wagons, mais il arrive que ces tolérances soient accidentellement dépassées, et il suffit d'un seul véhicule affecté d'un méplat important pour déterminer des ruptures en série sur un même tronçon de ligne ; c'est ainsi que sur Montpellier-Nîmes, le 30 janvier 1947, une voiture, dont un bandage comportait un méplat de 20 mm sur 18 cm de longueur, a provoqué 267 ruptures de rails (profil LP 48 kg). La température (- 10°) qui régnait à cette époque a aggravé l'effet du méplat, car la fragilité de l'acier dur augmente très rapidement à basse température.

L'importance pratique des patinages est plus grande encore ; dans certaines zones de démarrage des trains lourds (à l'amont de signaux) les traces de patinage sont extrêmement nombreuses et les rails n'ont qu'une vie très courte ; le patinage produit une élévation locale de température qui peut aller jusqu'à la fusion ; la chaleur développée se diffuse très rapidement dans le métal environnant, et il en résulte une véritable trempe avec production d'un réseau de fissures capillaires qui dégénèrent rapidement en "crapaud", c'est-à-dire en dénivellation locale du champignon pouvant atteindre une profondeur de 3 à 4 mm sur une longueur de quelques centimètres.

Le patinage peut d'ailleurs affecter des parcours prolongés (cas des locomotives électriques à essieux indépendants dont un moteur s'emballe dans une rampe ; cas des locomotives que l'on fait circuler à une vitesse supérieure à celle pour laquelle elles sont construites et qui, après un début de patinage, ne reprennent leur vitesse de régime qu'au bout d'un long parcours). Nous avons vu que le rechargement par soudure à l'arc a apporté un remède nettement plus économique que le remplacement pur et simple du rail.

3/ Usure latérale

Elle se manifeste dans les courbes, surtout de faible rayon, et peut être combattue par l'utilisation de rails durs ou par le graissage (1) modéré pour limiter l'apparition de shelling.

4/ Usure ondulatoire

Certains rails sont sujets, quelques mois ou quelques années après leur pose, à l'apparition de défauts périodiques de surface de longueur d'onde constante pour un site donné. Ce phénomène, connu sous le nom d'"usure ondulatoire", présente deux aspects caractéristiques :

1°/ L'usure courte - La table de roulement du rail présente une succession de taches brillantes, de 6 cm environ de longueur d'onde qui sont les sommets d'ondulation où le rail a subi une trempe superficielle. La profondeur des creux, sensible à partir de 4 à 5/100 de mm, peut aller jusqu'à 2 ou 3/10. Ce phénomène, mal expliqué, est certainement dû à plusieurs causes simultanées : nature du rail, action des galets des machines à dresser en usine, oscillations de relaxation des roues, transversales en courbe, longitudinales en alignement.

2°/ L'usure longue - de 0,10 m à 2 m de longueur d'onde, difficile à discerner car le rail ne présente pas de zone trempée. Cette usure est presque certainement la conséquence d'une abrasion du rail sous l'action de la charge verticale dynamique de roue. L'étude mathématique d'un modèle mécanique simplifié du contact rail-roue, sur une voie affectée de défauts aléatoires et basée sur l'hypothèse raisonnable d'une usure logarithmique du rail (2), en fonction du nombre de passages, conduit à l'amplification de défauts correspondants à certaines longueurs d'onde critiques.

Ces deux phénomènes conduisent à d'importantes variations périodiques de charge dynamique de roues lorsqu'il y a résonance entre la fréquence d'excitation et la fréquence propre du système roue-voie. A 180 km/h pour $\lambda = 1,60$ m, on a trouvé des variations de ± 50 % sur une roue de 10 tonnes. Il s'ensuit une fatigue importante du matériel de voie et un bruit désagréable.

Le seul remède actuel est un meulage effectué à l'aide d'un train spécial équipé de 24 ou 48 meules rotatives par file de rail reconstruisant un profil correct.

(1) Le graissage est soit réalisé automatiquement par les locomotives, à partir d'un rayon limite (France), soit à partir de graisseurs fixes, les roues des circulations entraînant la graisse sur quelques centaines de mètres (Angleterre, USA).

(2) Cette hypothèse traduit le phénomène d'écrouissage progressif, donc de durcissement de la zone de contact.

J/ LE CONTRÔLE NON DESTRUCTIF DES RAILS

Depuis plus de trente ans, le contrôle non destructif des rails en voie a été introduit dans les administrations ferroviaires ; c'est aux U.S.A. que ce contrôle apparut tout d'abord, pour garantir la sécurité sur certains réseaux dont les rails présentaient un fort pourcentage de fissures transversales internes du champignon, qui atteignent la section totale du champignon avant de devenir visibles, et par conséquent dégénèrent rapidement en ruptures. Après la fin de la deuxième guerre mondiale les administrations ferroviaires européennes, en particulier la S.N.C.F. et la D.B., ressentirent impérieusement la nécessité d'un tel contrôle portant annuellement sur plusieurs milliers de kilomètres (15 000 environ sur la S.N.C.F.).

C'est également vers la même époque que, avec d'autres réseaux européens, la S.N.C.F. a introduit le contrôle non destructif, en atelier, de rails qui, déposés des voies principales les plus chargées, pouvaient encore assurer un long service sur des voies moins sollicitées.

Les premières voitures de contrôle mises en service par la Société SPERRY et qui fonctionnent toujours sur les réseaux américains étaient des voitures équipées d'un dispositif de détection par induction.

Des sabots balais, en contact avec la surface de roulement des rails, envoient un courant électrique dans celui-ci. Un champ magnétique s'établit autour du rail, champ qui, au droit de solutions de continuité internes ou externes du métal, subit des distorsions que des bobines chercheuses détectent. Ces bobines sont à leur tour traversées par un courant qui, une fois amplifié, déclenche des relais provoquant simultanément un enregistrement sur une bande de papier et une projection de peinture sur le rail au droit du défaut détecté. Cette magnétisation n'a aucun caractère rémanent.

Quelques années après la guerre, la Société TELEWELD de CHICAGO développa des voitures de contrôle électromagnétiques dont la S.N.C.F. acheta l'équipement pour l'installer sur deux voitures "Télédecor" actuellement en service. Dans les voitures Télémeld, un ou deux groupes d'électro-aimants puissants magnétisent à saturation le champignon des rails ; la détection proprement dire est effectuée, comme dans le cas des voitures Sperry, par des bobines étalonées dans lesquelles se produisent de faibles tensions induites, variables suivant les champs magnétiques rémanents locaux existant au droit des fissures internes. Les courants induits amplifiés excitent des relais enregistreurs et provoquent en même temps des projections d'un fluide liquide au droit des défauts présumés.

Dans ce procédé, c'est donc le magnétisme rémanent qui est à la base de la détection et qui nécessite l'équipement de bobines démagnétisantes sur la voiture d'auscultation.

Un autre procédé de contrôle non destructif, mettant en application les propriétés de propagation des ondes ultra-sonores en milieu solide, s'est développé parallèlement, sous forme d'appareillages tout d'abord portables, puis semi-portables utilisant la méthode de sondage par échos d'impulsions. Sur l'oscillographe d'un sondeur U.S., monté sur un châssis roulant sur la voie et alimenté par un petit groupe électrogène ou par batterie, l'on affiche le temps nécessaire à une impulsion ultra-sonore très brève, de l'ordre de la milliseconde, pour parcourir aller-retour la distance entre un ou plusieurs palpeurs émetteurs récepteurs qui glissent sur la surface de roulement des rails, et le dessous du patin du rail. Si un défaut se trouve sur le trajet de l'onde ultra-sonore, il réfléchit cette onde ou la disperse suivant l'orientation qu'il a. Il est possible ainsi de préciser la position et l'orientation du défaut par l'écho intermédiaire qui apparaît sur l'écran du tube cathodique.

Dans une étape ultérieure, la S.N.C.F. a complété par un appareillage ultra-sonore ses groupes de contrôle en parallèle avec le dispositif électromagnétique ; les "top" de défauts apparaissent sur un même support. La présence sur un même engin de deux appareillages d'auscultation fonctionnant sur des principes différents est de nature à lever certaines imprécisions inhérentes à l'un ou l'autre des principes, en même temps d'ailleurs qu'elle permet de ramener le taux de retraits/km à un taux économique, compatible avec les impératifs de sécurité. L'appareillage ultra-sonore très sensible, donc découvrant les défauts qui ne sont pas encore dangereux, peut conduire à des déposes inconsidérées de rails lorsqu'il est employé seul ou bien à prendre des risques de ruptures de rails.

Il existe néanmoins des voitures d'auscultation utilisant uniquement le sondage ultra-sonore (draisines S.N.C.F., D.B., Japon).

Par contre, en Atelier-Magasin, le contrôle des rails de remplacement est effectué uniquement par ultra-sons, car lorsque des rails sont appelés à être reposés pour "une seconde vie", il y a tout intérêt à éliminer tous les défauts, même encore peu évolués.

Tout récemment la S.N.C.F. vient de réaliser un progrès important en montant sur ses voitures un dispositif de mesure de l'extension des fissures transversales du champignon. En effet, des études poussées ont permis de dégager les lois de propagation des défauts de fatigue (1). La connaissance exacte de l'importance d'un défaut permet donc de préciser le temps pendant lequel il peut être maintenu en voie sans que la rupture intervienne, et de fixer ainsi la périodicité de passage des voitures d'auscultation.

(1) Cette loi est de la forme $y = yo^{2 \frac{x}{5}}$, y étant le pourcentage du défaut par rapport à la surface totale du champignon, et x le tonnage supporté.

CHAPITRE IV

TRAVERSES ET ATTACHES

A/ GENERALITES

La transmission des efforts entre rail et ballast se fait par des traverses qui assurent en même temps la constance de l'écartement. Nombre d'essais ont eu lieu dans divers pays de dalles jointives en béton armé ou de cadres en longrines, mais ces essais n'ont encore marqué aucune supériorité sur les traverses permettant de justifier leur prix de revient beaucoup plus élevé (au moins trois fois).

L'intérêt de ce type de pose est d'offrir une résistance aux efforts latéraux beaucoup plus élevée que la pose classique sur traverses.

On peut étudier la stabilité des dalles grâce à un modèle mécanique représentatif (fig. IV-1). Nous adopterons pour le calcul les notations suivantes :

- $E_1 I_1$: rigidité du rail dans le sens vertical,
 - $E_2 I_2$: rigidité de la dalle par file de rails,
 - k : "module de voie" de la voie classique,
 - k_1 : rigidité linéique des dispositifs de fixation du rail sur la dalle
 - k_2 : module de voie sous dalle
 - $z_1 z_2$: déformées du rail et de la dalle.

On posera

$$k_1 = \mu_1 k \quad \text{et} \quad k_2 = \mu_2 k$$

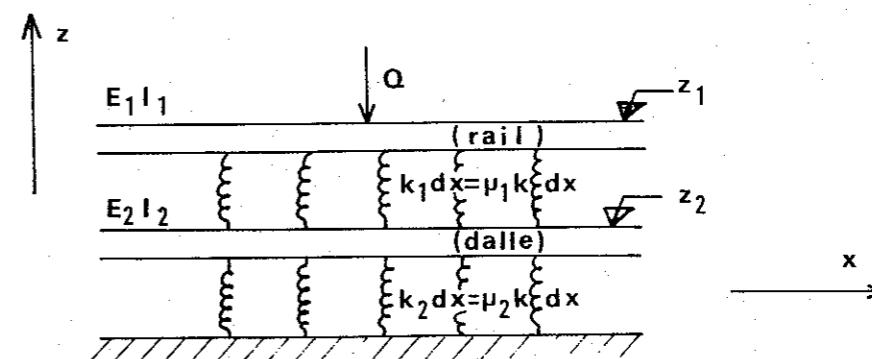


fig. IV.-1

Rappelons que l'élasticité de la voie classique est de l'ordre de 6,5 t/mm par file de rail, et l'amortissement de 0,2 à 0,3. Par contre, si la voie repose sur une plateforme rocheuse par l'intermédiaire d'une couche de ballast de 20 cm, la rigidité verticale h de la voie devient 16 t/mm, de sorte que, dans une voie sur bonne plateforme, l'aplatissement de la couche de ballast n'intervient que pour 2/5 dans l'enfoncement du rail, le complément étant apporté par le tassement de la plateforme elle-même.

Les déformées du rail et de la dalle sont données par les équations classiques :

$$\left\{ \begin{array}{l} E_1 I_1 \frac{d^4 z_1}{dx^4} = - k_1 (z_1 - z_2) - Q \delta(x) \\ E_2 I_2 \frac{d^4 z_2}{dx^4} = - k_2 z_2 + k_1 (z_1 - z_2) \end{array} \right.$$

La solution de ce système est :

$$\left\{ \begin{array}{l} z_1 = -Q \left[\frac{A}{8 \alpha_1^3 B} e^{-\alpha_1 x} (\cos \alpha_1 x + \sin \alpha_1 x) + \frac{D}{8 \alpha_2^3 E} e^{-\alpha_2 x} (\cos \alpha_2 x + \sin \alpha_2 x) \right] \\ z_2 = -Q \left[\frac{-A'}{8 \alpha_1^3 B} e^{-\alpha_1 x} (\cos \alpha_1 x + \sin \alpha_1 x) + \frac{D'}{8 \alpha_2^3 E} e^{-\alpha_2 x} (\cos \alpha_2 x + \sin \alpha_2 x) \right] \end{array} \right.$$

les coefficients étant des fonctions de $E_1 I_1 E_2 I_2$

Les équations dynamiques de z_1 et z_2 sont :

$$M_2 z''_2 = -k_2 z_2 + k_1 (z_1 - z_2)$$

$$M_1 z''_1 = -k_1 (z_1 - z_2)$$

d'où par transformation de Fourier :

$$Z_2 (-\omega^2 + \omega_2^2 + \omega_3^2) - Z_1 \omega_3^2 = 0$$

$$Z_2 (\omega_1^2) + -Z_1 (-\omega_1^2 + \omega^2) = 0$$

après avoir posé :

$$\frac{k_1}{M_1} = \omega_1^2 \quad \frac{k_2}{M_2} = \omega_2^2 \quad \frac{k_1}{M_2} = \omega_3^2$$

Les pulsations propres du système sont obtenues en calculant les racines en ω de l'équation :

$$|\text{determinant des coefficients}| = 0$$

soit :

$$\omega^4 - (\omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_3^2) \omega - \omega_1^2 \omega_2^2 = 0$$

La fig. IV-2 donne les résultats d'une application numérique faite avec du rail de profil U 36 ($E_1 I_1 = 420 \text{ t/m}^2$) et une dalle composée de 2 longrines de 90 cm de large et 20 cm d'épaisseur, entretoisées tous les mètres.

$$E_2 I_2 = 2400 \text{ t/m}^2$$

en prenant un module d'élasticité du béton de 400000 kg/cm^2

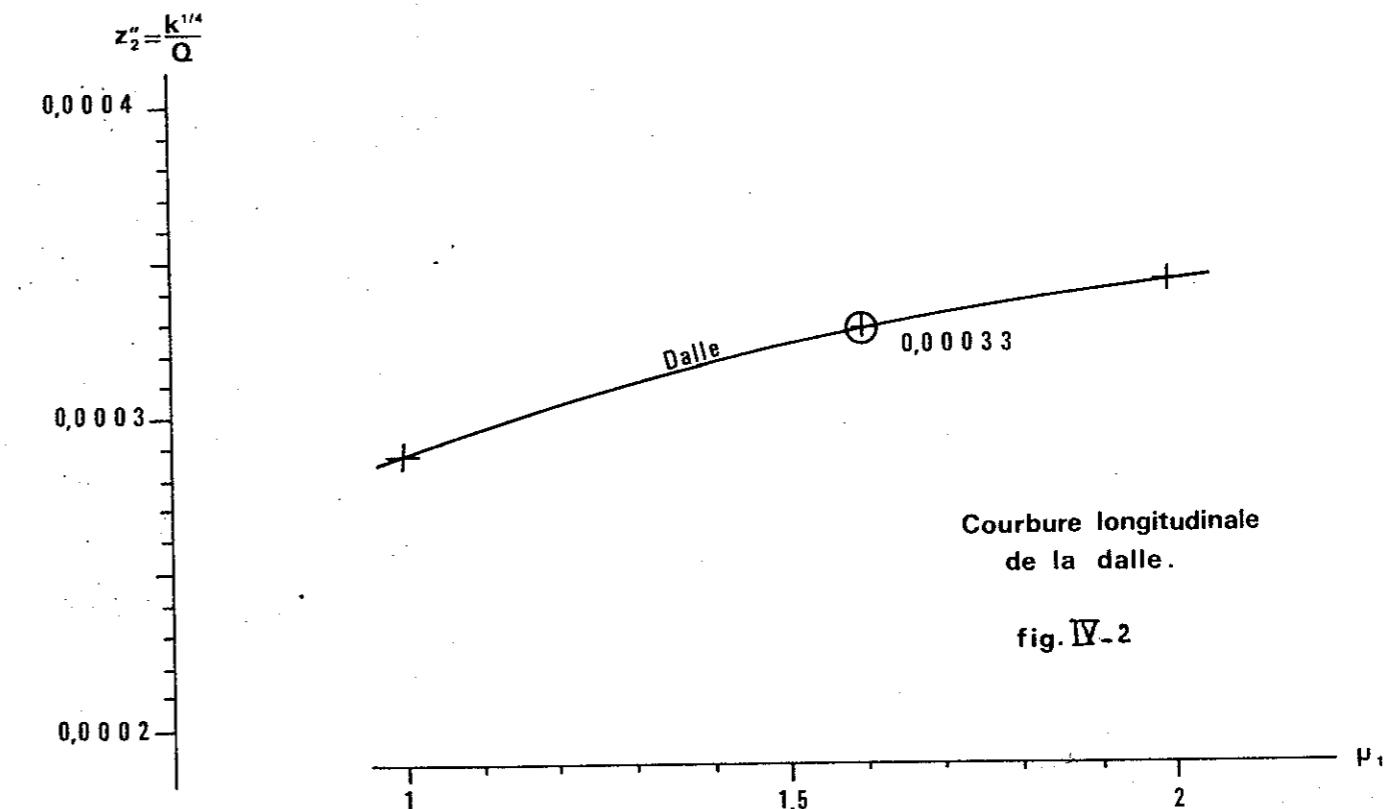


fig. IV-2

On constate que pour $\mu_1 = 1,6$ l'enfoncement du rail sous charge Q est identique pour la voie posée sur dalle et pour la voie classique.

$$z_1 \text{ en mètres} = 0,0782 \frac{Q}{k^{3/4}}$$

où Q est exprimé en tonnes et k en tonnes par mètres carrés.

On pourrait par conséquent considérer comme optimale une rigidité des dispositifs de fixation rail-dalle de $k_1 = 1,6 k$, l'enfoncement de la dalle étant alors sensiblement égal au 1/3 de celui des traverses classiques.

Mais ceci n'est valable que si l'on considère des essieux très espacés. Or lorsque les essieux sont suffisamment rapprochés (cas des bogies notamment) l'enfoncement maximal sous un groupe d'essieux est notablement plus élevé que celui qui règne sous un essieu isolé, ce qui modifie légèrement les résultats du calcul.

On peut dire en résumé que :

- moyennant un ferraillage approprié, le support rigide peut être constitué simplement de deux longrines de 90 cm de large x 20 cm d'épaisseur, avec entretoises de 20 x 20 cm espacées de 1 m environ ;
- les dispositifs de fixation rail-dalle doivent avoir une rigidité de l'ordre de 5 t/mm ;
- dans ces conditions, l'enfoncement de la dalle au passage d'un groupe de 3 essieux espacés de 1,60 m est de l'ordre de la moitié de celui des traverses d'une voie classique.

On disposerait ainsi d'une voie présentant les caractéristiques suivantes :

- 1°/ même élasticité què la voie classique vis-à-vis des véhicules ;
- 2°/ résistance transversale considérablement accrue.

Avec une telle voie le problème du déripage ne se pose pratiquement plus. Mais son coût est de l'ordre de trois fois celui d'une superstructure classique avec traverses en béton mixte.

Deux types de pose sur dalle sont à l'essai sur la S.N.C.F. entre Limoges et Uzerche, l'un avec fixations directes sur la dalle, l'autre avec traverses en béton mixte collées dans des alvéoles pratiqués dans la dalle.

Plus intéressants apparaissent les cas de pose directe faite sur certains ouvrages d'art en béton armé ou en souterrains. Nous citerons spécialement l'essai fait en France sous le souterrain de Monaco et dont la réalisation, voisine de celles des pays voisins, est conforme aux recommandations de l'U.I.C. La transmission des efforts du rail au radier en béton armé se fait par le moyen de deux selle métalliques successives avec des amortisseurs constitués par des semelles épaisses en caoutchouc (fig. IV-3). La selle métallique est fixée dans le radier en béton armé du souterrain au moyen de tiges scellées avec des résines époxydes. Ce type de pose est extrêmement onéreux mais peut présenter de l'intérêt par le gain d'épaisseur qu'il permet :

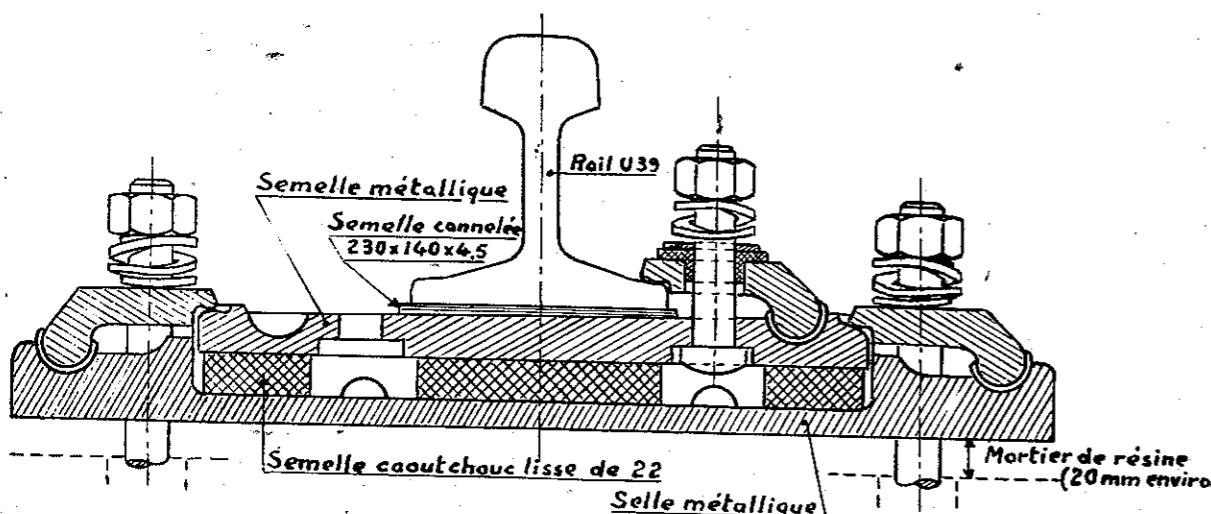


Fig. IV.3

- sur certains ouvrages d'art (passages inférieurs) où les cotes imposées de la voie et du sous-poutre sont incompatibles avec des types classiques de pose ;
- dans les souterrains où le prix plus élevé est compensé par un gain sur le volume total de terrassements à effectuer.

Un tel type de pose pourra se justifier économiquement dans le cas du tunnel sous la Manche.

Les traverses jouent trois rôles :

- transmettre les charges du rail au ballast,
- assurer l'écartement des deux files de rails,
- donner l'inclinaison du 1/20 au rail Vignole.

Mécaniquement les traverses sont soumises à la charge transmise par les rails qui n'est en général pas centrée, du fait des efforts latéraux exercés par les véhicules sur la voie et à la réaction de ballast qui dépend beaucoup des conditions d'appui des traverses. Les calculs que l'on peut faire ne sont donc que très approchés et n'offrent d'éventuel intérêt que pour les traverses en béton armé ou les traverses métalliques.

Néanmoins la fig. IV-4 permet de se faire une idée des conditions de répartition des efforts dans le cas d'une traverse normalement posée, c'est-à-dire appuyée au droit du rail sur le ballast, mais libre de tout contact dans sa partie centrale.

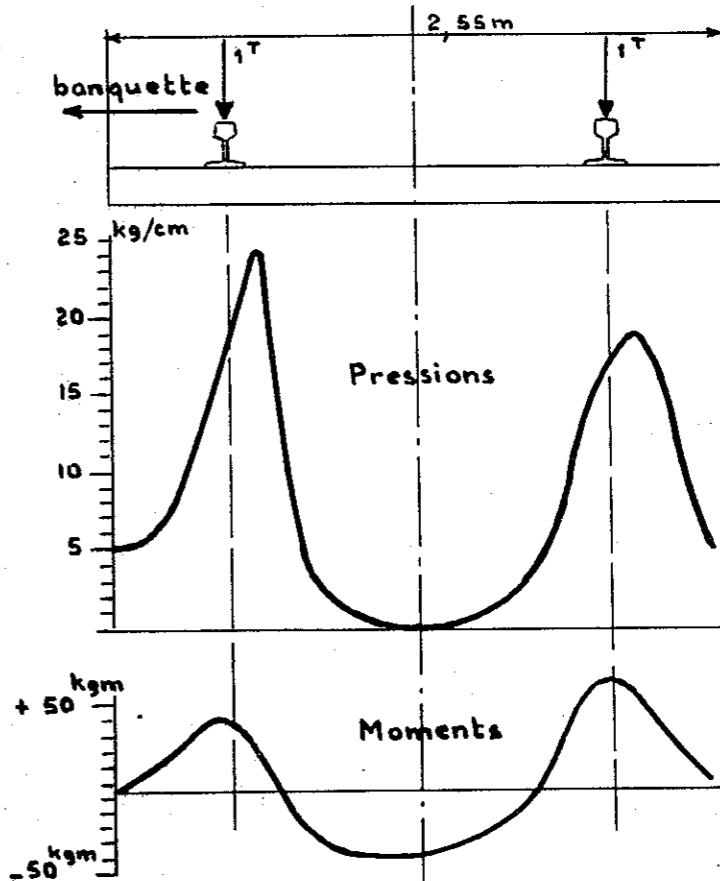


Fig. IV.4. Distribution des pressions et des moments (expériences de Cheddington)

Le bois s'est rapidement imposé comme le matériau le plus apte à remplir les fonctions exigées d'une traverse. La rareté du bois dans certains pays, ou à certaines époques, a conduit ultérieurement les chemins de fer à employer des traverses de substitution.

La traverse en acier qui a pris naissance en 1880 en Allemagne a constitué un débouché très intéressant pour l'industrie sidérurgique à la fin du siècle dernier. Plus récemment en France et dans d'autres pays d'Europe les traverses en béton armé ont pris un large développement. Cependant la traverse en bois est restée jusqu'ici la plus employée ; elle seule permet en effet dans les voies modernes d'assurer sans dispositifs spéciaux un isolement électrique suffisant entre les deux files de rails pour permettre l'utilisation de circuits de voie de signalisation automatique. Elle offre également, nous l'avons déjà signalé, de meilleures qualités de souplesse à la voie. Le principal inconvénient des traverses en bois réside dans leur sensibilité aux agents atmosphériques et dans l'absence d'homogénéité dans leur fabrication, ce qui conduit à des frais d'entretien relativement importants, frais qui sont sensiblement réduits dans le cas d'emploi de bois exotiques.

En réalité le choix d'un type de traverse est avant tout un problème économique, que l'on peut résoudre par un calcul de bilan actualisé, dans lequel on fait intervenir les éléments suivants :

- prix d'achat de la traverse et des dispositifs de fixation ou d'isolement spéciaux qu'elle impose ;
- durée de vie ;
- valeur de récupération ;
- frais d'entretien actualisés sur la durée de vie totale.

Sous cet aspect, les traverses en bois indigène et en béton sont sensiblement équivalentes en France, priorité étant donnée à l'emploi du bois dans le cas de plateformes médiocres.

Sur les 115 000 000 traverses existant dans les voies françaises, il y avait en 1970, 4,5 millions de traverses métalliques et 9,5 millions de traverses en béton armé, toutes les autres étant en bois.

B/ LES TRAVERSES EN BOIS

- PRODUCTION

La S.N.C.F. utilise actuellement environ 2 000 000 de traverses en bois par an. Cette production est assurée par environ 1200 scieurs qui, pour la plupart, travaillent encore dans des conditions artisanales. Mais la profession s'industrialise et il existe maintenant quelques unités de production, équipées de circuits mécanisés, qui assurent chacune une production annuelle de 30 000 à 50 000 traverses.

C'est dire que de plus en plus le gaspillage de bois brut doit être évité, et il importe d'extraire d'une grume le maximum de traverses (environ 6 par m³ de grume).

Cette fabrication de traverses comporte essentiellement trois stades :

- l'abattage des arbres, leur débardage, leur débitage en traverses blanches,
- la dessiccation, le frettage, l'entailage et le perçage,
- l'imprégnation.

Des règles précises fixent les époques d'abattage qui est interdit pour hêtre du 31 mars au 1er novembre.

Mais cette production doit être standard. Pour ce faire la Spécification Technique UIC 863-0, qui s'est substituée aux anciens Cahiers des Charges nationaux, mais qui en garde l'esprit, n'impose pas que les traverses soient équarries ni qu'elles soient absolument droites, mais elle exige que leur face inférieure soit plane, ait 2,60 m de longueur, et que les faces latérales lui soient sensiblement perpendiculaires.

Elle précise en outre que la face supérieure des traverses doit présenter une partie plane horizontale : "le découvert" qui est la zone destinée à être entaillée et à supporter les rails.

A partir de ces principes, la Spécification Technique classe les traverses dont la section peut avoir l'une des formes représentées sur la fig. IV-5, en 7 groupes, d'après leurs dimensions principales qui s'étagent :

- pour la largeur de la face inférieure (l) de 0,26 à 0,22 m
- pour l'épaisseur (e) de 0,16 à 0,13 m
- pour le découvert de la face supérieure (d) de 0,20 à 0,13 m

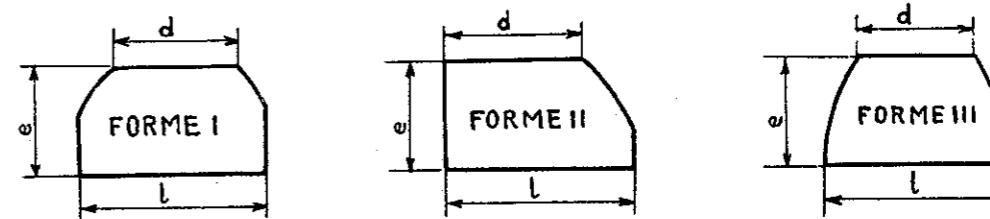


Fig. IV-5

Il faut noter que la traverse n'est en France qu'un produit de moindre choix de l'exploitation forestière ; elle n'est en effet débitée que dans les arbres ou parties d'arbres que leur forme ou qualité ne permet pas de réserver à de plus nobles produits (menuiserie, charpente). Il n'en est pas de même dans les bois exotiques où l'abattage et le débit des arbres de certaines essences ne se font qu'en vue de la production de traverses dont la qualité et l'équarrissage sont ainsi bien supérieurs à ceux des bois indigènes.

- NATURE DES BOIS

Les essences suivantes sont utilisées pour la fabrication des traverses :

ÉCOLE NATIONALE
DES PONTS & CHAUSSEES
BRUXELLES

- Bois tendre (pin notamment)

A l'exclusion des pays nordiques, les traverses en bois tendre ne sont pratiquement plus utilisées. Ce type de traverses était adapté à des rails à double champignon posés sur des coussinets en fonte présentant une grande surface d'appui.

- Chêne

Cette essence représente environ 80 à 85 % de la production indigène française.

Il s'agit d'un bois dur, à structure hétérogène, à aubier différencié, présentant une excellente résistance à la compression perpendiculairement aux fibres: 150 kg/cm² et à l'arrachement des tirefonds : de l'ordre de 6 à 7 tonnes. Le coeur naturellement durable est pratiquement réfractaire à l'imprégnation par les procédés actuellement utilisés en raison de l'obturation des vaisseaux. L'aubier peu durable est très facilement imprégnable. Il est donc normal d'accepter des traverses chargées d'aubier.

- Hêtre

Le hêtre représente 10 à 15 % de la production française. Il s'agit d'un bois dur, à structure homogène et à aubier non discernable. Il présente sensiblement les mêmes caractéristiques mécaniques que le chêne. La durabilité naturelle du hêtre est très faible. Toutefois, ce bois se laisse très facilement imprégner dans sa masse. Le principal défaut susceptible d'affecter le hêtre est "le coeur rouge"; il provient d'une réaction des cellules du bois à l'attaque d'un champignon. Les vaisseaux du coeur rouge sont obstrués, ce qui rend ce bois réfractaire à l'imprégnation, donc facilement attaquable par la pourriture.

- Bois divers

La S.N.C.F. utilise l'acacia, assimilé du chêne, l'orme et le charme assimilés au hêtre eu égard à leurs possibilités d'imprégnation.

- Bois exotiques

Ces bois sont d'une très grande résistance mécanique. Ils présentent en outre l'avantage de résister de façon remarquable aux agents de destruction. La S.N.C.F. achète la plus grande partie de ses bois à traverses au Cameroun et à l'un de ses Services annexes : le Consortium Forestier et Maritime, installé depuis 1920 au Gabon, et qui exploite une vingtaine d'essences dont les principales sont : l'eveuss, le bilinga, le tali et l'azobé, toutes ces essences présentant des caractéristiques voisines.

L'une des principales caractéristiques des traverses est la résistance à l'arrachement mesuré sur des tirefonds de 23 mm de diamètre à l'aide d'un appareil appelé extrahomètre et qui est une sorte de vérin à vis exerçant un effort vertical dans l'axe des tirefonds. Le chêne et le hêtre donnent des résistances comprises entre 6 et 7 tonnes, alors que la résistance des bois exotiques varie de 8 à 12 tonnes.

- Répartition des essences

En 1969, la S.N.C.F. a consommé :

1 605 000 traverses en chêne	81,1 %
215 000 traverses en hêtre	10,9 %
125 000 traverses exotiques	6,3 %
25 000 traverses en orme	1,3 %
7 000 traverses en charme	0,3 %
1 500 traverses en acacia	0,1 %

1 978 500

- PREPARATION DES TRAVERSES

Après leur réception dans les scieries, les traverses blanches sont expédiées vers les chantiers spéciaux de préparation où l'on procède aux opérations suivantes :

- Dessiccation

Les traverses sont stockées pour assurer la dessiccation du bois en piles aérées.

La durée du stockage varie avec l'essence :

- 4 à 6 mois pour le hêtre
- 8 à 12 mois pour le chêne.

- Frettage

En cours de dessiccation de nombreuses fentes apparaissent aux extrémités des traverses. Ces traverses sont alors frettées. Cette opération consiste à ceinturer l'extrémité de la traverse par un collier métallique énergiquement serré. En France les frettes utilisées sont constituées soit :

- d'un fer plat présentant à une de ses extrémités une boucle de fixation,
- d'un fer plat soudé électriquement,
- d'un fil rond soudé électriquement.

Il convient d'ajouter qu'un certain nombre de traverses, ne présentant pas après dessiccation de fentes importantes mais susceptibles de se fendre en voie, sont frettées à titre préventif.

- Entaillage - Percage

Cette opération est effectuée sur des machines semi-automatiques en fonction des impératifs suivants :

- type de pose auquel est destinée la traverse,
- écartement de la voie.

De fréquentes vérifications réalisées à l'aide de gabarits spéciaux assurent une qualité et une précision constante (les tolérances admises sont de l'ordre du demi millimètre).

IMPREGNATION

Produits

L'imprégnation est réalisée avec des produits dont les qualités sont résumées ci-après :

- pouvoir insecticide et fongicide maximal et constant dans le temps malgré de fréquents délavages,
- injection aisée et diffusion homogène dans les bois imprégnables,
- neutralité pour ce qui concerne :
 - les propriétés mécaniques du bois
 - le petit matériel de voie (semelles en caoutchouc, tirefonds, selles, etc)
- conservation du caractère isolant électrique du bois,
- absence de toxicité pour le personnel chargé de la manipulation des traverses tant en atelier qu'en voie,
- prix acceptable.

Seule la créosote, huile lourde provenant de la distillation du goudron de houille possède la plupart de ces qualités (1). Il peut seulement lui être reprochée une action destructrice des semelles en caoutchouc ; il convient donc, pour cette raison et indépendamment des économies qui résultent de la réduction de la consommation, de limiter la quantité de créosote introduite dans les traverses notamment dans les traverses en hêtre. Les qualités anticryptogamiques remarquables de la créosote sont dues aux huiles lourdes anthracéniques qui distillent entre 170° et 350° avec des proportions variables de fractions plus légères qui permettent d'obtenir une fluidité convenable. La production française actuelle de créosote est de l'ordre de 50 000 tonnes dont 20 000 environ sont utilisées pour l'injection des traverses.

Installation d'imprégnation

Les traverses sont chargées dans des chariots à arcades (fig. IV-6) pouvant recevoir chacun une quarantaine de pièces.

Ces chariots roulent sur une voie étroite pénétrant dans un cylindre d'imprégnation (autoclave) (fig. IV-7) dont les extrémités sont obturées par des portes étanches.

La longueur des autoclaves varie de 10 à 30 mètres ; elle permet de traiter 150 à 400 traverses au cours d'une même opération.

Procédés d'imprégnation

Il existe deux principaux procédés d'imprégnation basés tous deux sur l'utilisation du vide et de la pression.

(1) La créosote est réceptionnée d'après des caractéristiques physiques (température de liquéfaction, matière insoluble dans le benzol, teneur en eau, fractions de distillation, teneur en phénol et en naphtalène).

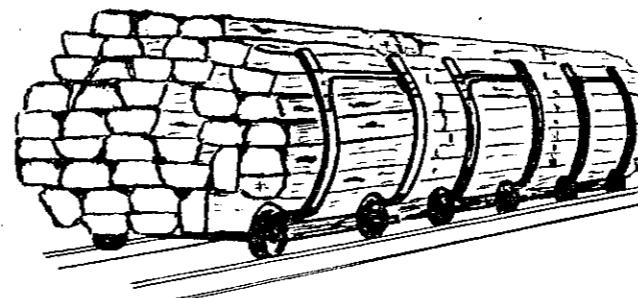


Fig. IV-6. Chariots à arcades

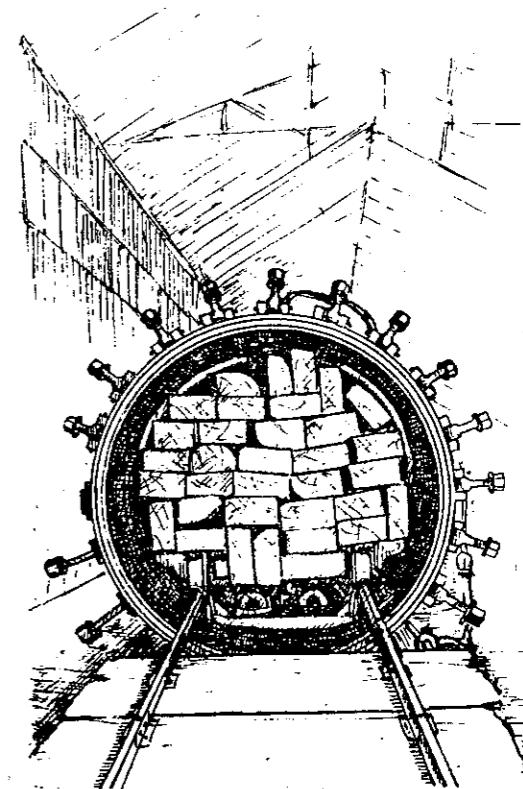


Fig. IV-7. Cylindre d'imprégnation

Procédé BETHELL dit à cellules pleines.

Dans ce procédé (fig. IV-8) la succession des phases est la suivante :

- vide à 65 cm de mercure pendant 30 mn en vue d'extraire l'air contenu dans le bois,
- remplissage du cylindre d'imprégnation avec l'antiseptique (à la température de 90°C s'il s'agit de créosote),
- pression de 8 à 9 bars pendant 60 mn environ (avec chauffage à 90° C s'il s'agit de créosote),
- vidange de l'antiseptique,
- vide à 60 cm de mercure pendant 20 mn dit "vide de ressage" destiné à éliminer le liquide en excédent.

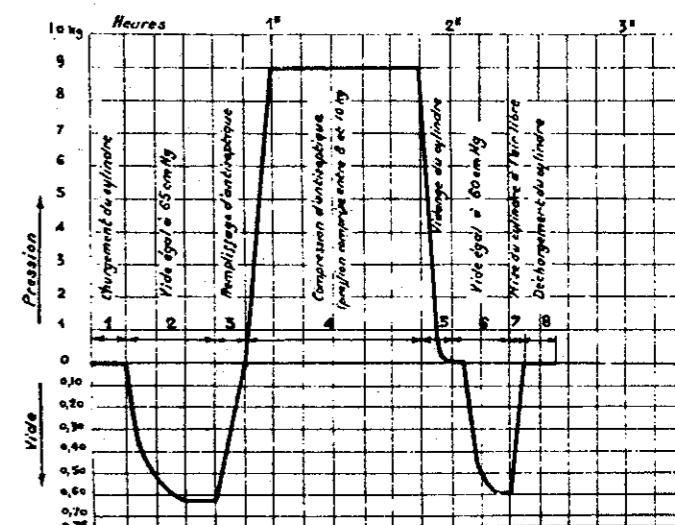


Fig. IV-8. Graphique du procédé BETHELL

- Procédé RUPING dit à cellules vides.

Dans ce procédé (fig. IV-9) les phases principales sont les suivantes :

- pression d'air de 0,5 à 4 bars pendant 30 mn,
- remplissage avec l'antiseptique (à la température de 90° C s'il s'agit de créosote) en maintenant la pression initiale,
- pression de 8 à 9 bars pendant une durée comprise entre 1 h-15 mn et 3 h,
- vidange de l'antiseptique,
- vide à 60 cm de mercure pendant 30 mn.

Le graphique ci-contre correspond à un double RUPING, procédé utilisé pour certaines essences.

- Comparaison des 2 procédés

Dans le procédé BETHELL en raison du vide initial, l'air contenu dans le bois est remplacé par le liquide d'imprégnation d'où l'appellation cellules pleines.

Dans le procédé RUPING au contraire, l'air contenu dans le bois n'est pas extrait mais comprimé lors de la phase initiale. De la créosote introduite ensuite dans le bois ne subsiste que celle qui imprègne les parois des vaisseaux et cellules, le reliquat étant chassé par l'action conjuguée de l'air comprimé présent dans le bois et du vide final.

Le procédé RUPING permet de ce fait de réaliser une imprégnation satisfaisante en réduisant la consommation de créosote. Cette propriété le rend particulièrement intéressant pour le hêtre en raison de la capacité potentielle de ce bois. C'est ainsi qu'il suffit de 18 kg de créosote pour injecter une traverse en hêtre par le procédé RUPING DOUBLE, alors qu'une telle traverse en absorbe 28 kg par le procédé BETHELL. A noter que pour améliorer la diffusion de l'antiseptique, le hêtre fait systématiquement l'objet d'un RUPING DOUBLE (fig. IV-9) soit deux opérations Ruping successives différant seulement par les taux et durées des phases de compression d'air et d'antiseptique.

Pour le chêne, l'intérêt du procédé Ruping est moins net. En effet, pour cette essence, seul l'aubier étant imprégnable, la consommation de créosote est réduite. Elle est de l'ordre de 6 kg par traverse pour le procédé BETHELL et de 5 kg pour le procédé RUPING. L'économie réalisée est faible, d'autant que l'application du premier procédé exige moins de temps que pour le second.

Le procédé BETHELL a donc été adopté pour les traverses en chêne.

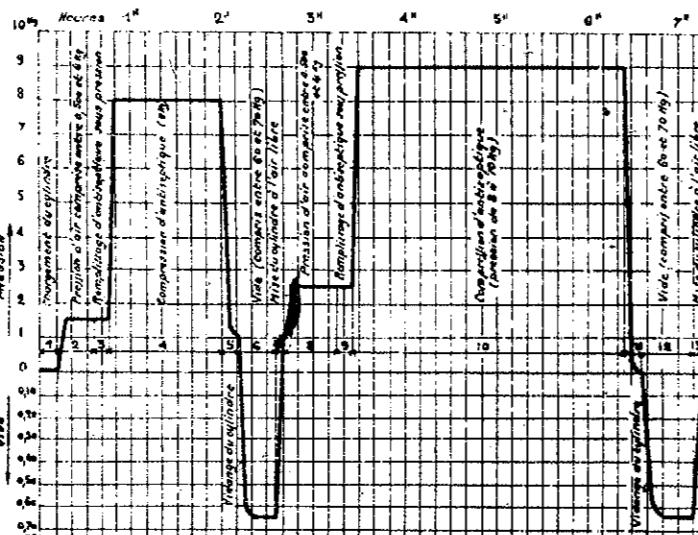


Fig. IV-9. Graphique du procédé RUPING double

- Causes de détérioration des traverses en bois

Les causes essentielles de détérioration des traverses en bois sont :

a/ D'ordre mécanique

Lorsque le rail repose directement sur la traverse la surface d'appui est soumise, au passage des charges, à une pression moyenne qui est de l'ordre de 100 kg/cm² pour une réaction d'appui de 22 tonnes sur une surface de 227 cm². Dans les courbes, où le rail est soumis à des efforts latéraux, la distribution des pressions cesse d'être uniforme et elles peuvent atteindre, sous l'arête de renversement, des valeurs beaucoup plus élevées. En outre, le rail chassé par les efforts horizontaux vient porter contre la paroi de l'entaille dans laquelle il est placé ; il use et refoule cette paroi avec, parfois, production d'une fente au fond de l'entaille, notamment sous la file basse des courbes de faible rayon. L'entaille se surélargit, le patin finit par porter contre les tirefonds qui ovalisent leurs trous.

En alignement, aussi bien qu'en courbe, sous l'effet des efforts verticaux et transversaux, le patin du rail est le siège de déformations de très faible amplitude qui usent par abrasion la table d'entaillement dans laquelle le patin s'incruste. Les tirefonds portent sur le bois des épaulements lorsqu'on les resserre et perdent leur efficacité, l'écartement de la voie et l'inclinaison du rail au 1/20 ne peuvent être maintenus. Il faut alors abaisser les épaulements pour permettre aux tirefonds de serrer à nouveau le patin du rail. Dans certains cas, il faut réentailler la traverse, au prix d'une perte d'épaisseur telle qu'après quelques opérations la traverse est hors de service.

Pour lutter contre l'usure mécanique, on utilise des selles ou des attaches élastiques combinées avec l'emploi de semelles en caoutchouc de quelques millimètres d'épaisseur interposées entre la patin du rail et la traverse.

b/ dues à la formation de fentes

Ces fentes sont la conséquence de l'anisotropie du bois d'une part et de la constante recherche d'équilibre hygroscopique avec l'air ambiant de ce matériau d'autre part.

Les variations du degré hygrométrique du bois provoquent des variations dimensionnelles et des contraintes dépassant la force de cohésion des fibres et aboutissant à la formation de fentes.

Le frettage remédie très partiellement à ces désordres.

c/ dues à des attaques biologiques

Elles sont causées essentiellement par des champignons. Des attaques biologiques peuvent se développer sur du bois insuffisamment protégé : notamment cœur de chêne mis à nu par l'ouverture de fentes par exemple.

d/ dues à des attaques chimiques

Il s'agit principalement de l'action du fer sur le bois se traduisant par une désagrégation du bois dans les entailles. Cette interaction s'observe surtout sur le chêne.

Recherches et essais

Il est nécessaire de distinguer la partie recherches de celles des essais.

Pour ces derniers, il s'agit essentiellement :

- d'obtenir une dessication du bois plus complète et plus rapide, mais sans toutefois descendre au dessous du point de saturation des fibres (environ 30 %) puisqu'en voie les traverses se maintiennent sensiblement à ce taux d'humidité.
- d'essayer de multiples produits (ou matériels) anti-fentes

Nous avons vu les causes du développement des fentes en voie. Elles constituent l'une des raisons essentielles du dépérissement des traverses.

D'où la nécessité des essais en cours :

- pour empêcher le développement des fentes (frettage systématique et automatique en atelier + protection superficielle des traverses en voie par des produits bitumineux - traitement superficiel des traverses en atelier après imprégnation);
- pour réduire et diriger la formation des fentes (incision superficielle des traverses avant leur stockage - application de produit anti-fentes).

d'améliorer les procédés actuels d'imprégnation

Les essais en cours tendent à améliorer ces procédés en :

- 1°/ réduisant le taux d'humidité des bois, pour permettre leur imprégnation avant qu'ils n'aient atteint le taux de saturation des fibres, ou pour l'abaisser à un niveau inférieur à celui-ci en vue de protéger les bois :
 - procédé Taylor-Colquitt : l'imprégnation est précédée d'un séchage dans les vapeurs d'un produit organique hydrophile (perchloréthylène),
 - procédé à la créosote chaude : l'imprégnation comporte une phase préalable de réchauffage et de séchage des traverses dans la créosote à température croissante sous vides légers.
- 2°/ réalisant une imprégnation homogène, sans consommation excessive de créosote, des bois à imprégnation quasi totale (hêtre) par le procédé double Ruping. La phase initiale de compression de créosote est précédée d'un bain prolongé de créosote à température élevée ou à température croissante sous faible pression.

Tous ces essais ont donné lieu à la mise en place de 35 zones - comportant chacune 200 à 1 000 traverses traitées différemment - implantées sur les voies S.N.C.F. en fonction de critères liés aux conditions de chargement des voies et aux conditions climatiques. Mais de telles zones d'essai doivent être suivies pendant la durée de vie des traverses, soit environ 20 à 25 ans. Cette trop longue durée d'observations justifie certaines des recherches exposées ci-après.

Les recherches actuellement entreprises suivent essentiellement trois axes:

- a/ limiter le jeu des contraintes dans le bois en l'isolant du milieu ambiant. Les résultats recherchés permettraient d'éliminer les fentes et, par là même, de réduire très sensiblement les attaques biologiques ;
- b/ obtenir une imprégnation plus rapide et plus complète du bois, notamment du chêne. Un résultat même partiel apporterait une protection plus efficace ;
- c/ réduire très sensiblement la durée d'observation des essais entrepris.

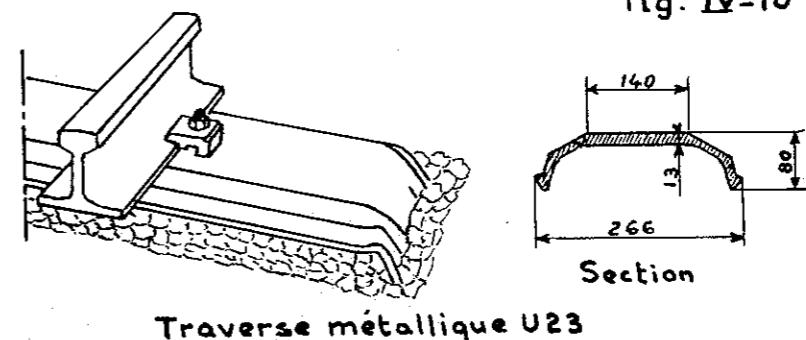
C'est ainsi que pour le premier point, les recherches portent sur la stratification de certains constituants de la créosote (notamment phénols). Cette plastification devrait être obtenue après imprégnation, sans altérer les qualités protectrices de la créosote. Pour le second point, il est fait appel aux propriétés des ultra-sons, ce qui permettrait d'imprégnier les bois plus rapidement et sans utilisation de moyens mécaniques assurant vide et pression. Il est possible de considérer que ces deux recherches sont liées puisqu'une amélioration de l'imprégnation apporterait une plus grande efficacité au rôle du produit polymérisé dans les cellules du bois.

Enfin, pour le troisième point des recherches sont entreprises sur le vieillissement artificiel du bois de façon à obtenir un contrôle relativement rapide des résultats des essais et recherches entrepris.

C/ LES TRAVERSES MÉTALLIQUES

La traverse métallique est un produit industriel de fabrication simple. Elle est constituée d'un laminé en forme d'U renversé, embouti à ses extrémités, pour former des bêches qui s'enfoncent dans le ballast et s'opposent au déplacement transversal de la voie (fig. IV-10).

Fig. IV-10



Le rail est fixé au moyen de crapauds qui appuient sur le bord du patin. Ces crapauds sont serrés par des écrous vissés sur des boulons et la combinaison de deux ou trois modèles permet de réaliser une gamme progressive d'écartement de la voie. On peut également adapter des dispositifs élastiques.

La traverse métallique est relativement légère (80 kg) et facile à poser. Mais cette légèreté même la handicape dans les voies à circulations lourdes et très rapides. Elle est bruyante et, étant conductrice, ne permet d'isoler une file de rails par rapport à l'autre qu'au prix de dispositifs d'isolement spéciaux.

Cependant, bien qu'elle exige un investissement initial plus élevé que la traverse en bois, elle donne des résultats satisfaisants techniquement et économiquement, particulièrement dans les pays où les bois de qualité sont chers. Ces résultats ne sont toutefois obtenus que si le calage et le nivellement sont convenablement assurés et si l'on empêche, par des serrages régulièrement effectués, les attaches du rail sur les traverses de prendre du jeu ; tout relâchement dans ces précautions entraîne un dépérissement rapide des tables d'appui.

D/ LES TRAVERSES EN BETON ARME

1/ Calcul

Un mode de calcul des traverses en béton a été mis au point par la S.N.C.F. sous l'égide de l'O.R.E. C'est une théorie purement statique dont les résultats correspondent bien aux mesures exécutées en voie.

Les deux rails sont respectivement soumis à des efforts verticaux R_i et R_e , des efforts transversaux S_i et S_e et des moments M_i ou M_e longitudinaux (fig. IV-11)

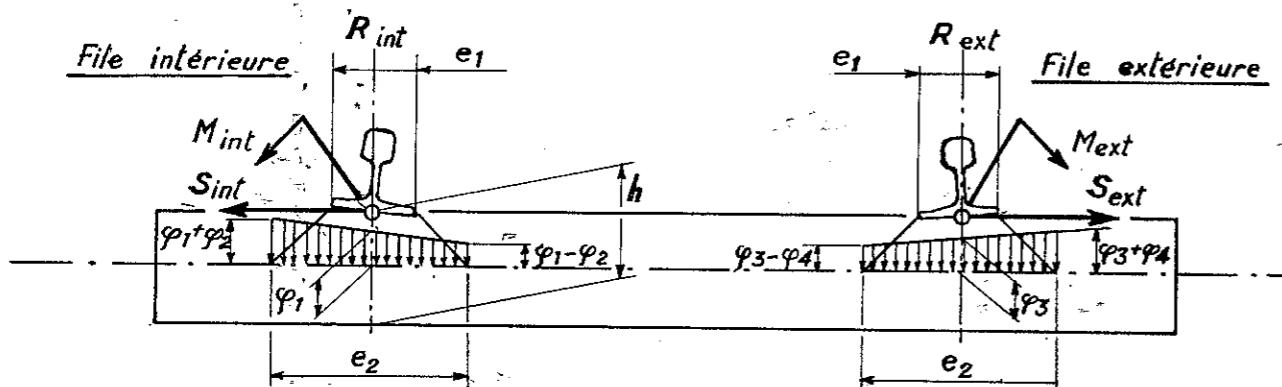


Fig. IV-11

Nous admettrons que l'assise de la traverse en béton est considérée comme massif semi indéfini au sens de Boussinesq et que le sol se tasse de façon continue sous l'action des efforts répétés.

On peut admettre que si e_1 est la largeur du patin du rail et e_2 celle de la répartition de la charge sous la traverse d'épaisseur H , on a la relation $e_2 = e_1 + h$. A la charge verticale correspond donc une densité de charge au niveau de la fibre neutre :

$$\psi_1 = \frac{R_i}{e_2}, \quad \psi_3 = \frac{R_e}{e_2}$$

On peut négliger la traction longitudinale due aux efforts S mais on enregistre au niveau de la fibre neutre un moment $M + \frac{h}{2} S$ de sorte que sous chaque file la densité linéique varie de :

$$(\psi_1 + \psi_2) \text{ à } (\psi_1 - \psi_2) \quad \text{sous file intérieure}$$

$$\text{et de } (\psi_3 - \psi_4) \text{ à } (\psi_3 + \psi_4) \quad \text{sous file extérieure}$$

$$\text{avec } \psi_2 = \frac{6(M_i + \frac{h}{2} S_i)}{(e_2)^2} \quad \psi_4 = \frac{6(M_e + \frac{h}{2} S_e)}{(e_2)^2}$$

Pour simplifier le calcul on considère que la réaction du ballast P_i est constante à l'intérieur de rectangles dont le grand côté est égal à la largeur M_i de la traverse et de largeur λ dans le sens longitudinal de la traverse. Plus le nombre de rectangles est élevé, plus la précision du calcul est grande.

On peut admettre que la pression dans chaque rectangle provenant des traverses encadrantes se déduit de celle de la traverse considérée par une affinité $e_i = K P_i$, K étant déterminé par la répartition longitudinale des réactions R .

D'autre part l'utilisation des formules de Boussinesq montre que l'enfoncement du ballast en un point est la somme des enfoncements partiels résultant de l'application séparée de chacune des charges rectangulaires. L'enfoncement au point d'abscisse i est donc une combinaison linéaire de pressions P_i à laquelle il convient d'ajouter la déformation résiduelle permanente résultant des chargements antérieurs.

En fait pour simplifier le calcul on détermine non pas l'enfoncement global en un point, mais l'enfoncement différentiel par rapport à deux points de référence de la traverse.

La fig. IV-12 donne la définition de l'enfoncement différentiel $v_i(k)$ du point i au $k^{\text{ème}}$ chargement et le tassement résiduel différentiel $\delta_i(k)$ après le $k^{\text{ème}}$ chargement.

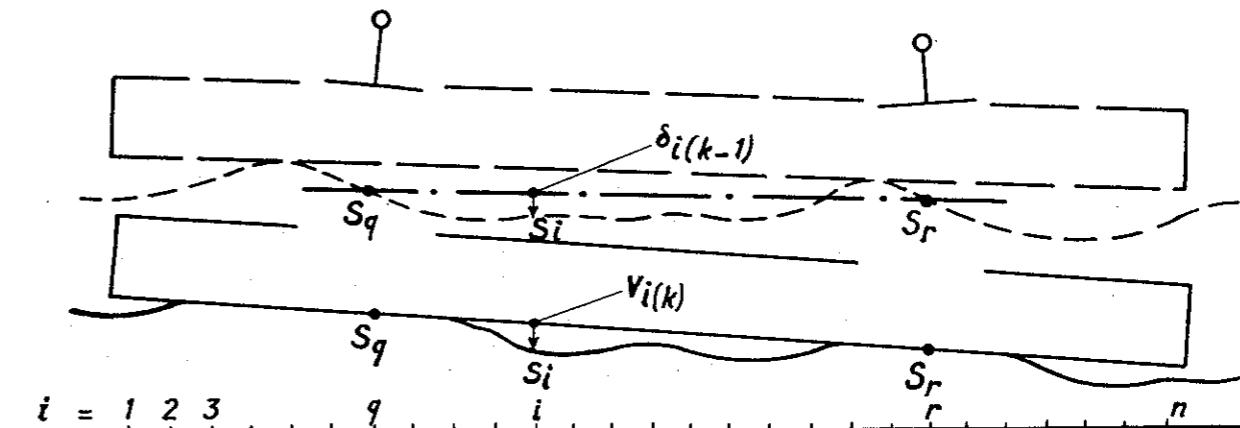


Fig. IV-12

Un calcul relativement simple montre que l'on obtient sous forme matricielle

$$\begin{bmatrix} v_i(k) \\ \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{ij} \\ \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_j(k) \\ \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \delta_i(k-1) \\ \end{bmatrix}$$

ij étant l'enfoncement différentiel élastique créé au point d'abscisse i par une pression unitaire exercée sur le rectangle d'abscisse j .

En notant que :

- les éléments de référence a_{qj} et a_{rj} sont nuls par hypothèse, Q et R étant les points de référence ainsi que $v_q(k)$, $v_r(k)$, $\delta_q(k-1)$ et $\delta_r(k-1)$

- l'on peut admettre que le tassement différentiel est logarithmique

$$\delta_i(k) - \delta_i(k-1) = \gamma_i \log k$$

- γ_i est proportionnel à l'enfoncement différentiel élastique

$$\gamma_i = \alpha (v_i(k) - \delta_i(k-1))$$

$\delta_i(k)$ étant défini par la formule de récurrence suivante :

$$\delta_i(k) - \delta_i(k-1) = \alpha (v_i(k) - \delta_i(k-1)) (\log k - \log(k-1))$$

Il est possible d'effectuer un tel calcul tous les 100 000 cycles par exemple.

La traverse de son côté se déforme suivant la figure IV-13

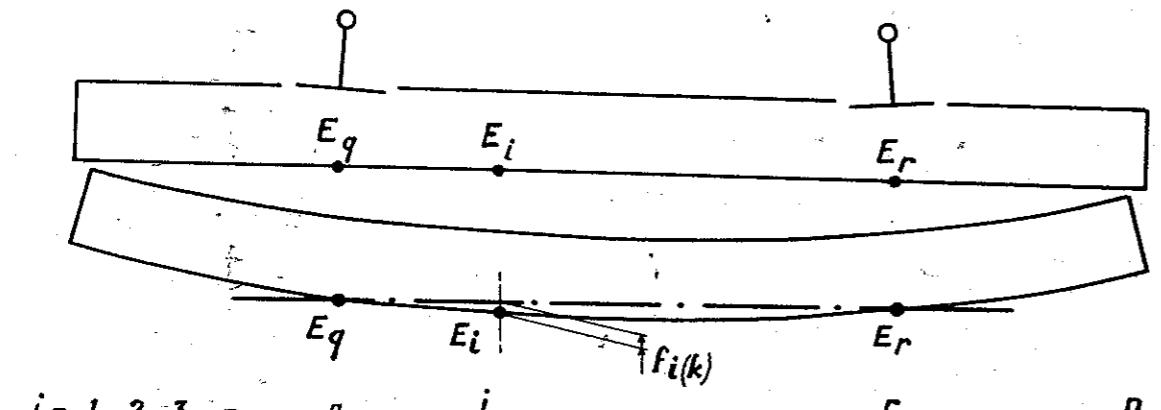


fig. IV-13

L'enfoncement différentiel $f_i(k)$ d'un point d'abscisse i est une fonction des pressions linéaires $\psi_1, \psi_2, \psi_3, \psi_4$ exercées par le rail et de la réaction de l'assise, c'est-à-dire des pressions rectangulaires $p_i(k)$. L'enfoncement

$f_i(k)$ est donc donné en définitive par la relation matricielle suivante :

$$\begin{bmatrix} f_i(k) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_{ij} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_j(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{i2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \psi_2 \end{bmatrix}$$

Normalement lorsqu'une traverse reçoit sa charge maximale il y a toujours contact à l'aplomb du rail entre traverses et ballast ; c'est pourquoi il y a compatibilité entre les déformations de l'assise et les déformations de la traverse que nous avons calculées, et il en résulte qu'en tout point on a :

$$v_i(k) = f_i(k)$$

On a donc la relation matricielle suivante :

$$\left[\begin{bmatrix} a_{ij} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} b_{ij} \end{bmatrix} \right] \cdot \begin{bmatrix} p_j(k) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{i2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \psi_2 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \delta_i(k-1) \end{bmatrix}$$

Pour $i = q$ ou $i = r$ les deux membres de l'équation sont nuls.

Si α est le nombre de rectangles ayant un contact avec le sol, on dispose de $\alpha - 2$ équations pour α inconnues p_i et les deux dernières équations sont fournies par les conditions d'équilibre.

$$\lambda \sum m_i p_i = e_2 \psi_1 + e_2 \psi_3$$

$$\lambda^2 \sum i m_i p_i = q \lambda e_2 \psi_1 - \frac{(e_2)^2}{6} \psi_2 + r \lambda e_2 \psi_3 + \frac{(e_2)^2}{6} \psi_4$$

q et r étant respectivement le nombre de rectangles depuis une extrémité jusqu'à chacun des deux rails.

Ce calcul a été appliqué dans le cas de la traverse S.N.C.F. V.W. et a donné des résultats en parfait accord avec l'expérience. On a supposé que la traverse recevait des chargements tels que :

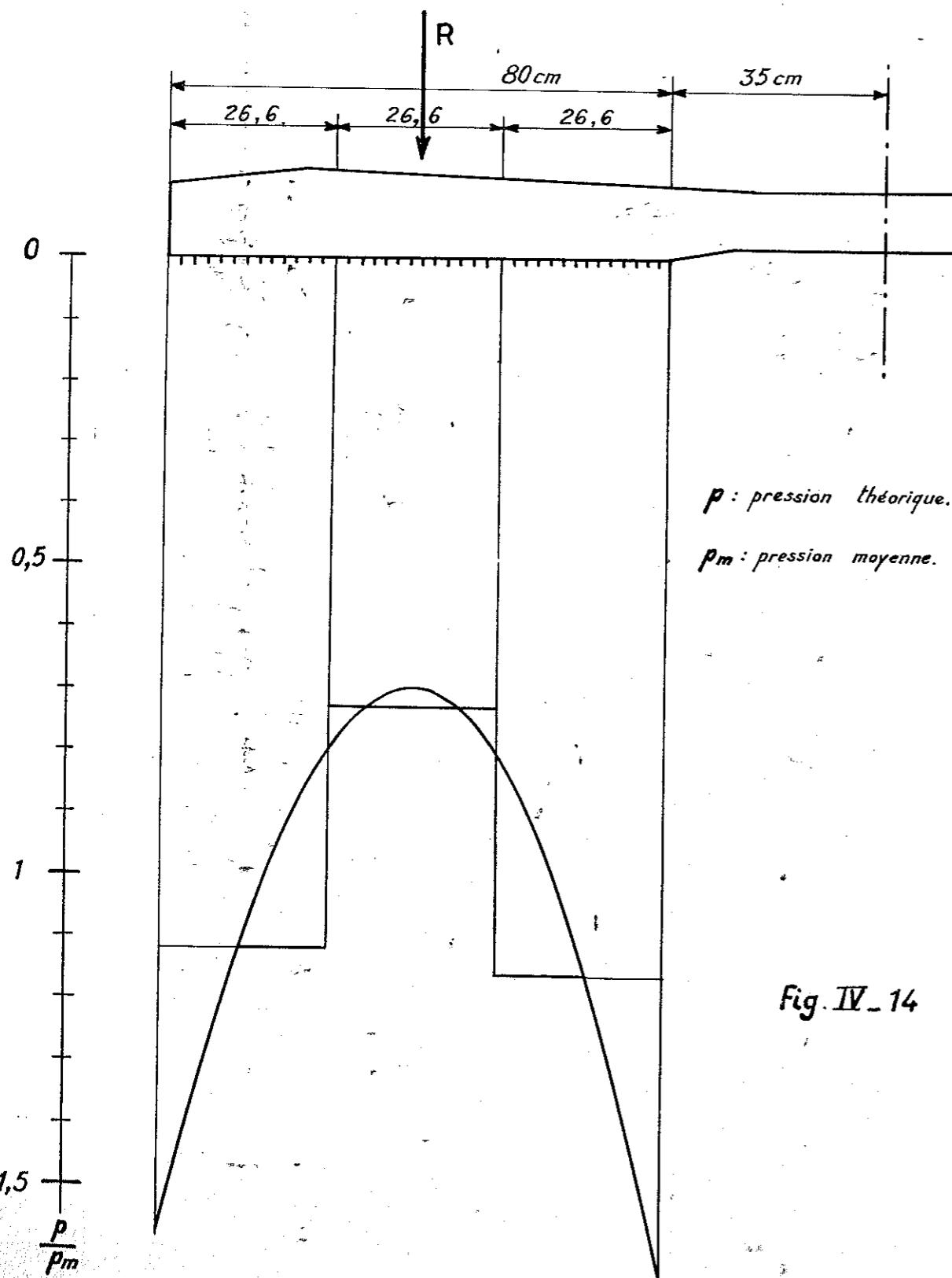
$$R_i = R_e = R$$

et reposait sur son assise par l'intermédiaire de deux plages symétriques de 80 cm sous chaque file. L'assise est supposée être un massif homogène semi-indéfini, dont les déformations verticales sont proportionnelles à :

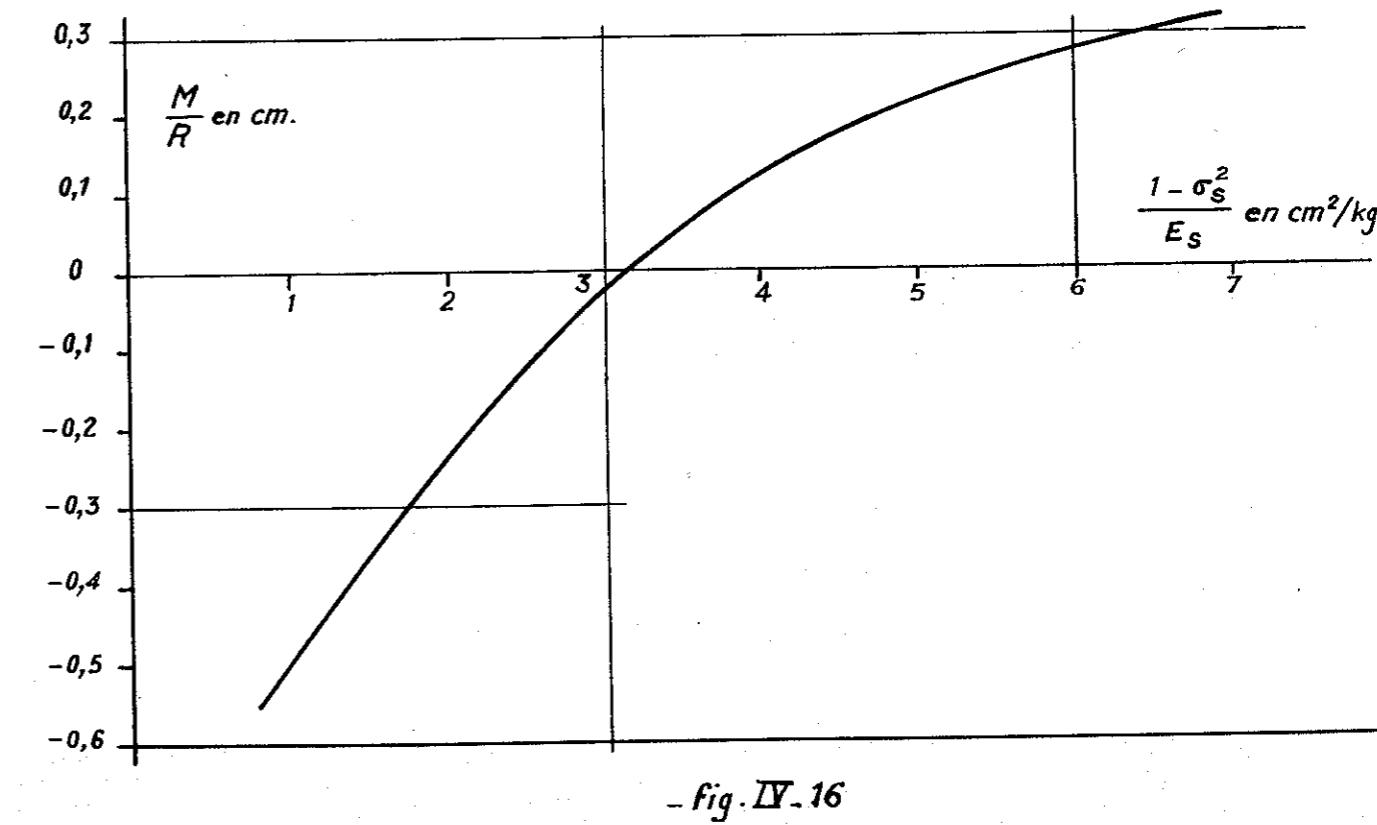
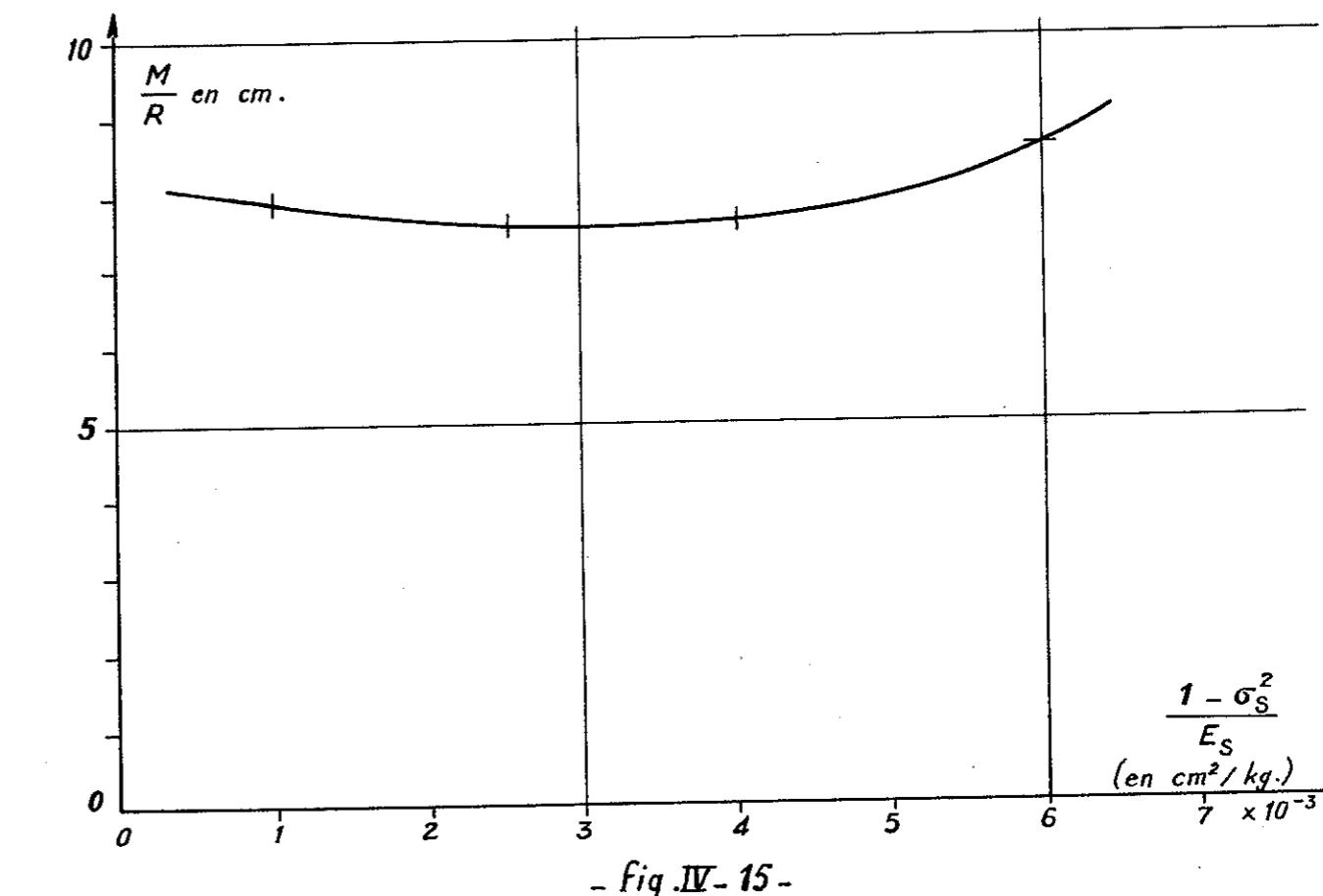
$$\frac{1 - \sigma^2}{E_s}$$

σ et E_s étant le coefficient de Poisson et le module d'élasticité du massif.

La fig. IV-14 donne la répartition des pressions sous la traverse et on constate que celle-ci est plus faible sous la charge qu'aux extrémités de la zone d'appui. Sur cette figure p est rapporté à p_m , pression moyenne qui résulterait d'une répartition uniforme des charges R sur les zones d'appui. On a représenté également le lissage de la courbe obtenu par augmentation du nombre des rectangles.



Les fig. IV-15 et IV-16 donnent la variation du moment fléchissant en fonction du coefficient $\frac{1-\sigma_2}{E_2}$ d'une part dans la section sous rail et d'autre part dans la section médiane de la traverse.



Des mesures faites sur traverses V.W. et donnant la contrainte dans la section sous rail et dans la section médiane sont représentées sur les fig. IV-17 et IV-18.

Il est intéressant de constater que, en fonction des chargements, la contrainte dans la section médiane tend assez rapidement vers une valeur limite, ce qui a été vérifié dans d'autres types de traverses.

TRAVERSE V.W.

- Comparaison entre les résultats théoriques et expérimentaux -

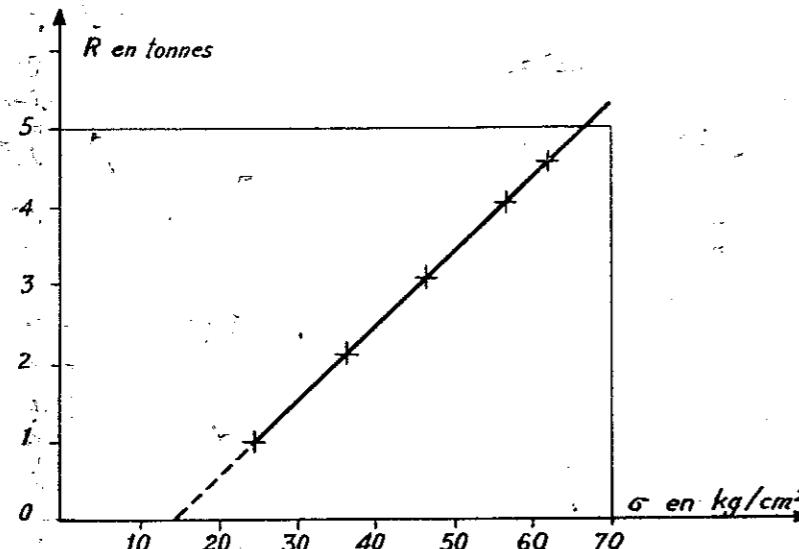


Fig. IV-17 - Valeurs expérimentales -

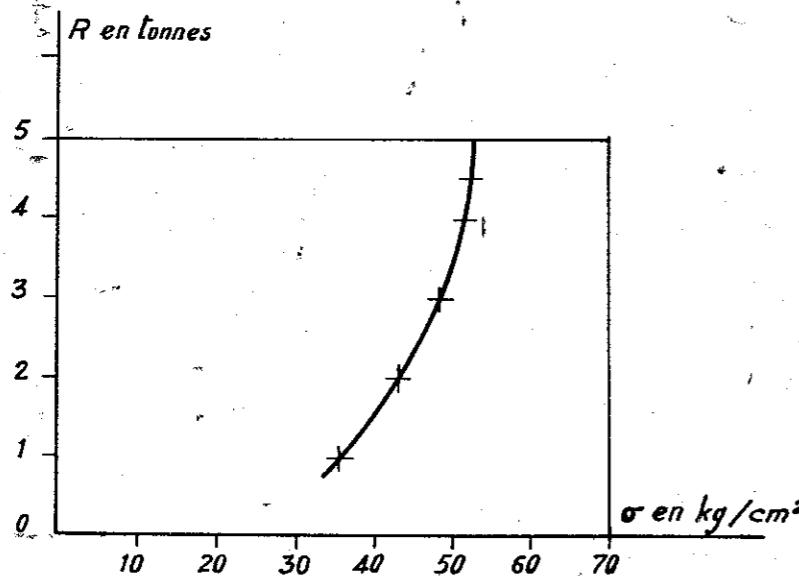


Fig. IV-18 - Valeurs expérimentales.

2/ Historique

Les traverses en béton armé présentent deux très graves défauts :

- une fâcheuse tendance aux ruptures de fragilité sous l'effet d'une charge appliquée brusquement, ce qui se manifeste par des fissurations du béton au contact du patin et aux abords des attaches suivie d'une désintégration plus ou moins totale,
- une très faible résistance à la fatigue qui se traduit dans la partie centrale soumise, comme le calcul vient de nous le montrer, à des efforts alternés, par des glissements des armatures dès que la contrainte de traction dépasse une certaine valeur, puis par une fissuration du béton.

Les premiers types de traverses monoblocs qui se sont développés présentaient en outre l'inconvénient d'un poids très élevé pouvant atteindre 300 ou 350 kg. Ces traverses qui ont pris naissance vers 1920 n'ont pas survécu (1) par suite des défauts que nous venons de mentionner. Seule la traverse mixte type Vagneux a eu une durée plus importante car elle a éliminé le deuxième inconvénient en séparant la fonction support de la fonction écartement.

En effet, pour transmettre les efforts du rail au ballast il n'est utile de disposer de matière que dans le volume compris entre la surface d'appui du rail sur la traverse et la surface d'appui de celle-ci sur le ballast. Il suffit donc de disposer, sous chaque file, d'un bloc protégé du contact direct du rail par une semelle en bois comprimé de 6 mm. Quant à la fonction écartement, qui ne met en jeu que des efforts de flexion, elle est assurée par un fer U en acier doux entretoisant les deux blocs (fig. IV-19).

La principale difficulté d'origine de la traverse mixte utilisée depuis 1925 sur des lignes à trafic moyen provient des attaches. L'utilisation d'une spire métallique noyée dans le béton pour permettre le vissage du tirefond avait évité la solution de facilité de la cheville en bois qui conduit, en fait, à cumuler les défauts des traverses en bois et en béton.

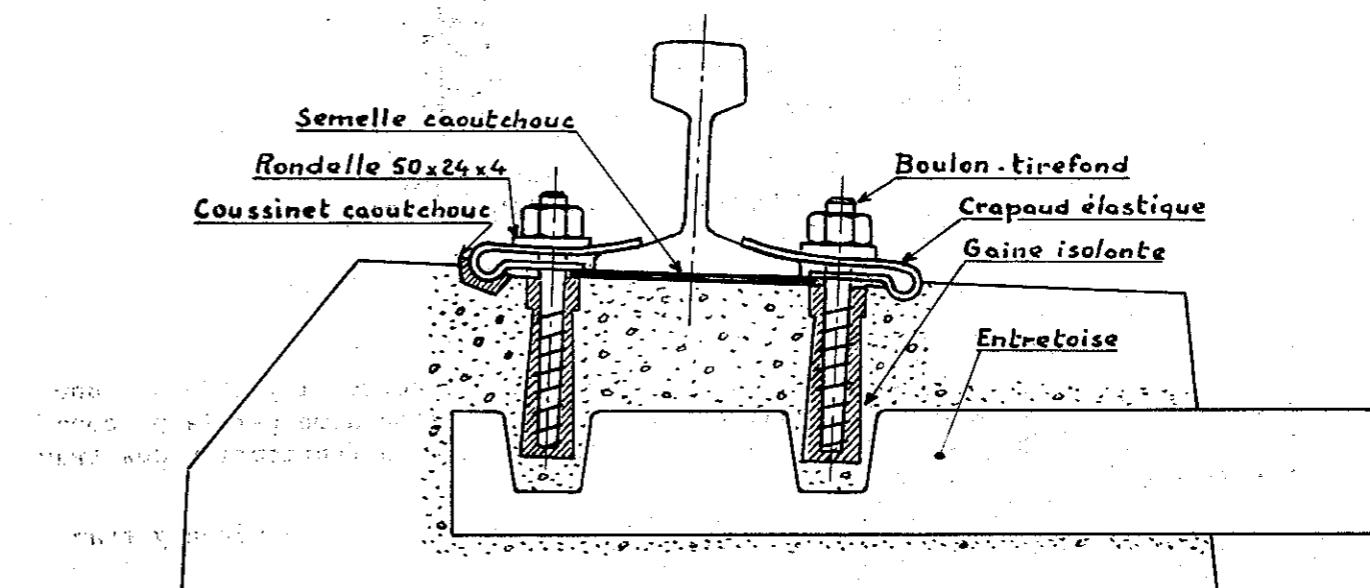


Fig. IV-19 - Coupe d'une traverse Vagneux

(1) Il en subsiste néanmoins encore un certain nombre sur lignes secondaires, ce qui permet d'espérer une durée de vie de 40 à 50 ans pour les nouveaux types de traverses exempts des deux défauts fondamentaux.

Toutefois, spire et tirefond n'étant pas des pièces usinées, il fallait, pour assurer leur adaptation, interposer un intermédiaire plastique (fig. IV-20 gauche). Le brai fut utilisé dans ce but ; ce produit constitue malheureusement avec la poussière de ciment un mortier extrêmement dur à température ordinaire, qui rend pratiquement impossible, sauf par temps très chaud, tout resserrage ou desserrage des tirefonds, opération nécessaire pour rattraper l'écrasement de la semelle ou pour la remplacer lorsqu'elle est usée.

Cet inconvénient fut surmonté en fixant le patin du rail, non plus par la tête du tirefond, mais par un crapaud maintenu par un écrou vissé sur un boulon constitué par le prolongement de la tige du tirefond qui ne comporte alors plus de tête élargie (fig. IV-20 droite). Cette solution présentait, en outre, l'avantage de permettre l'emploi d'une même traverse, quelle que soit la largeur du patin du rail, en jouant sur la dimension du crapaud.

Cette attache améliorée ne remédiait, toutefois, qu'au prix de serrages fréquents, au battement créé par l'écrasement progressif de la semelle, surtout aux traverses de joints.

Le retour, dans les périodes qui ont précédé 1939, à des conditions aisées d'approvisionnement en bois et en métal, ainsi que le poids élevé (185 kg dont 21 kg d'acier) des traverses en béton armé avaient réduit considérablement l'intérêt de leur emploi. Les besoins nés des pénuries d'après guerre amenèrent à reprendre complètement le problème.

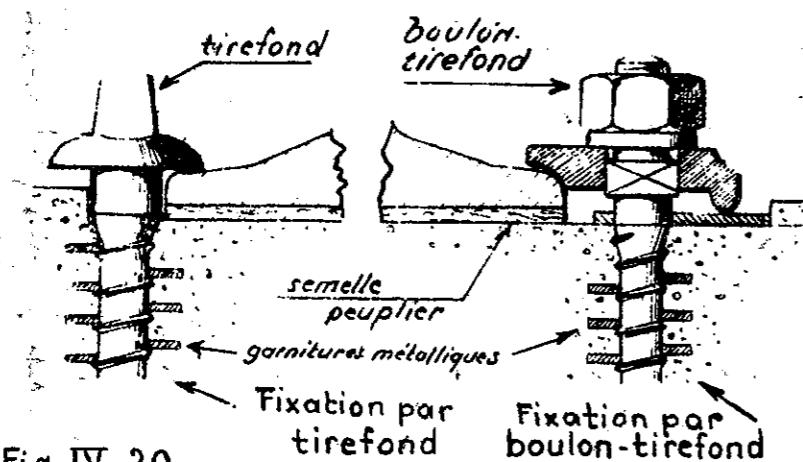


Fig. IV-20

3/ Les traverses modernes

Le béton précontraint a, dans une première étape, apporté il y a 25 ans une nouvelle solution séduisante. Les qualités apportées au béton armé par la précontrainte ont incité à chercher à appliquer cette technique à la fabrication des traverses ; elle permet, en effet :

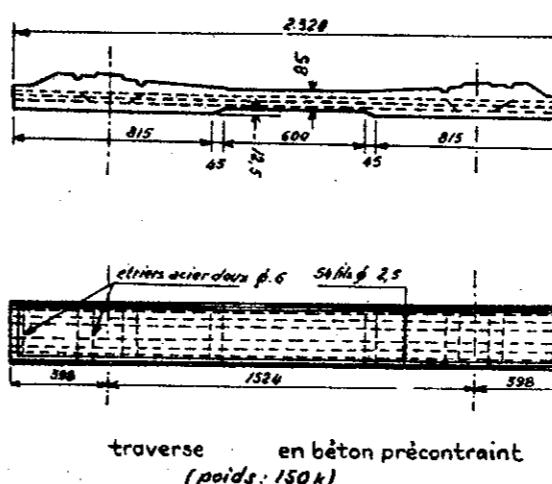
- d'obtenir une meilleure résistance aux efforts alternés puisque le béton y travaille toujours en compression,
- de diminuer l'épaisseur des traverses, particulièrement en leur centre, puisque les armatures n'ont pas, comme en béton armé ordinaire, à être placées le plus loin possible de la fibre neutre,
- de diminuer la quantité d'acier mise en oeuvre (7 kg au lieu de 21),
- de fabriquer des traverses plus légères que celles en béton armé ordinaire (environ 140 kg).

Les premières réalisations, intéressantes au point de vue technique, présentaient toutefois l'inconvénient d'être assez onéreuses, en particulier en raison du prix de l'acier spécial des fils de précontrainte. En outre, la solution proposée pour l'attache était peu satisfaisante.

Les spécialistes du béton armé se sont donc attachés à mettre au point une traverse plus économique, en même temps que les spécialistes de la voie reprenaient le problème de l'attache ; il en est résulté la traverse S.N.C.F./V.W. (fig. IV-21)

(1). L'économie a été obtenue en utilisant des fils de gros diamètre, 5 à 7 mm² ($R = 160 \text{ kg/mm}^2$) dont la dureté finale est accrue par un écrouissage préalable. L'adhérence (2) est obtenue par un ancrage fort simple consistant à croiser les fils deux à deux à chaque bout de traverse et à verrouiller ce croisement par un fil coudé en U. Un enroulement en fil d'acier doux autour des armatures longitudinales constitue une défense efficace contre les fissurations. Le béton, dosé à 400 kg de ciment Portland H.R.I 315/400, est vibré à la coulée par des vibrateurs tournant à 7 000 tours/minute.

Fig. IV-21.



La fabrication est réalisée sur de grands bancs comportant 4 lignes de 10 traverses moulées bout à bout au travers desquelles sont tendus les fils de précontrainte. Ceux-ci sont coupés entre les extrémités des traverses après relâchement de la précontrainte au moment du démoulage qui peut être effectué 6 heures après la coulée en maintenant la température à 60°.

Quant à l'attache, on y retrouve le boulon tirefond vissé dans une garniture métallique, combiné avec le dispositif doublement élastique dont nous parlerons plus loin, qui élimine le second défaut grave des premières traverses en béton.

Les traverses en béton précontraint se sont très largement développées à l'étranger, en particulier en Grande-Bretagne et en Allemagne, où le bois est onéreux. En France la traverse en béton précontraint a été, uniquement pour des raisons de prix, victorieusement concurrencée par la traverse mixte qui s'est améliorée à peu près simultanément et qui constitue l'essentiel des traverses en béton armé utilisées sur la S.N.C.F.

-
- (1) Le risque d'autobourrage de la partie centrale, particulièrement grave pour la traverse en béton armé monobloc, est considérablement réduit pour ce nouveau type de traverse. La position très voisine de la fibre neutre des fils de précontrainte permet, en effet, de relever très nettement leur face inférieure dans cette partie centrale.
 - (2) Toutes les solutions retenues par la S.N.C.F. comportent des fils de précontrainte adhérents. Ce procédé assure, en effet, le bénéfice complet de la précontrainte, alors que pour des pièces courtes comme les traverses la solution avec armature libre ne peut se réaliser pratiquement que sous la forme de postcontrainte d'éléments en béton armé.

Le nombre de traverses actuellement posées sur les voies (fin 1970) est le suivant :

- traverses mixtes en béton armé	: 8 325 000
- traverses en béton précontraint	: 1 000 000
- longrines longitudinales	: 175 000

Rien ne s'opposait à ce qu'on équipe d'attaches élastiques les traverses mixtes. Cet équipement a pu être réalisé sous deux formes comportant des attaches alignées dans l'axe longitudinal des traverses.

Dans la traverse mixte à attaches élastiques, la totalité de la section de l'entretoise est nécessaire entre les deux blocs pour supporter les efforts de flexion qui peuvent naître de la dénivellation relative de ceux-ci sous l'action des circulations. Par contre, dans l'intérieur des blocs, et particulièrement dans la partie éloignée de l'enca斯特rement où pénètrent les boulons-tirefonds, rien ne s'oppose à ce que des encoches soient prévues dans ces entretoises.

Dans la traverse Vagneux ces encoches sont conçues de façon à laisser la place des garnitures métalliques dans lesquelles seront vissées les boulons-tirefonds. Le crapaud en acier laminé ou moulé a été remplacé par un crapaud élastique que nous décrirons plus loin, en prévoyant de part et d'autre de la table sur laquelle le rail repose par l'intermédiaire d'une semelle en caoutchouc, les cuvettes nécessaires à l'appui de la boucle qui transmet les efforts latéraux.

Dans la traverse S.N.C.F. - R.S. (fig. IV-22), l'aspect extérieur de l'attache est le même, le crapaud est maintenu par un écrou vissé sur une tige filetée accrochée dans le bloc. La fixation de la tige filetée n'est pas réalisée par

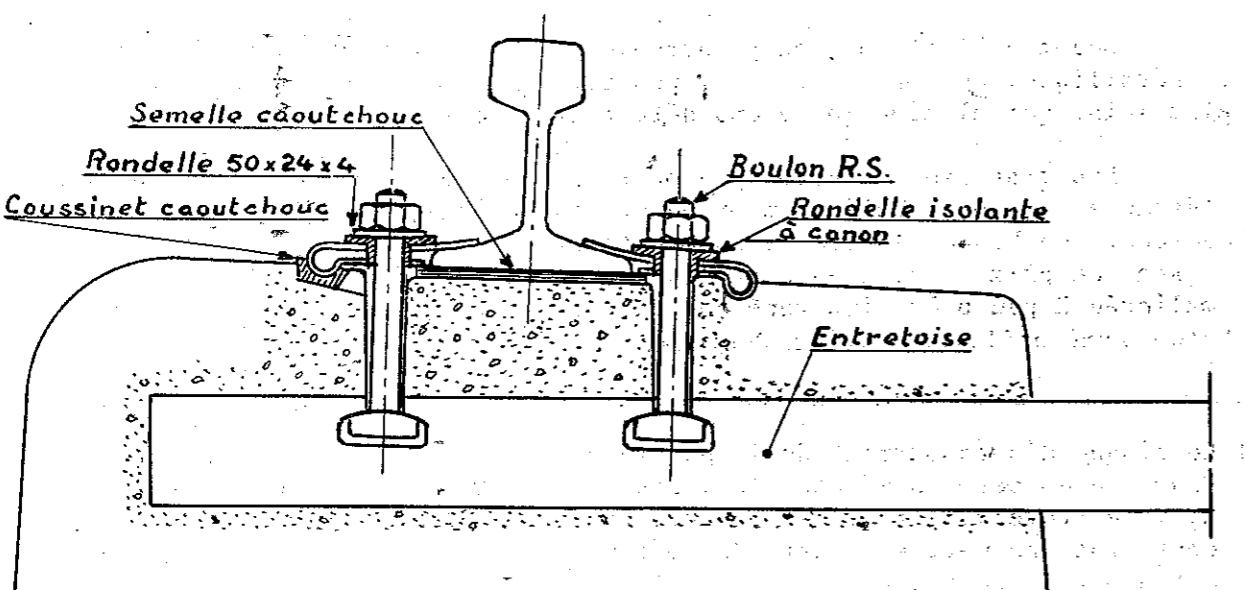


Fig.IV.22-Coupe d'une traverse R.S.

vissage d'un boulon-tirefond dans une garniture noyée dans le béton, mais par engagement de la tête en forme de marteau de la partie inférieure du boulon dans une encoche découpée dans l'entretoise. Des évidements réservés au moulage dans le bloc permettent de descendre la tige parallèlement au rail puis, par une rotation de 90°, de l'emprisonner dans l'encoche. Cette solution présente l'avantage d'un report direct de l'effort d'arrachement du boulon sur une pièce métallique importante, et non sur le béton ; elle exige, toutefois, une fabrication soignée afin que les évidements du béton et de l'entretoise soient bien concordants et que de petits graviers arrachés au démoulage ne viennent obturer partiellement ces alvéoles.

La fabrication relativement simple des traverses mixtes n'exige pas d'installations importantes. Divers types d'équipement existent, parmi lesquels nous citerons une machine conçue spécialement pour mouler les traverses à l'envers, puis les retourner pour démoulage sur une plaque fixée sur des chariots ; ceci permet de les acheminer sur des aires de séchage sans immobiliser les moules onéreux, et sans avoir recours systématiquement à l'étuvage, généralement nécessaire pour les produits en béton moulé.

Nous attirons toutefois l'attention sur l'importance d'une excellente qualité du béton, compte tenu des efforts de cisaillement auxquels sont soumis les blocs ; une granulométrie et un dosage corrects, des agrégats très propres et des ciments de fabrication régulière, comportant le minimum de chaux libre, sont essentiels pour le succès d'une production.

Les traverses mixtes sont maintenant compétitives, économiquement et techniquement avec les traverses en bois. Economiquement, en raison de la durée de vie escomptée, compte tenu de l'expérience déjà plus que trentenaire des traverses mixtes et des améliorations apportées aux points qui pouvaient jusqu'ici entraîner un dépérissement prématué. Techniquement, car leur emploi a pu être étendu à toutes les catégories de lignes, même à celles équipées en circuit de voie, le problème de l'isolation pouvant être résolu de façon satisfaisante moyennant un complément relativement simple au dispositif d'attache (gaine ou rondelle isolante).

Dans ces conditions, la traverse béton n'est plus un palliatif pour les périodes de pénurie, mais un matériel d'emploi normal, particulièrement adapté en raison de son poids à la pose en barres longues et jouant un rôle régulateur essentiel pour l'approvisionnement d'un élément de la voie dont les facilités d'acquisition dépendaient jusqu'ici uniquement des débouchés plus ou moins avantageux que trouvait le marché du bois dans des fournitures plus rémunératrices. Elle peut être employée sur n'importe quelle ligne, quelles que soient la charge par essieu et la vitesse, la seule contradiction étant la pose sur mauvaises plateformes, surtout si l'épaisseur de ballast est insuffisante.

Nous mentionnerons encore les longrines Laval (fig. IV-23) constituées par des blocs en béton armé ou en béton précontraint disposés longitudinalement sous les rails, la fonction d'écartement étant assurée par des entretoises métalliques normales ou isolantes. Ce type de longrine, dont la tenue en voie est tout à fait comparable à celle des traverses en béton armé, n'a pas néanmoins eu un très grand développement par suite de son prix de revient plus élevé et du fait des plus grandes difficultés qu'il présente pour entretenir le nivellement.

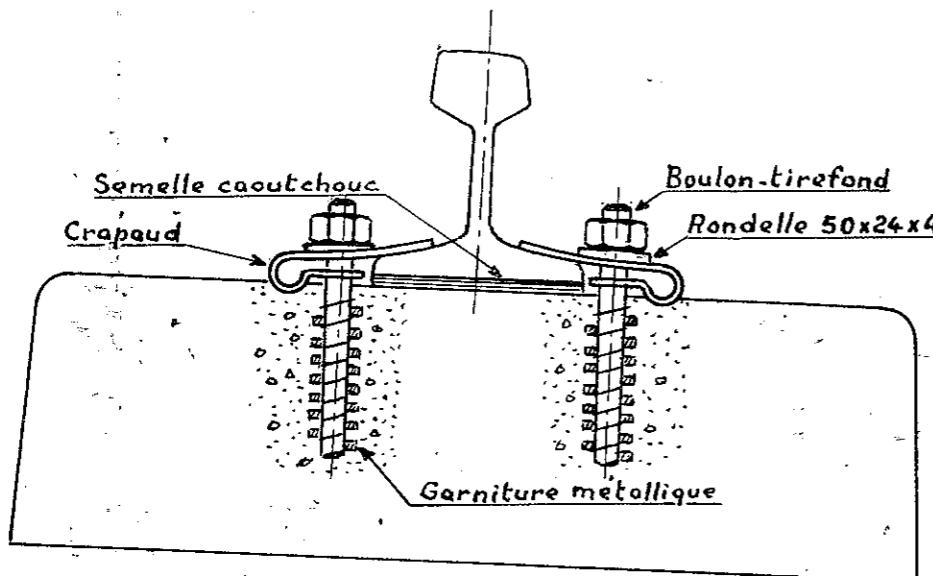


Fig. IV-23 - Longrine Laval

E/ LES ATTACHES

1/ Crampons et tirefonds

Attachments sur traverses en bois

Le rail est fixé sur les traverses en bois par des tirefonds (vis à bois) ou par des crampons (clous à section carrée) (fig. IV-24).

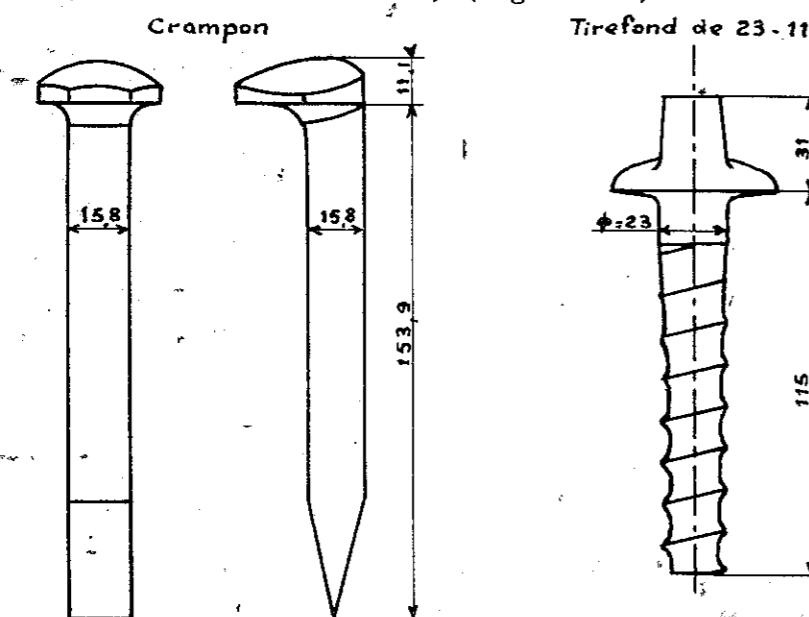


Fig. IV-24 - Crampon et tirefond

Les crampons ont été employés au début des chemins de fer et sont encore presque exclusivement utilisés par les chemins de fer américains. Les chemins de fer soviétiques, qui utilisaient autrefois systématiquement la pose à crampons, l'ont abandonnée au profit des tirefonds et des attaches élastiques. Dans les autres réseaux, on a adopté le tirefond depuis longtemps et on a décidé de s'y tenir pour les raisons suivantes :

- le crampon a une forte résistance latérale ; il maintient donc bien l'écartement de la voie ; il est facile à poser. Par contre, il serre mal le patin sur la traverse,
- le tirefond est moins résistant que la crampon et se couche plus facilement mais on obtient une adhérence parfaite du rail sur la traverse.

Voyons ce qui se passe lorsqu'une traverse s'enfonce légèrement sous charge.

1°/ Avec le crampon, dès que le rail est déchargé, il se redresse, et comme la tête du crampon ne bloque pas le rail sur la traverse, il finit par se produire un jeu (1). Le rail se relève alors librement sans entraîner la traverse.

Quand un second essieu atteint le rail, celui-ci s'abaisse à nouveau et vient reprendre appui sur la traverse pour se redresser dès que l'essieu s'est éloigné. Il se produit donc un battement entre le rail et la traverse et celle-ci reste appuyée sur le ballast.

2°/ Avec le tirefond, le rail en se redressant soulève la traverse. Il se produit un vide entre la traverse et le ballast. Le battement ne se fait donc pas entre le rail et la traverse comme avec le crampon, mais entre la traverse et le ballast. Si l'on n'y remédie pas promptement par le bourrage, ce vide s'accroît rapidement : la traverse devient danseuse.

Il résulte de là que si l'entretien n'est pas très soigné, le profil de la voie reste plus régulier avec le crampon qu'avec le tirefond, car par suite de l'élasticité de la traverse en bois, le vide entre la traverse et le patin ne s'accroît que très lentement. En outre, le trou de l'attache n'est pas détérioré comme par les filets du tirefond desserré. Par contre, l'entaille de la traverse fatigue vite par la répétition des chocs. Si au contraire, dans une voie fixée par des tirefonds, les équipes d'entretien assurent à temps le calage des traverses et maintiennent les tirefonds serrés, la voie reste régulière et les traverses peuvent y être maintenues en service beaucoup plus longtemps que dans une voie où les rails sont fixés par des crampons.

Il faut noter que dans la voie américaine la grande inertie du rail et l'importance du travelage (compris entre 1 800 et 2 000) entraînent une diminution notable des efforts. Dans les conditions de la voie européenne la pose à crampons risquerait donc de conduire à de nombreuses ruptures de rails.

(1) Les Américains réservent systématiquement dans leurs poses actuelles un jeu de 3 mm entre le dessous de la tête du crampon et le rail.

Dans ce domaine encore, outre les habitudes et considérations techniques, les problèmes économiques jouent un rôle important et peuvent constituer un élément décisif dans le choix du type de voie adoptée.

Notons enfin que dans les poses modernes en longs rails soudés, le crampon présente un très grave inconvénient du fait qu'il ne serre pas le rail sur la traverse et n'oppose aucune résistance longitudinale au cheminement des rails, de sorte qu'en barres longues la pose sur crampons nécessite l'utilisation d'un nombre considérable d'anticheminants qui vient grever d'autant le prix de revient de ce type de pose.

2/ Attachages sur traverses métalliques

Sur traverses métalliques le rail est fixé à l'aide de boulons qui prennent appui sur les crapauds fixant le patin du rail dans les conditions indiquées à la figure IV-25.

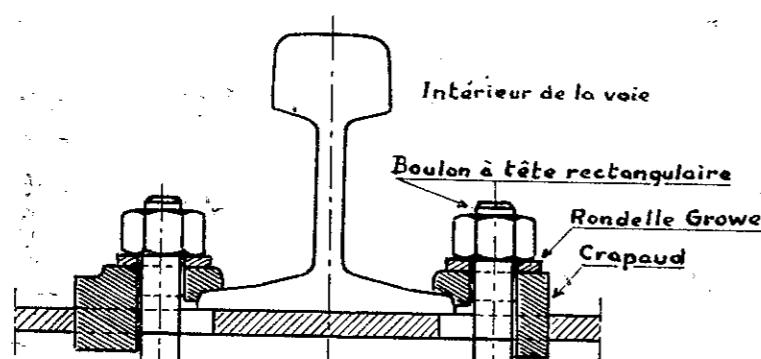


Fig. IV-25. Traverse métallique. Fixation

3/ Attachages sur traverses en béton armé

Autrefois un tirefond ou un boulon était vissé dans un morceau de bois scellé dans la traverse, dispositif qui a été longtemps utilisé par les chemins de fer allemands ; il est extrêmement mauvais car il cumule les inconvénients des traverses en bois et en béton.

Dans les traverses en béton modernes le rail est fixé à l'aide d'un boulon-tirefond vissé dans une gaine isolante ou non, elle-même scellée dans la traverse, ou à l'aide d'un boulon à tête marteau R.S.

4/ Type de pose

La voie peut être posée sur la traverse avec ou sans l'intermédiaire d'une selle métallique dont le rôle est de mieux répartir les efforts sur la table de sabotage. Cette selle joue en outre un rôle important dans les voies posées en courbe en diminuant les efforts exercés par le patin du rail sur la partie extérieure de la table de sabotage et sur les têtes de tirefonds.

Dans la voie posée avec selle l'attache peut être directe ou indirecte. Dans l'attache directe, normalement utilisée en France, c'est le même dispositif (tirefond) qui sert à fixer à la fois la selle et le rail sur la traverse. Au contraire dans la pose indirecte, dont le type principal est l'attache K des chemins de fer allemands (fig. IV-26) très répandue dans toute l'Europe Centrale, la fixation de la selle sur la traverse est indépendante de la fixation du rail sur la selle. La selle est fixée sur la traverse soit avec des crampons, éventuellement élastiques, soit plus généralement avec des tirefonds sous la tête desquels on peut incorporer une rondelle élastique. Le rail est fixé sur la selle par l'intermédiaire de boulons dont la tête prend appui sur un épaulement de cette selle. Le boulon est fixé avec des rondelles élastiques, mais on peut également le remplacer par des dispositifs élastiques comme nous le verrons un peu plus loin.

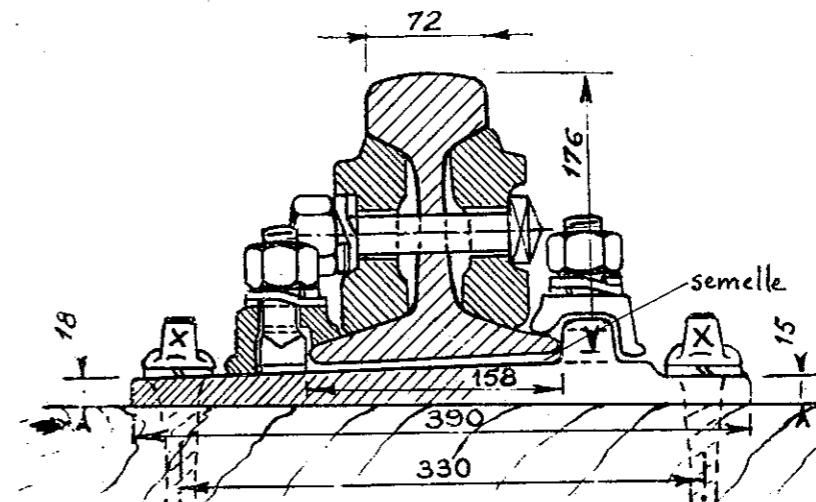


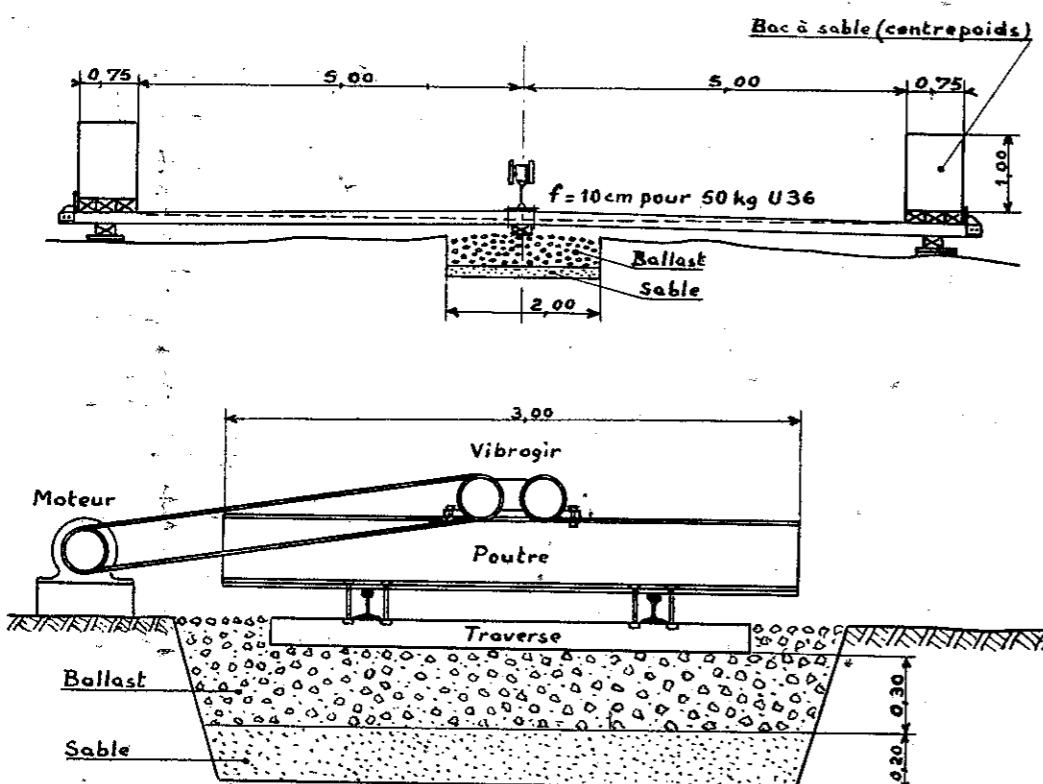
Fig. IV-26 attache double

La fixation indirecte est nettement plus onéreuse que la fixation directe, mais si l'expérience montre une dégradation plus rapide des attaches directes ordinaires, elle n'a pas encore prouvé, dans le cas des attaches élastiques, si la fixation des tirefonds dans la traverse évoluait dans le temps en fonction du type de pose. C'est pourquoi la S.N.C.F. est restée fidèle au type de pose directe à cause de son faible prix de revient.

5/ Les attaches élastiques

Les attaches élastiques forment un intermédiaire doublement élastique entre rail et traverse, c'est-à-dire opposent une résistance aux mouvements relatifs dans le sens vertical, aussi bien vers le haut que vers le bas. Les constituants en sont tels que la progression de l'effort en fonction du déplacement vertical puisse être réglée et se maintienne à un taux convenable, ce qui est fondamental, nous le verrons, dans la théorie des rails soudés en grandes longueurs.

Pour absorber les efforts verticaux dirigés vers le bas, il était indiqué d'utiliser le caoutchouc ; mais le caoutchouc ne peut se comprimer dans une direction que si son expansion est libre dans l'une ou l'autre des directions perpendiculaires, sinon la dilatation contrariée se traduirait par un échauffement particulièrement néfaste pour la bonne conservation du caoutchouc ; d'où l'idée développée par la S.N.C.F. de confectionner des semelles présentant des vides offrant des possibilités d'expansion latérale. La recherche des cotes les plus convenables fut conduite à l'aide d'un appareil vibrateur (Vibrogir) qui permet de soumettre une maquette de fixation grandeur nature à des charges oscillant à une fréquence de 50 par seconde entre - 0,2 et + 4,5 tonnes (fig. IV-27).



Vibrogir de la station de St OUEN
Fig.IV-27 - Essais de vibration sur attaches

Les observations faites à l'occasion de ces mesures montrèrent que pour des accélérations de l'ordre de 200 fois celle de la pesanteur, et une fréquence de 1 000 Hz qui est celle se propageant normalement dans les rails, l'amplitude des vibrations ne dépasse pas 0,1 mm. Il suffit donc de disposer de semelles permettant une déformation de cette importance pour que les vibrations nées dans le rail s'arrêtent dans le caoutchouc et dissipent une énergie appréciable, d'où leur freinage rapide.

La semelle retenue, après de nombreux essais, a une épaisseur de 4,5 mm et comporte des cannelures de 2 mm x 2 mm, espacées de 22 mm, alternativement sur la face supérieure et inférieure, pour la pose de rails 50 kg avec une surface d'appui de 280 cm² sur la traverse. Ces cannelures sont parallèles au rail ou en chevron.

Voyons maintenant comment absorber les efforts dirigés de bas en haut. Une attache rigide donnerait naissance à un jeu lors de la compression, et à un choc violent, de bas en haut, sur l'attache, à la détente ; seule une attache élastique et puissante peut maintenir le rail, la semelle et la traverse étroitement liés par une précontrainte permanente. De plus, ses caractéristiques doivent être exactement adaptées à celles de la semelle, de façon à donner à cette dernière le maximum d'efficacité dans son rôle d'amortisseur.

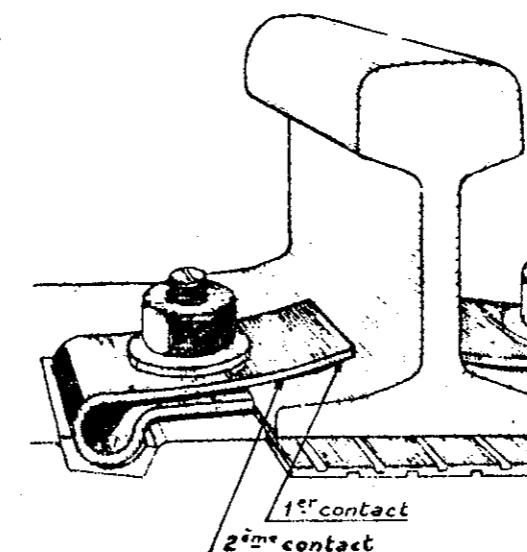


Fig.IV.28 -- Crapaud élastique pour traverses en B.A.

Dans l'ensemble doublement élastique réalisé par la S.N.C.F., le rail est fermement maintenu entre la semelle en caoutchouc cannelée vers le bas, et deux crapauds en acier à ressort, vers le haut (fig. IV-28). Le rail possède, de ce fait, une certaine liberté à l'échelle de l'amplitude des vibrations à amortir, mais les déplacements correspondants se font sans jeu, sans chocs et sans que le rail ait la latitude de cheminer.

Pour permettre le contrôle de l'effort exercé, la lame en position de serrage donne deux contacts sur le patin du rail (fig. IV-28) ; lorsque le deuxième contact est assuré, la lame a pris une flèche déterminée (environ 30/10e de mm) correspondant à un effort de flexion connu qui se reporte sur le rail par le premier contact. Bien que ce dispositif doublement élastique rende extrêmement lent le relâchement du dispositif de fixation, il arrive toujours

un moment où celui-ci commence à se manifester. Le décollage du deuxième contact permet alors de contrôler la diminution de l'effort de serrage.

F/ LE CHEMINEMENT

On constate que dans une voie éclissée ordinaire, les rails (ou même l'ensemble de la superstructure) cheminent longitudinalement dans le sens général du mouvement des trains. Ce mouvement peut être contrarié par des causes locales : fréquence des démarriages, pente ou rampe, etc... Dans les fortes pentes, le rail tend à se déplacer vers le bas, quel que soit le sens de la circulation.

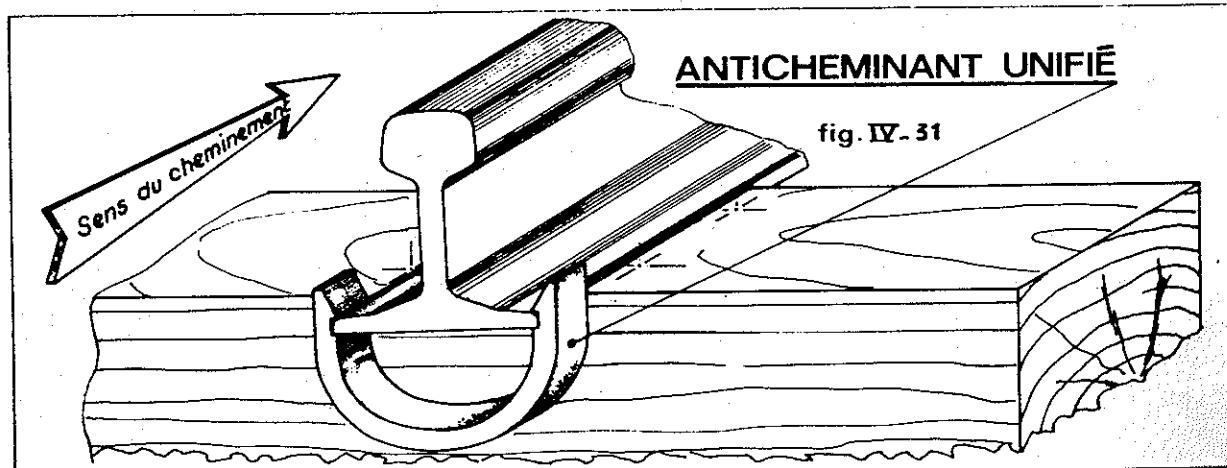
On donne à ce phénomène les explications ci-après :

- a/ reptation du rail, due à la déformation par flexion sous les trains, qui allonge les fibres du patin en contact avec les traverses : comme cet allongement ne peut pas se manifester par l'arrière, où les déformations du rail sont bridées par le frottement dû à la présence des charges, il tend à se développer vers l'avant de la machine ;
- b/ libération partielle des contraintes dues à la dilatation contrariée : l'onde de soulèvement qui précède la machine autorise un allongement du rail qui libère de proche en proche une partie de la compression d'origine thermique ; la voie soulevée retombe un peu en avant de la position qu'elle occupait avant l'approche du train.

Les dispositifs anticheminants ont évolué avec la technique de la voie. Au début on a essayé d'utiliser les ailes des éclisses comme butée, pour empêcher la voie de se déplacer. Ultérieurement, on a employé des dispositifs fixés au rail par des boulons et solidaires des selles, ou s'appuyant par des ailes contre les têtes des tirefonds. Tous ces procédés présentaient l'inconvénient de fatiguer les tirefonds, et de créer des points faibles dans l'âme du rail lorsqu'ils exigeaient un perçage spécial de celle-ci.

On en est donc venu à des dispositifs fonctionnant par coincement sur le patin et reportant l'effort directement sur la traverse. Les derniers dispositifs à ressort utilisés par la S.N.C.F. (fig. IV-31) donnent satisfaction de ce point de vue. Le problème est résolu encore plus élégamment par les attaches élastiques qui, en dehors de leurs autres avantages, opposent une grande résistance au déplacement longitudinal du rail. Elles assurent, en effet, un serrage constant du rail sur la traverse quelle que soit la position de la roue et substituent au simple contact fer sur bois (pose directe) ou fer sur fer (pose sur selle) à faible coefficient de frottement, le double contact fer sur caoutchouc et caoutchouc sur bois ou fer, à coefficient de frottement élevé.

Aux Etats-Unis, où la pose à crampons est de règle, on utilise des anticheminants à ressort, bloquant le patin du rail contre les traverses.



dans les voies en
e de chaque roue,
duit pour le patin
ment mesurable.
us avons déjà
e.

vements verticaux
t son usure, mais
s'épaulements dans
st posée sans

t donc simultané-
e rend inutile,
traverse recher-
nécessaire pour
centué.

e monde. La

sont "l'elastic
être utilisés en
une attache ;

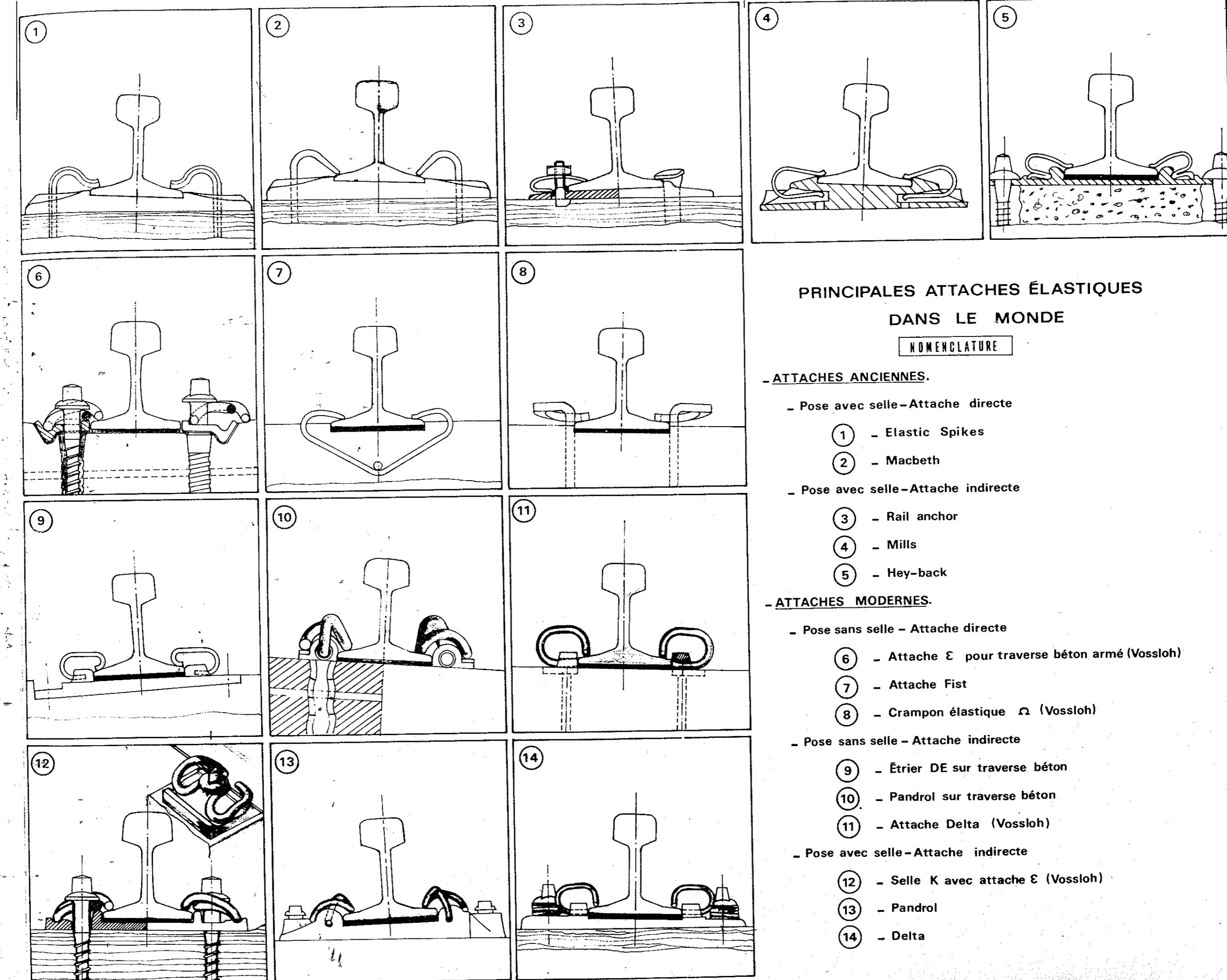
convient de citer
cessiter de per-
tallique introduit

hollandaise et

iandes K et Delta

ses sur traverses
ches japonaises
es DE et alleman-

it la pose élasti-
act d'apprécier



PRINCIPALES ATTACHES ÉLASTIQUES DANS LE MONDE

NOMENCLATURE

- ATTACHES ANCIENNES.

- Pose avec selle - Attache directe

- (1) – Elastic Spikes
- (2) – Macbeth

- Pose avec selle - Attache indirecte

- (3) – Rail anchor
- (4) – Mills
- (5) – Hey-back

- ATTACHES MODERNES.

- Pose sans selle – Attache directe

- (6) – Attache Σ pour traverse béton armé (Vossloh)
- (7) – Attache Fist
- (8) – Crampon élastique Ω (Vossloh)

- Pose sans selle – Attache indirecte

- (9) – Etrier DE sur traverse béton
- (10) – Pandrol sur traverse béton
- (11) – Attache Delta (Vossloh)

- Pose avec selle - Attache indirecte

- (12) – Selle K avec attache Σ (Vossloh)
- (13) – Pandrol
- (14) – Delta

Les caractéristiques du ressort sont étudiées pour que la contrainte exercée sur le rail soit encore notable lorsque la flèche a diminué de 10/10e de mm, ce qui correspond à un jeu équivalent au deuxième contact. L'expérience prouve que le temps qui s'écoule avant que cette valeur ne soit atteinte est de l'ordre de plusieurs années. Ces attaches ne demandent donc aucune surveillance spéciale. La courbe de réponse en fonction du serrage caractérise les qualités de l'attache (fig. IV-29).

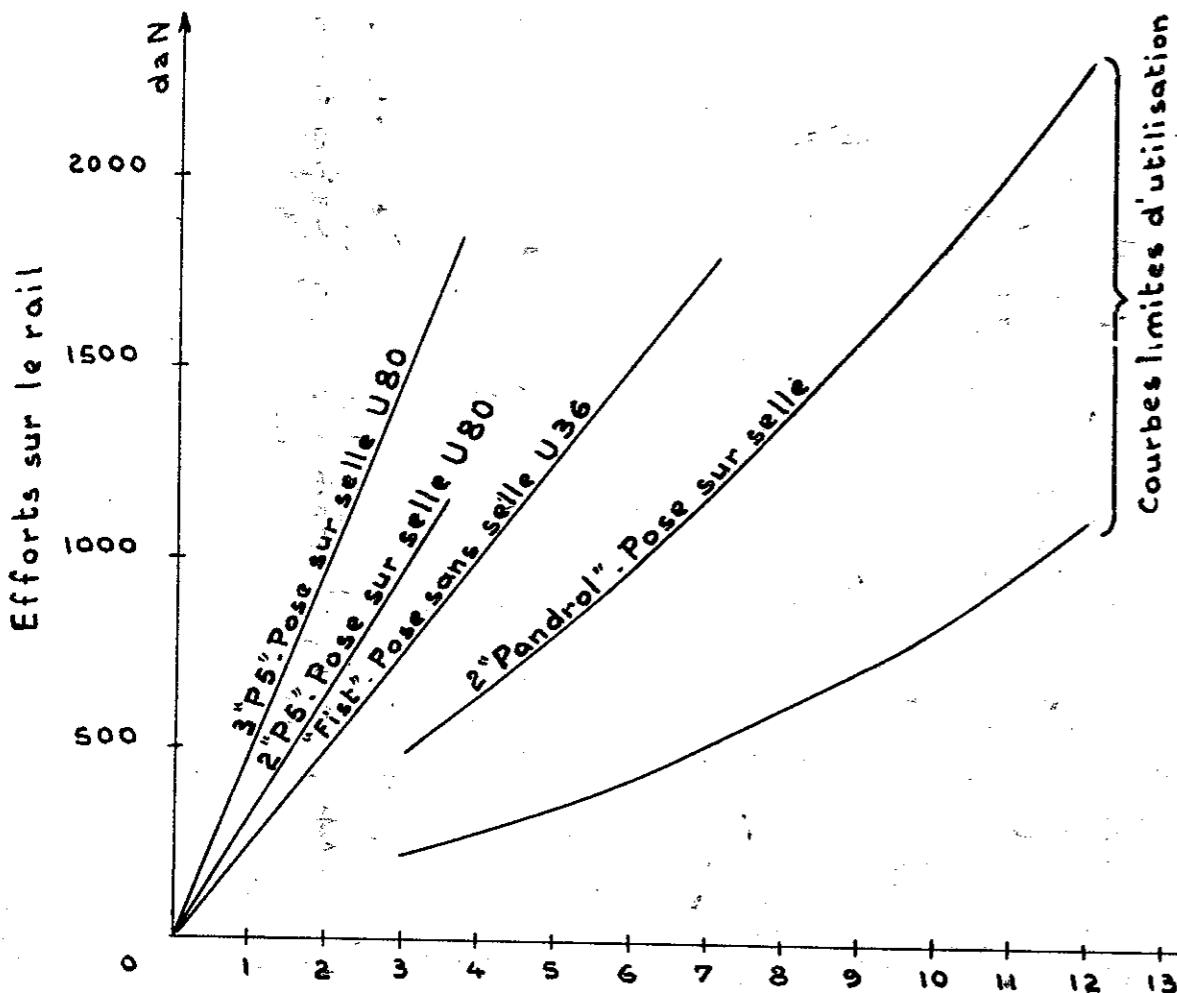


Fig. IV-29. Attachages élastiques, courbes de réponse

En plus de ses rôles de fixation verticale et d'anticheminant, l'attache assure sur la traverse en béton armé le maintien latéral du rail. Pour permettre à la lame de ressort de transmettre l'effort encaissé par le rail dans le sens transversal à la traverse, la partie arrière du crapaud se présente sous forme d'une boucle cylindrique qui vient prendre appui dans une cuvette de même forme moulée à la surface de la traverse ou mieux, pour éliminer tout risque d'épaufrement, cet appui se fait sur un coussinet de caoutchouc encastré dans celle-ci.

Bien que l'attache doublement élastique ait été conçue au départ pour la protection des traverses en béton armé, il est évident que la quasi constance (1) de l'effort transmis sans choc par la lame de ressort au dispositif de fixation présente un grand intérêt, quel que soit le matériau qui constitue la traverse.

Les essais au Vibrogir (2) des attaches des traverses en bois ont montré que :

- la pénétration du rail ou de la selle dans le bois est due, en majeure partie, à la destruction des fibres superficielles de la table des traverses par les vibrations. Les battements permis par le jeu des attaches accroissent d'une façon considérable cette "usure" et entraînent une destruction très rapide des fixations elles-mêmes ;
- l'interposition entre le tirefond et le rail, d'une lame élastique appelée griffon (fig. IV-30), analogue à la branche supérieure du crapaud R.N., mais adaptée à la résistance du tirefond dans le bois, donne à celui-ci une fixité excellente, en empêchant sa déconsolidation par les vibrations.

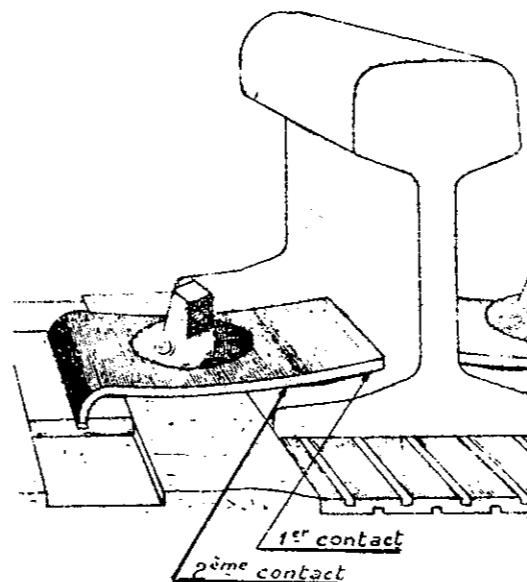


Fig. IV-30. Griffon élastique pour traverses en bois

Ces études ont été complétées par une zone d'essai, comportant trois types d'attaches. Les valeurs moyennes de l'incrustation dans le bois, pour les

déformabilités de ces deux éléments :

- fixation normale par tirefonds et selles, sans attaches élastiques, entretien normal (serrage annuel) 1,1 mm
- fixation par tirefonds et attaches élastiques R.N., sans selles ni semelles, aucun entretien ni resserrage 1,2 mm
- fixation par tirefond et attache R.N., sans selles, mais avec semelles cannelées 0,2 mm

(1) Au passage d'une roue imposant une surcharge P , la semelle s'aplatit de a mm, et le premier contact du ressort descend d'autant. Si $e = 0,05$ mm et $d = 6$ mm, caractérisant les déformabilités de ces deux éléments, on peut écrire :

$$P = \frac{a}{e} + \frac{a}{d}$$

l'amplitude du mouvement $a = P \frac{ed}{e + d} = 0,25$ mm pour une charge de 5 t, et la variation de l'effort au nez du ressort $\frac{a}{d} = 0,04$ t. La variation de la tension des tirefonds, sensiblement double, est donc de l'ordre de 80 kg, nettement inférieure à 10 % de l'effort statique, environ 1 200 kg, correspondant à une flèche de 30/10e de mm du ressort.

(2) Ces essais, effectués rapidement, ne permettent que des comparaisons. Il apparaît en effet que les intempéries et la durée sont les facteurs essentiels de déterioration des traverses en bois.

D'autres mesures, effectuées en courbe, ont montré que, dans les voies en rayon inférieur à 800 m, le champignon du rail subit, au passage de chaque roue, une torsion dont l'amplitude est de l'ordre de 2 mm, qui se traduit pour le patin par une oscillation dans le sens transversal, mais sans déplacement mesurable. Cette oscillation superposée aux vibrations verticales, dont nous avons déjà parlé, accélère l'abrasion de la table de sabotage de la traverse.

L'emploi de semelles cannelées, qui permet de légers mouvements verticaux du rail sans frottement sur cette table, réduit considérablement son usure, mais la présence de ces semelles a pour effet d'augmenter l'usure des épaulements dans les courbes de rayon inférieur à 1 000 mètres lorsque la voie est posée sans selles.

La pose doublement élastique sur traverses en bois réduit donc simultanément la fatigue de l'attache et celle de la table d'appui. Elle rend inutile, en alignement et en courbe de grand rayon, la protection de la traverse recherchée dans la selle. L'emploi de cette dernière reste toutefois nécessaire pour la protection des épaulements dans les courbes de rayon plus accentué.

Il existe de nombreux types d'attaches élastiques dans le monde. La planche ci-contre représente les types les plus utilisés.

On peut les classer de la façon suivante :

a/ Voies clouées

Il s'agit de crampons élastiques, dont les plus répandus sont "l'elastic spike" et l'attache Macbeth, ces deux types d'attaches pouvant être utilisés en pose directe ou indirecte. Le Rail-Anchor n'est en réalité pas une attache ; il remplace les anticheminants dans certaines voies américaines.

b/ Voies tirefonnées

En pose directe, en dehors du griffon élastique R.N. il convient de citer la suédoise Fist qui présente l'originalité de ne pas nécessiter de perçage dans la traverse, mais prend appui sur un rond métallique introduit directement au rail dans un trou horizontal de la traverse.

Dans les poses directes, il convient de citer l'attache hollandaise et l'attache Delta allemande.

Les principales poses indirectes sont les attaches allemandes K et Delta déjà mentionnées et les attaches anglaises Mills et Pandrol.

Des types d'attaches analogues se retrouvent dans les poses sur traverses en béton armé : ce sont les crapauds élastiques R.N., les attaches japonaises très analogues aux attaches françaises, les attaches hollandaises DE et allemandes Delta, enfin les attaches Mills et Heyback.

L'attache française et l'attache K permettent également la pose élastique en traverses métalliques.

Seule l'attache française permet par mesure du 2ème contact d'apprécier l'effort de serrage.