

# Véhicules et routes

par **Jean BERTHIER**

Professeur à l'École Nationale des Ponts et Chaussées

Président du BCEOM (Bureau Central d'Études pour les Équipements d'Outre-Mer)

|   |                    |
|---|--------------------|
| <b>1. Évolution du parc automobile et prévisions de trafic .....</b>      | <b>C 4 400 - 2</b> |
| 1.1 Évolution du parc automobile .....                                    | — 2                |
| 1.2 Prévisions .....  | — 2                |
| <b>2. Route et environnement .....</b>                                    | <b>— 3</b>         |
| 2.1 Pollution des eaux .....  | — 3                |
| 2.2 Route et faune sauvage.....   | — 3                |
| 2.3 Bruit .....   | — 4                |
| 2.4 Pollution atmosphérique.....  | — 5                |
| <b>3. Interactions entre véhicule et chaussée .....</b>                   | <b>— 6</b>         |
| 3.1 Pneumatiques .....  | — 7                |
| 3.2 Sollicitations verticales .....                                       | — 7                |
| 3.2.1 Influence sur le véhicule. Confort.....                             | — 7                |
| 3.2.2 Sollicitations verticales sur la chaussée cadre réglementaire ..... | — 8                |
| 3.2.3 Charges effectives .....  | — 9                |
| 3.3 Sollicitations longitudinales .....                                   | — 9                |
| 3.3.1 Cisaillements sous le pneumatique en roulement libre.....           | — 9                |
| 3.3.2 Freinage. Distance d'arrêt .....                                    | — 10               |
| 3.3.3 Freinage réel .....   | — 10               |
| 3.4 Sollicitations transversales.....                                     | — 11               |
| 3.4.1 Envirage.....   | — 11               |
| 3.4.2 Stabilité du véhicule .....   | — 12               |
| <b>4. Quelques données sur le coût d'usage des véhicules .....</b>        | <b>— 14</b>        |

**L**e poids de l'automobile et des transports routiers dans l'économie française est considérable. On estime à plus de 2 millions le nombre des emplois qui leur sont liés.

Ils assurent près de 90 % des déplacements de personnes (y compris les transports par autobus) et plus de 60 % des transports de marchandise.

L'automobile est simultanément un phénomène de société.

Elle représente un extraordinaire moyen d'évasion et, à ce titre, son taux de pénétration auprès des jeunes est très important et son image a un aspect très positif.

À l'inverse, elle est source d'un certain nombre d'atteintes à l'environnement. Les accidents de la route tuent chaque année plus de 10 000 personnes et en blessent un grand nombre dont plus de 50 000 très gravement.

L'objectif des ingénieurs routiers comme celui des ingénieurs de l'automobile est de faire en sorte que les déplacements par la route puissent se faire dans les meilleures conditions de confort et de sécurité, tout en minimisant les atteintes à l'environnement.

La connaissance des interactions entre le véhicule et la route est, pour les uns et pour les autres, un des fondements de leur métier. L'action de l'un et de l'autre sur l'environnement en est une autre composante majeure.

L'objectif de cet article est de décrire de façon succincte ces différentes interactions.

# 1. Évolution du parc automobile et prévisions de trafic

Le trafic à prendre en compte pour un projet constitue une des données de base pour la définition des caractéristiques géométriques de la route ainsi que pour le dimensionnement de la chaussée.

Son évaluation se base sur une connaissance du niveau actuel du trafic automobile, sur une prévision de son évolution et sur la détermination de la part de ce trafic qui sera affectée à la liaison considérée.

Cette dernière donnée, qui repose sur les lois d'affectation de trafic en fonction des avantages procurés, ne sera pas traitée ici.

## 1.1 Évolution du parc automobile

Le tableau 1 donne l'évolution du parc automobile français depuis 1900.

| Année<br>(au 1 <sup>er</sup> janvier) | Véhicules<br>légers | Véhicules<br>utilitaires | Total      |
|---------------------------------------|---------------------|--------------------------|------------|
| 1900                                  | 1 672               |                          | 1 672      |
| 1910                                  | 53 000              |                          | 53 000     |
| 1920                                  | 260 000             | 70 000                   | 330 000    |
| 1950                                  | 1 525 000           | 785 000                  | 2 310 000  |
| 1970                                  | 11 860 000          | 1 840 000                | 13 700 000 |
| 1980                                  | 19 100 000          | 2 600 000                | 21 700 000 |
| 1989                                  | 23 000 000          | 4 800 000                | 27 800 000 |

Cette évolution a donc conduit à un doublement entre 1970 et 1989, ce qui est considérable et explique la saturation croissante du réseau malgré les investissements réalisés.

Le niveau d'équipement comparé de différents pays est donné par le tableau 2 relatif à l'année 1988.

| Pays            | Nombre de véhicules<br>pour 100 habitants |
|-----------------|---|
| États-Unis      | 75  |
| France          | 50  |
| RFA             | 48,5                                      |
| Suisse          | 45,8                                      |
| Pays-Bas        | 39,4                                      |
| Grande-Bretagne | 38,6                                      |
| Espagne         | 33  |

La croissance du nombre de véhicules légers au cours de la dernière décennie s'explique autant par l'accroissement du nombre de voitures par ménage, avec l'accès des jeunes à la conduite, que par celui du nombre de ménages équipés (tableau 3).

En ce qui concerne les véhicules utilitaires, l'évolution des caractéristiques du parc est une donnée tout aussi importante que celle de son effectif global.

Tableau 3 – Évolution du niveau moyen d'équipement des ménages français

| Année | Ménages non équipés | Nombre de voiture<br>par ménage |
|-------|---------------------|---------------------------------|
| 1977  | 33,6 %              | 0,81                            |
| 1987  | 24,7 %              | 1,03                            |

Le tableau 4 montre la répartition des configurations relevée à l'occasion de contrôles de charge.

Tableau 4 – Composition du parc des véhicules lourds

|                                  | 1979   | 1985   | 1989   |
|----------------------------------|--------|--------|--------|
| Camions                          | 49,6 % | 44,6 % | 46,3 % |
| Tracteurs + semi-remorques (SR): |        |        |        |
| SR 1 essieu                      | 4,1 %  | 2,3 %  | 1,1 %  |
| SR 2 essieux                     | 32,2 % | 29,5 % | 20,0 % |
| SR 3 essieux                     | 8,6 %  | 16,9 % | 25,9 % |
| Camions avec remorques           | 4,9 %  | 6,1 %  | 6,5 %  |
| Autres                           | 0,6 %  | 0,6 %  | 0,2 %  |

L'évolution la plus spectaculaire est celle du nombre de semi-remorques à 3 essieux avec une diminution corrélative des semi-remorques à deux essieux.

## 1.2 Prévisions

La prévision des évolutions futures est un exercice difficile et l'incertitude est d'autant plus grande que l'horizon est plus éloigné. Pour la France, les études les plus récentes sur ce sujet datent de 1989. Elles ont été réalisées par le CREDOC (Centre de Recherches pour l'Étude et l'Observation des Conditions de vie) pour les véhicules légers et l'OEST (Observatoire Économique et Statistique des Transports) pour les poids lourds.

Pour les véhicules légers, deux catégories d'éléments peuvent être pris en compte, d'une part des éléments d'ordre économique comme le revenu des ménages et l'évolution du prix des carburants, d'autre part des éléments d'ordre social tels que l'attitude des différentes générations et des différentes tranches d'âge face à l'automobile.

On constate, par exemple, que le kilométrage moyen par voiture et par an passe de 15 000 pour les conducteurs âgés de 20 à 30 ans à 10 000 pour ceux de la tranche 60 à 65 ans.

Avec la prudence qu'impose ce type de prévision, le CREDOC conclut qu'entre 1990 et 2010 on peut, suivant les hypothèses, s'attendre à une augmentation de 35 à 40 % du trafic, le pourcentage de ménages multiéquipés s'accroissant de 30 à 40 %.

En ce qui concerne la sensibilité des parcours réalisés au prix des carburants, l'analyse des évolutions passées montre qu'en pourcentage la diminution des parcours n'est que de 30 % de l'augmentation du prix de l'essence pour les autoroutes de liaison et de 20 % pour les routes nationales.

Pour les poids lourds, les analyses de l'OEST conduisent, suivant les conditions de la croissance économique, aux coefficients multiplicateurs suivants sur la même période :

- 1,35 à 2,45 pour la circulation totale ;
- 1,98 à 3,74 pour la circulation sur autoroutes.

En 2010, les autoroutes pourraient, dans ces conditions, accueillir plus de 50 % du trafic total de poids lourds contre 36 % actuellement.

Compte tenu de ces différentes données, la Direction des routes a préconisé, par une circulaire du 8 février 1989, d'adopter pour les projets relatifs au réseau national les tendances centrales suivantes de progression :

— **routes nationales :**

- 2,5 % linéaire, base 1987, jusqu'en 2010,
- 1,5 % linéaire, base 1987, au-delà ;

— **autoroutes :**

- 4 % linéaire, base 1987, jusqu'en 2000,
- 3,5 % linéaire, base 1987, de 2001 à 2010,
- 1,5 % linéaire, base 1987, au-delà.

## 2. Route et environnement

Depuis la loi du 10 juillet 1976 relative à la protection de la nature, tout un dispositif législatif et réglementaire a été mis en place en France pour assurer une prise en compte correcte des contraintes d'environnement. Cette loi, base de tout l'édifice, déclare que la protection de l'environnement est d'intérêt général et prescrit qu'aucune grande infrastructure ne soit réalisée sans étude d'impact.

La loi de juillet 1983 la complète en imposant que chaque grande opération fasse l'objet d'une enquête destinée à informer le public et à recueillir ses appréciations.

Les paragraphes suivants évoquent les principales contraintes d'environnement qui doivent être prises en compte dans les études routières.

Bien entendu, au moment du choix, il convient de mettre en balance les inconvénients qui subsistent après avoir pris toutes les mesures de protection nécessaires, avec les avantages apportés par l'opération routière du point de vue de l'économie des déplacements et du développement économique des zones desservies.

L'ensemble est généralement présenté sous forme d'une analyse multicritère prenant en compte les différents éléments d'appréciation, quantifiables ou non quantifiables.

### 2.1 Pollution des eaux

La circulation routière libère un certain nombre de polluants qui, déposés sur la chaussée, sont ensuite transportés par les eaux de ruissellement. Ces polluants peuvent être libérés de façon continue, on parle alors de pollution chronique. Ils peuvent également provenir de déversements consécutifs à un accident impliquant une citerne de transport de produits dangereux, il s'agit alors de pollution accidentelle. Enfin l'utilisation des produits de déverglaçage engendre une pollution saisonnière.

Il convient d'évaluer ces différentes pollutions pour prévoir éventuellement des dispositifs de protection contre leurs conséquences, notamment la pollution des rivières et des eaux souterraines.

■ La **pollution chronique** a pour origine l'usure de la chaussée, celle des pneumatiques, les émissions liées aux gaz d'échappement.

On peut retenir les ordres de grandeur suivants pour les quantités déposées sur la chaussée pour 10 000 véhicules/jour :

- plomb : 80 à 140 g/j · km ;
- zinc : 40 g/j · km ;
- hydrocarbures : 1 à 5 kg/j · km.

Il faut noter que l'utilisation croissante d'essence sans plomb devrait réduire le premier de ces chiffres.

Les flux polluants subissent au cours de leurs transferts un ensemble de transformations qui aboutissent à une réduction de leur importance : transformations physico-chimiques, absorption par le sol des bas-côtés, interception par la végétation des accotements et des fossés.

Il y a intérêt à favoriser cette épuration naturelle par les abords directs de la chaussée et à multiplier les points de rejet. Lorsque c'est nécessaire, l'utilisation de bassins filtrants est une solution coûteuse mais très efficace.

■ La **pollution accidentelle** est provoquée par des accidents ou des renversements de camions transportant des matières dangereuses. Ils ne sont malheureusement pas aussi exceptionnels qu'on pourrait le penser puisqu'en moyenne on en a constaté, par exemple, un par jour en 1983, dont 80 % sur les routes nationales et 20 % sur les autoroutes.

La gravité des conséquences de ces accidents est variable ; elle dépend de la nature et de la quantité des produits déversés, mais aussi de la sensibilité des milieux récepteurs.

Dans les zones sensibles (zones de captage, rivières sensibles), ce risque peut conduire à prendre des dispositions spéciales : réseau d'assainissement étanche, fosses tampons absorbantes ou imperméabilisées, bacs décanteurs-déshuileurs dont l'efficacité est très bonne, mais qui sont très coûteux.

■ La **pollution saisonnière** est liée à l'utilisation des produits de déverglaçage utilisés dans le cadre de la viabilité hivernale. Le produit le plus utilisé est le chlorure de sodium dont les quantités répandues peuvent être très importantes (de 0,5 à 30 t/an · km dans les cas extrêmes).

Les végétaux situés sur les abords sont bien entendus les premiers affectés, mais l'expérience montre qu'ils supportent convenablement cette pollution, compte tenu de sa nature saisonnière.

La pollution des eaux de surface est rarement conséquente, sauf pour les étangs très proches des routes.

Les chlorures, très solubles, peuvent atteindre les nappes mais aucun cas de pollution sensible des eaux destinées à l'eau potable n'a semble-t-il été signalé.

C'est en tout cas une raison de plus pour réduire au plus juste l'utilisation des sels de déverglaçage qui conduit à des dépenses annuelles très importantes.

### 2.2 Route et faune sauvage

Des centaines de milliers de petits animaux trouvent chaque année la mort sur les routes. En ce qui concerne les grands animaux sauvages, cerfs, chevreuils, sangliers, ils sont à l'origine de plusieurs milliers de collisions avec les automobiles, presque toujours fatales pour les animaux et souvent dangereuses pour les usagers.

C'est donc simultanément pour des raisons de protection de l'environnement naturel et de sécurité que des mesures de protection de la faune sauvage le long des axes routiers doivent être prises.

L'importance des mesures de protection doit être adaptée à l'importance du trafic et à la vitesse des véhicules. Les autoroutes doivent, à ce double titre, faire l'objet de mesures très strictes.

C'est tout d'abord à l'occasion du choix du tracé que les actions les plus simples et les plus efficaces sont réalisables, en évitant les secteurs les plus sensibles, en évitant de morceler les domaines vitaux et de couper des axes de déplacement.

Des aménagements spécifiques peuvent, de plus, être réalisés.

Pour la grande faune, ces aménagements comportent essentiellement des clôtures et des passages inférieurs et supérieurs.

Les hauteurs des clôtures doivent être au minimum de 1,2 m pour les sangliers, 1,6 m pour les chevreuils et 2,6 m pour les cerfs.

Les passages supérieurs et inférieurs doivent être implantés aux points de passage habituels des animaux, ce qui suppose donc une étude initiale très approfondie de leurs déplacements.

Par leur dimensionnement général et par l'aménagement de leurs abords, ils doivent pouvoir être franchis sans crainte par les animaux.

La figure 1 donne le schéma général d'aménagement d'un passage supérieur et celui d'un passage inférieur.

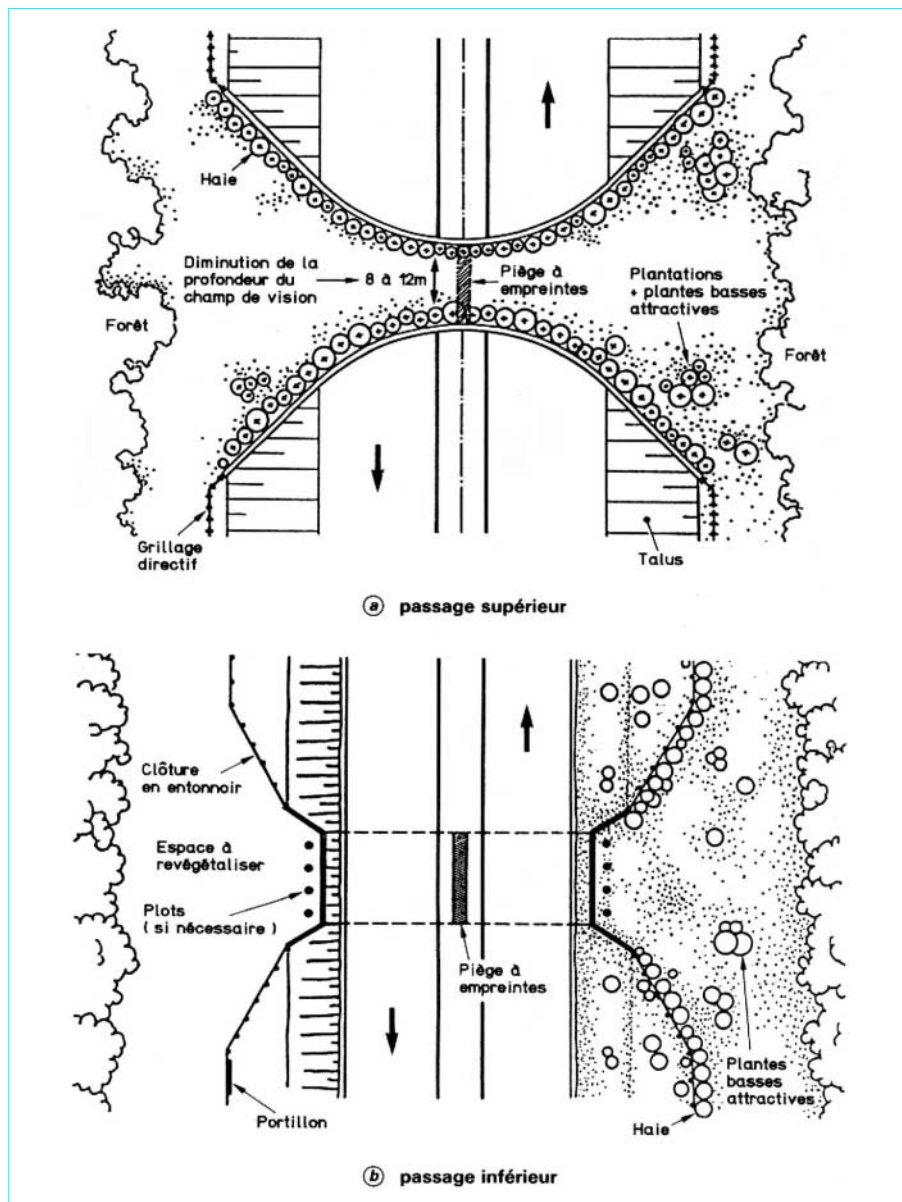


Figure 1 – Passages pour la faune sauvage

La hauteur minimale d'un passage inférieur doit être de 4 m pour un cerf, de 3 m pour un chevreuil et de 2,5 m pour un sanglier, les largeurs minimales étant respectivement de 4 m, 1,5 m et 0,8 m. Ce sont donc des ouvrages importants et coûteux.

Signalons également le problème particulier des batraciens qui, sur certains sites, se déplacent par milliers de leurs lieux de chasse aux mares où ils se reproduisent. Des ouvrages particuliers de franchissement ont été mis au point, constitués d'un dispositif qui interdit leur passage en dehors d'un point de franchissement aménagé avec deux buses placées sous la chaussée.

## 2.3 Bruit

D'un point de vue physique, le bruit est dû à une variation rapide de la pression de l'air. Il peut être caractérisé par sa fréquence et par son niveau de pression acoustique, différence entre la pression instantanée et la pression atmosphérique.

Les variations de sensation auditive sont convenablement traduites par le logarithme de la pression élevée au carré.

On définit le bel comme le logarithme de  $p^2/p_0^2$ , où  $p_0$  est le seuil d'audition.

En fait, l'unité la plus utilisée est le décibel (dB). Le niveau de bruit en décibels s'exprime par la formule :

$$L = 10 \lg \frac{p^2}{p_0^2}$$

La plage des valeurs correspondant aux sons audibles va de 0 à plus de 100 dB, correspondant au seuil de douleur.

En fait la sensation auditive dépend de la fréquence du signal acoustique. L'oreille est beaucoup plus sensible aux fréquences élevées qu'aux basses fréquences.

Cela conduit à donner un poids différent à l'intensité de chacun des sons qui composent le son réel, dont l'intensité est alors exprimée en dB (A), unité universellement adoptée.

L'addition des niveaux sonores exprimés en décibels suivant une loi logarithmique, une multiplication par deux de l'intensité sonore s'exprime par l'addition de 3 dB (A).

Les ordres de grandeur suivants peuvent être retenus pour un certain nombre d'ambiances sonores :

- réacteur d'avion 120 dB (A) ;
- trafic routier 60 à 90 dB (A) ;
- conversation 60 dB (A) ;
- campagne, le jour 40 dB (A) ;
- silence angoissant 0 à 10 dB (A).

L'intensité du bruit dû au trafic routier fluctue à chaque instant et varie suivant les heures de la journée. On est donc amené à la représenter par un bruit équivalent. C'est le bruit de niveau constant qui a, sur la période de temps considérée, la même énergie que le bruit réel.

Les enquêtes réalisées auprès des riverains des voies routières ont montré que la gêne ressentie est généralement bien représentée par le bruit équivalent sur la période 8 h-20 h noté  $L_{eq}$  (8 h-20 h) ou plus simplement  $L_{eq}$ . Dans certains cas cependant où le trafic nocturne est élevé, il faut également prendre en compte le  $L_{eq}$  (0 h-5 h).

Le bruit émis par un véhicule qui roule est l'addition du bruit du moteur, du bruit de contact pneumatiques-chaussée, et du bruit aérodynamique, les deux premiers étant prépondérants.

Suivant les types de véhicule, les types de revêtement et la vitesse, le bruit de roulement peut représenter, par rapport à l'énergie sonore totale :

- 40 à 60 % pour le bruit extérieur ;
- 20 à 50 % pour le bruit intérieur.

Pour un trafic de 100 véhicules/h, l'ordre de grandeur de l'intensité sonore en façades d'immeubles est de 63 dB (A). Les chiffres correspondants pour un trafic de 1 000 et de 2 000 véhicules/h sont de 73 et de 76 dB (A). Pour une autoroute urbaine dont le trafic journalier est de 100 000 véhicules/jour, ils atteignent 82 à 84 dB (A).

Bien entendu, les chiffres effectifs varient suivant la composition du trafic, sa vitesse, l'existence de rampes, de pentes, etc.

On admet, par exemple, les rapports suivant PL/VL (poids lourds/véhicules légers) :

| Rampe :             | ≤ 2 % | 4 % | ≥ 6 % |
|---------------------|-------|-----|-------|
| Autoroutes          |       | 5   | 6     |
| Voie rapide urbaine | 7     | 10  | 12    |
| Voie urbaine        | 10    | 16  | 20    |

En l'absence d'obstacles, le bruit décroît de 3 à 4 dB (A) environ chaque fois que la distance à la route double, cette diminution étant influencée par le caractère absorbant ou réfléchissant du sol, par l'existence ou non de végétation, par le vent, etc.

Au niveau du sol, la diminution du  $L_{eq}$  à 50 m du bord de la chaussée est par exemple de l'ordre de 3, ce qui montre qu'il faut, en terrain découvert, de très grandes distances pour obtenir une atténuation sensible du bruit.

L'effet de la végétation comme écran acoustique est très réduit. Il faut 10 m de feuillus denses pour réduire le bruit de 1 dB (A).

La seule façon de protéger du bruit une zone proche d'une voie à fort trafic est l'interposition d'un obstacle qui peut être soit un écran acoustique, soit une butte antibruit. La deuxième formule a l'avantage d'assurer une meilleure intégration dans le paysage, surtout si elle est plantée, mais elle nécessite plus d'espace.

En présence d'un obstacle, par exemple un écran, une onde sonore est décomposée en quatre ondes sonores dérivées suivant le schéma de la figure 2.

L'onde transmise est d'autant plus faible que l'écran est plus lourd. Elle est négligeable pour un écran de plus de 25 kg/m<sup>2</sup>.

La part absorbée est d'autant plus importante que le matériau est plus poreux ; elle peut aller jusqu'à 60 %. Les absorbants utilisés sont divers (laine de verre, mousse d'argile, etc.).

À l'inverse, l'onde réfléchie est évidemment d'autant plus faible que le matériau est plus absorbant. Elle amplifie le niveau de bruit devant l'écran.

L'onde diffractée obéit aux lois générales de la diffraction. L'affaiblissement de son énergie dépend de la longueur d'onde et de l'allongement du trajet parcouru par rapport au trajet direct.

Les données les plus précises sur le bruit routier et sur les écrans acoustiques sont données par le *Guide du bruit des transports terrestres*, dont les différents fascicules, rédigés par le CETUR (Centre d'Études des Transports Urbains) ont été édités à partir de septembre 1976.

C'est de la méthode simplifiée proposée par ce guide qu'est extrait l'abaque de la figure 3.

La façade des bâtiments constitue le dernier obstacle utilisable pour réduire le bruit perçu. L'isolement acoustique d'une façade courante est d'environ 20 dB (A). Cet isolement peut être porté à 35 dB (A) au prix d'un certain nombre de mesures : traitement des entrées d'air, choix des huisseries, doubles vitrages, etc.

La réglementation en matière de bruit routier est définie par la circulaire du 2 mars 1983 de la Direction des routes. Elle précise que la contribution sonore de la voie pendant la journée doit être limitée à une valeur comprise entre 60 et 65 dB (A) suivant le site. Cette valeur est évaluée en  $L_{eq}$  (8 h-20 h) à une distance de 2 m en avant du bâtiment à protéger. En ce qui concerne le bruit nocturne, elle propose de l'évaluer par le  $L_{eq}$  (0 h-5 h) et en fixe la limite à 55 dB (A).

## 2.4 Pollution atmosphérique

**Nota :** on se reportera aux articles *Pollution atmosphérique* [B 2 710] [B 2 711] [B 2 712] [B 2 713] du traité Génie mécanique.

La pollution atmosphérique provoquée par les gaz d'échappement varie considérablement suivant le type de véhicule, poids lourds ou véhicules légers, et pour ces derniers selon le type de moteur, Diesel ou moteur à essence.

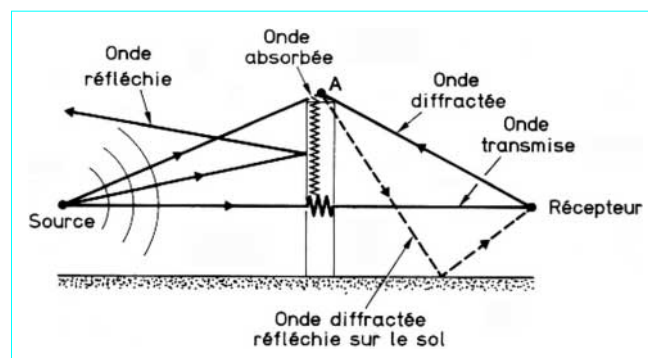


Figure 2 – Effet d'un écran acoustique sur les ondes sonores



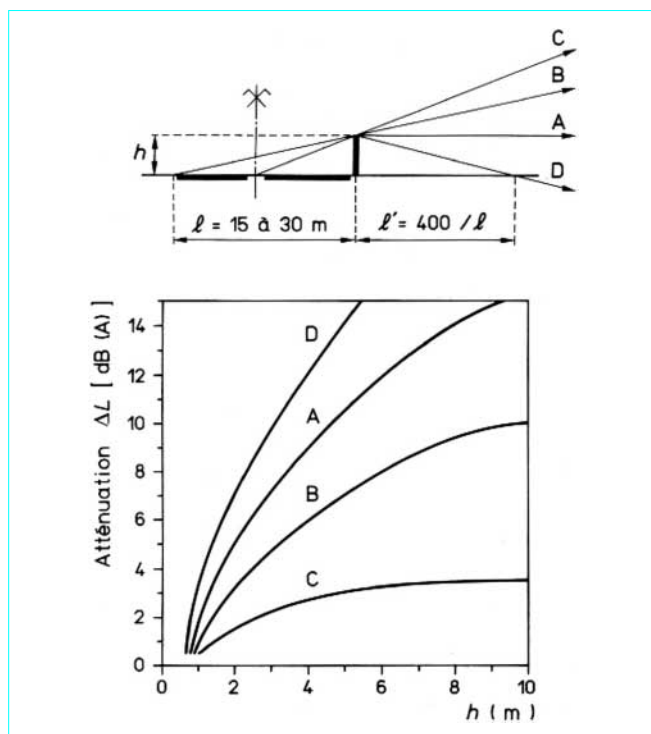


Figure 3 – Atténuation  $\Delta L$  apportée par un écran infiniment long en bordure d'autoroute (diffraction pure)

Pour les véhicules légers, l'ensemble le plus complet de résultats a été obtenu par l'Institut National de Recherches sur les Transports et leur Sécurité (INRETS) et le CETU (Centre d'Études des Tunnels) à partir d'essais sur banc à rouleau simulant différentes conditions d'utilisation routière, et cela sur un ensemble important de véhicules représentatifs de la composition et de l'âge du parc routier français.

Les figures 4 et 5 proposées par le CETU donnent la courbe moyenne d'émission horaire d'oxyde de carbone et d'oxydes d'azote en fonction de la vitesse.

On constate que les moteurs Diesel sont, pour ces deux types de polluants, beaucoup plus propres que les moteurs à essence.

Rapportées au kilomètre parcouru, les émissions de CO décroissent, dans les deux cas, rapidement jusqu'à une vitesse de 30 km/h environ puis se stabilisent.

En ce qui concerne les oxydes d'azote des moteurs Diesel, on constate la même évolution. Par contre, pour les moteurs à essence, les quantités émises croissent régulièrement avec la vitesse.

Les émissions de CO aussi bien que de  $\text{NO}_x$  sont plus importantes en rampes. Le CETU propose les coefficients multiplicateurs suivants :

| Rampe (en %) | Coefficients multiplicateurs |               |
|--------------|------------------------------|---------------|
|              | CO                           | $\text{NO}_x$ |
| 2            | 1,2                          | 2             |
| 4            | 1,5                          | 3,2           |
| 6            | 2,7                          | 4,5           |

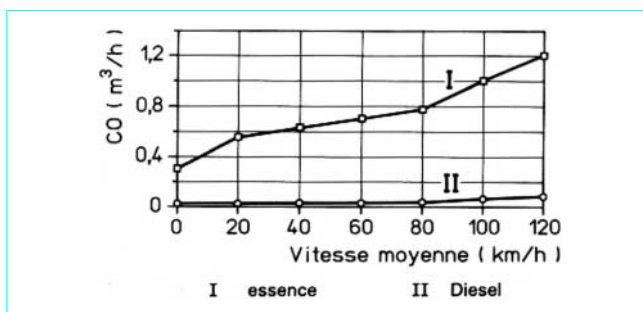


Figure 4 – Émission de monoxyde de carbone en fonction de la vitesse des véhicules légers essence et Diesel

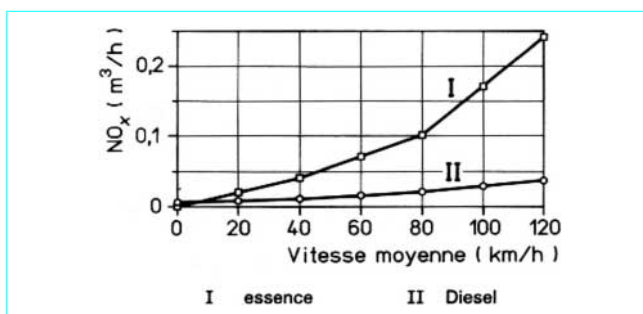


Figure 5 – Émission d'oxyde d'azote en fonction de la vitesse des véhicules légers essence et Diesel

Les performances des moteurs vis-à-vis de la pollution s'améliorent régulièrement et l'on peut, par exemple, constater que les émissions unitaires de CO ont été divisées par 2 de 1970 à 1990.

Ces évolutions devraient être encore accélérées par une réglementation communautaire de plus en plus contraignante qui conduira, en fait, à la généralisation des pots catalytiques ou à la mise au point de nouvelles technologies pour la conception des moteurs.

On peut raisonnablement prévoir d'ici 2005 une nouvelle division par 2 des émissions unitaires.

### 3. Interactions entre véhicule et chaussée

L'objectif à rechercher dans la conception des routes et celle de leur chaussée est d'assurer aux usagers un bon niveau de confort et de sécurité.

Les mouvements, les vibrations et les bruits engendrés dans le véhicule doivent être limités. L'adhérence mobilisable au cours des manœuvres et dans les différentes situations de conduite doit correspondre à ce qu'en attend le conducteur.

À l'inverse, le véhicule exerce sur la chaussée des forces et des actions qui la détériorent progressivement. Son dimensionnement et le choix des matériaux qui la constituent doivent être tels que cette détérioration et la diminution corrélative du niveau du service ne soient pas trop rapides.

Le pneumatique constituant l'interface entre le véhicule et la chaussée, le premier paragraphe rappelle quelques notions de base à son sujet.

### 3.1 Pneumatiques

Le pneumatique relie le véhicule et la chaussée. Son rôle est essentiel pour le confort, le freinage et la tenue de route. Il se compose :

- d'une carcasse constituée de nappes de fils parallèles enrobés de caoutchouc : les câblés. Le nombre de nappes constituant la carcasse est variable selon la résistance des matériaux employés et la charge à supporter. On utilise des fils de rayonne, de polyester ou d'acier ;
- de deux flancs caoutchoutés enveloppant le talon, constitués de câbles d'acier à haute résistance enrobés dans une gomme spéciale ;
- d'une bande de roulement constituée d'un mélange de caoutchoucs étudié pour résister à l'abrasion, aux chocs, aux coupures, aux flexions et aux échauffements. La bande de roulement est sculptée en fonction des exigences d'utilisation.

Les premiers pneus étaient à carcasse diagonale. Les câblés étaient disposés en nappes croisées formant un angle de 35 à 40° avec l'axe du pneu (plan de symétrie de la bande de roulement). Ils ont été totalement supplantés par les pneus à carcasse radiale.

La carcasse du pneu radial est constituée de câblés disposés perpendiculairement au plan de symétrie de la bande de roulement. Elle est complétée par une ceinture très peu extensible, constituée par des nappes de câblés croisés à angle faible (15 à 25°). Les flancs et la ceinture ont donc des déformabilités différentes, adaptées au rôle qu'ils ont à jouer.

Le profil des sculptures est choisi suivant les conditions d'utilisation.

Les rainures longitudinales et transversales permettent l'évacuation de l'eau qui s'interpose entre le revêtement et la roue. Le Code de la route précise que la profondeur de ces rainures doit toujours être supérieure à 1 mm et que la différence de profondeur des rainures principales de deux pneumatiques montés sur un même essieu ne doit pas dépasser 5 mm.

Le découpage des épaules accroît l'adhérence en courbe et en virage.

Les lamelles de la bande de roulement favorisent l'adhérence sur sol mouillé.

Des profils spéciaux favorisent la circulation sur la neige, tout en conservant des qualités de roulement acceptables sur route sèche et mouillée. Ils comportent de larges rainures longitudinales et transversales qui découpent le pneumatique en blocs.

Les pneus « tous temps » ont une adhérence fortement améliorée à la fois sur la neige et le verglas. Outre la présence de rainures et de lamelles, leur particularité est d'utiliser du caoutchouc à forte hystérésis. L'inconvénient est qu'ils s'usent un peu plus rapidement, et malgré leur dénomination, ils sont donc réservés pour les périodes hivernales.

Pour accroître l'efficacité du freinage sur le verglas, on peut également équiper le pneumatique de crampons métalliques. Utilisés sans précautions, ces crampons se sont avérés être très agressifs pour les revêtements, avec l'inconvénient supplémentaire que l'usure rapide qu'ils provoquent est localisée dans les traces de passage des roues. On a pu montrer que cet effet destructeur était très lié aux effets d'inertie provoqués par l'aplatissement du pneu du véhicule. À grande vitesse, il en résulte un effet de percussion des crampons sur la chaussée. Cela a conduit, par un arrêté de juin 1988, à imposer un certain nombre de limitations : utilisation interdite au-delà de 3,5 t, utilisation limitée à la période 15 novembre/15 mars, vitesse limitée à 90 km/h, poids des crampons inférieur à 2 g et nombre total inférieur à 150 par roue.

### 3.2 Sollicitations verticales

#### 3.2.1 Influence sur le véhicule. Confort

Le confort de l'utilisateur dépend en premier lieu du véhicule (coussins et sièges, aménagement intérieur, suspension, pneumatiques, etc.), mais il dépend aussi de la route, caractérisée par ce qu'il est convenu d'appeler « uni », qui se différencie du profil en long par les échelles mises en jeu.

On peut à cet égard, à partir de l'analyse spectrale du profil de la route, classer de la façon suivante les « défauts » (écarts par rapport à la géométrie théorique) par grandeur de longueurs d'onde :

- les longueurs d'onde supérieures à 50 m concernent le profil en long et rentrent dans le domaine des caractéristiques générales de la chaussée ;
- les longueurs d'onde de 0,3 m à 50 m relèvent de l'uni et conditionnent surtout le confort des véhicules ;
- les longueurs d'onde comprises entre 5 cm et 50 cm relèvent de la mégatexture et conditionnent le bruit de roulement des véhicules et le confort des « deux-roues » ;
- les longueurs d'onde comprises entre 0,5 mm et 5 cm relèvent de la microtexture qui a une influence sur le bruit, mais surtout sur l'adhérence sur sol mouillé à grande vitesse ;
- les longueurs d'onde inférieures à 0,5 mm concernent la microtexture du revêtement et jouent un rôle essentiel dans les phénomènes de glissance sur sol mouillé.

Les défauts d'uni se traduisent, dans le véhicule, par des mouvements transversaux de roulis, et longitudinaux de tangage, engendrés l'un et l'autre par des défauts de grande amplitude. Ils se traduisent également par des émissions de bruit et par des vibrations.

L'ingénieur routier limite ces vibrations en améliorant l'uni de la chaussée et l'ingénieur de l'automobile par un choix approprié de tous les éléments qui s'interposent entre la route et le passager : pneumatiques, suspension, sièges, masses suspendues et non suspendues.

Au repos, le véhicule est caractérisé par la hauteur de la caisse par rapport à la chaussée. En mouvement sur une surface idéale, il est soumis à des efforts verticaux ou horizontaux, progressivement appliqués, peu gênants pour l'utilisateur : force centrifuge transversale en courbe, ou verticale en cas de changement de pente du profil en long.

Mais si la surface de la chaussée en long présente des irrégularités par rapport au plan moyen, celles-ci vont exciter le véhicule. Celui-ci est constitué d'un ensemble très complexe de masses reliées entre elles par des éléments élastiques ou amortisseurs. C'est un système vibratoire caractérisé par un grand nombre de fréquences propres et couplées caractéristiques.

On peut schématiquement le représenter par deux catégories de masses élémentaires :

- les masses non suspendues de chacun des deux essieux (roues, freins, transmissions, etc.) ;
- les masses suspendues (caisse, châssis, moteur, passagers).

Le couplage de ces masses entre elles et avec le sol dépend d'un certain nombre de paramètres :

- raideur des pneumatiques, des ressorts de la suspension, des sièges ;
- caractéristiques des amortisseurs fixés entre les parties suspendues et non suspendues.

La réponse du véhicule aux irrégularités de la route varie de façon radicale suivant les valeurs de ces différentes grandeurs. Le choix des caractéristiques de la suspension doit en fait obéir à des contraintes partiellement contradictoires : absorber les chocs provenant des irrégularités de la voie, établir entre le pneu et la route un contact fiable et permanent, mais simultanément éviter des plongées ou des cabrages exagérés au freinage ou à l'accélération.

Ces contraintes étant les mêmes pour tous les véhicules, on constate que les réglages réalisés par les constructeurs conduisent à une réponse relativement semblable pour les différents types de véhicules. Elle se caractérise par deux plages de résonance :

- masses suspendues :
  - automobiles : 1 à 3 Hz,
  - camions : 2 à 4 Hz ;
- masses non suspendues :
  - automobiles : 10 à 20 Hz,
  - camions : 8 à 10 Hz.

La figure 6 donne un exemple de fonction de transfert d'une automobile. Elle met clairement en évidence les deux zones de résonance.

En ce qui concerne les réactions des passagers, on a pu constater qu'ils étaient particulièrement affectés par les vibrations se situant dans la zone de 2 à 15 Hz lorsque leur amplitude était suffisante. Les sujets sensibles ressentent alors le « mal de voiture ».

En fonction de la vitesse, les fourchettes de longueur d'onde correspondantes sont les suivantes :

|                        | 15 Hz | 2 Hz   |
|------------------------|-------|--------|
| $v = 60 \text{ km/h}$  | 1,1 m | 8,3 m  |
| $v = 90 \text{ km/h}$  | 1,6 m | 12,5 m |
| $v = 130 \text{ km/h}$ | 2,4 m | 18 m   |

Les seuils d'accélération caractéristiques des sensations des passagers, tels qu'ils résultent des différentes expérimentations, sont les suivants :

- seuil de perception :  $0,01 \text{ à } 0,15 \text{ m/s}^2$ , soit une amplitude de 1 mm dans le domaine des courtes longueurs d'onde (1 à 3 m) et 5 mm pour les grandes longueurs d'onde (15 à 40 m) ;
- seuil de désagrément :  $0,4 \text{ à } 1 \text{ m/s}^2$  soit 5 mm pour les courtes longueurs d'onde et 50 mm pour les grandes longueurs d'onde.

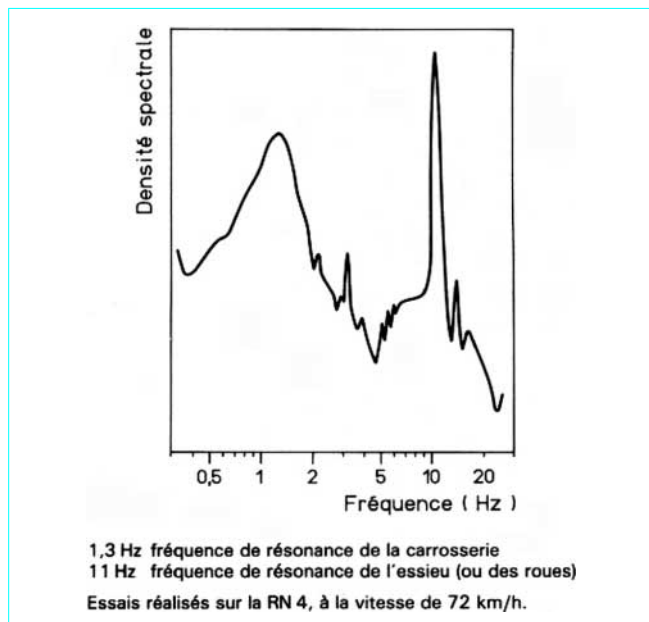


Figure 6 – Analyse en fréquence des oscillations verticales d'un véhicule routier

### 3.2.2 Sollicitations verticales sur la chaussée cadre réglementaire

Les prescriptions relatives aux charges et aux dimensions des véhicules sont définies en France par le Code de la route. Il s'y ajoute depuis peu une réglementation européenne encore évolutive.

■ Les prescriptions du **Code de la route** sont les suivantes.

- Longueur maximale :
  - véhicule simple ..... 11 m
  - remorque ..... 11 m
  - véhicule articulé ..... 15,5 m
  - véhicule tracteur et sa remorque ..... 18 m
- Largeur totale (véhicule et chargement, toutes saillies comprises) ..... 2,50 m
- Poids maximal en charge :
  - véhicule à 2 essieux ..... 19 t
  - véhicule à 3 essieux ou plus ..... 26 t
  - véhicule articulé ou véhicule tracteur avec remorque ..... 38 t

De plus, le poids total en charge ne doit pas dépasser 5 t par mètre linéaire de distance entre les essieux extrêmes, et l'essieu le plus chargé ne doit pas supporter une charge supérieure à 13 t.

Pour deux essieux consécutifs distants de  $e$ , la charge sur l'essieu le plus chargé ne doit pas dépasser :

- pour  $e = 0,90 \text{ m}$  ..... 7,35 t
- pour  $0,90 \text{ m} < e < 1,35 \text{ m}$  ..... ajouter 0,35 t par 5 cm
- pour  $e = 1,35 \text{ m}$  ..... 10,5 t

Compte tenu de l'égale répartition des charges sur des groupes d'essieux, il en résulte des charges maximales de 21 t pour les essieux tandem et de 31,5 t pour les essieux tridem, contre 13 t pour un essieu isolé.

■ Au **niveau mondial**, les prescriptions sont très variables d'un pays à l'autre. Les conséquences de ces variations sont particulièrement fâcheuses au niveau européen puisque les transports internationaux amènent des camions de chaque pays à circuler dans tous les autres. Cela a conduit, depuis très longtemps, les pays européens à rechercher une harmonisation de leur réglementation. L'approche du marché unique a donné une acuité particulière à ce problème, en même temps que les institutions européennes apportaient un cadre institutionnel pour cette harmonisation.

■ Après de nombreuses années de tentatives infructueuses, ce nouveau contexte a enfin permis une avancée significative concrétisée dans la **directive du Conseil des Communautés européennes** du 19 décembre 1984, relative aux **véhicules de plus de 3,5 t** de masse maximale en charge.

Elle prescrit aux états membres de ne pas interdire la circulation sur leur territoire de véhicules respectant les seuils du tableau ci-après. Pour certains de ces seuils, une dérogation est accordée temporairement au Royaume-Uni et à l'Irlande.

- Longueur maximale :
  - véhicule et remorque ..... 12 m
  - véhicule articulé ..... 15,5 m
  - train routier ..... 18 m
- Largeur maximale (tous véhicules) ..... 2,50 m
- Hauteur maximale (tous véhicules) ..... 4 m
- Masse maximale des véhicules :
  - remorque à 2 essieux ..... 18 t
  - remorque à 3 essieux ..... 24 t
  - véhicule 2 ou 3 essieux avec remorque à 2 ou 3 essieux ..... 40 t
  - véhicule 2 ou 3 essieux avec semi-remorque à 2 ou 3 essieux ..... 40 t
  - véhicule de transport combiné avec container ISO ..... 44 t



- Charge maximale par essieu :
  - essieu non moteur simple..... 10 t
  - essieu moteur ..... 11,5 t
- Masse totale d'un tandem de remorque ou semi-remorque :
  - $e < 1$  m ..... 11 t
  - $1 \text{ m} \leq e < 1,30$  m ..... 16 t
  - $1,30 \text{ m} \leq e < 1,80$  m ..... 18 t
  - $e \geq 1,80$  m ..... 20 t
- Masse totale d'un tridem de remorque ou semi-remorque :
  - $e < 1,30$  m ..... 21 t
  - $1,30 \text{ m} \leq e < 1,40$  m ..... 24 t

Nota :  $e$  : écartement entre essieux.

### 3.2.3 Charges effectives

Deux éléments perturbateurs conduisent à ce que les charges réelles qui s'appliquent à la chaussée sont supérieures aux charges limites prescrites par la réglementation.

Le premier est lié aux effets dynamiques qui apparaissent lorsque le véhicule est en mouvement. Certains de ces effets tels que la surcharge des roues extérieures dans les virages ou la surcharge des roues avant lors du freinage restent très modérés. Par contre, les oscillations des véhicules, que nous avons évoquées précédemment sous l'angle du confort, induisent des surcharges brèves, mais répétées, dont la valeur instantanée peut être du même ordre que la charge statique et conduire à doubler l'effort sur la chaussée.

En fait, on ne sait guère prendre en compte ces effets dynamiques dans le calcul des chaussées. Ils sont intégrés de façon implicite dans les coefficients de sécurité des méthodes pratiques de dimensionnement.

Plus notables, car permanentes et amplifiées par les effets dynamiques, sont les conséquences du surchargement des véhicules. Ces surcharges sont redoutables, notamment celles qui concernent la masse des essieux dont l'effet destructeur sur certaines chaussées est proportionnel à la puissance quatrième, ou plus, du rapport des charges.

Nous donnons dans la figure 7, à titre d'exemple, les charges mesurées sur les autoroutes françaises entre 1982 et 1990, repérées par rapport aux limites réglementaires correspondant aux différents types de véhicules et aux différentes configurations d'essieux.

On voit sur cet exemple que les dépassements sont très importants. Outre le problème de police posé aux autorités responsables, cela oblige à en tenir compte dans la détermination de « l'essieu équivalent », base des calculs de dimensionnement des chaussées.

## 3.3 Sollicitations longitudinales

### 3.3.1 Cisaillements sous le pneumatique en roulement libre

Même en dehors de tout freinage et de toute accélération du véhicule, l'interface entre le pneumatique et le revêtement est le siège de cisaillements longitudinaux. L'écrasement du pneumatique lui confère un rayon fictif de roulement inférieur à son rayon réel. Cette différence engendre sur la chaussée des contraintes tangentielles, de somme géométrique nulle, dirigées vers l'avant pour la partie centrale de l'aire de contact, et vers l'arrière pour sa périphérie (le sens étant inversé pour les contraintes sur le pneumatique) comme l'indique la figure 8.

Sur une partie de l'aire, ces cisaillements sont suffisamment faibles pour ne pas engendrer de glissements, grâce à l'élasticité du caoutchouc.

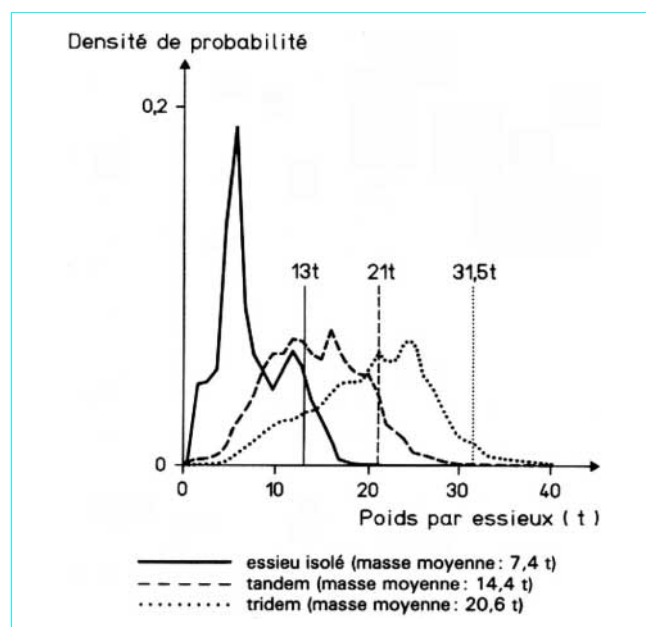


Figure 7 – Charges mesurées sur les autoroutes françaises entre 1982 et 1990

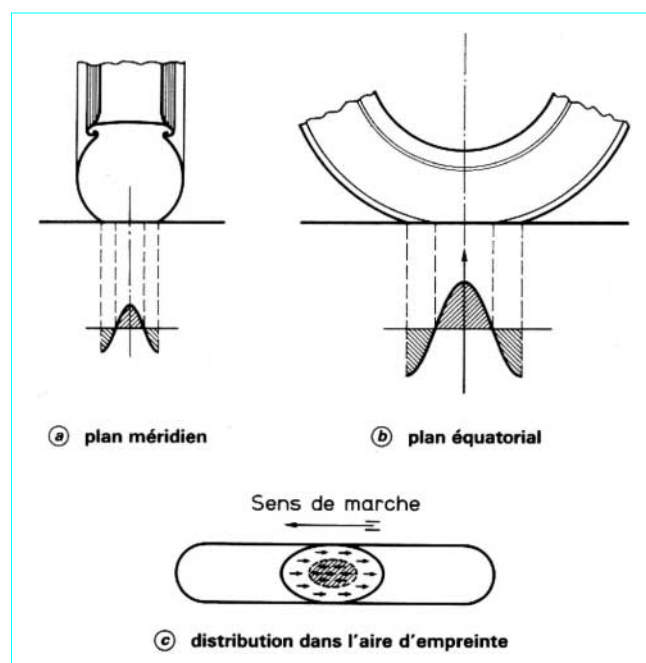


Figure 8 – Cisaillements longitudinaux sous un pneumatique

Sur une autre partie au contraire, ils engendrent des micro-glissements, de l'ordre du dixième de millimètre, qui sont la cause prépondérante de l'usure des revêtements et sont à l'origine de la résistance au roulement qui existe même en rotation libre.

### 3.3.2 Freinage. Distance d'arrêt

Les accélérations posent rarement des problèmes importants.

L'efficacité du freinage est au contraire un élément décisif pour la sécurité de la conduite.

Les freins établissent un frottement entre une partie mobile liée à la roue (tambour ou disque) et une partie fixe. Ils provoquent une décélération angulaire de la roue. Celle-ci engendre à l'interface entre le pneumatique et la chaussée une réaction tangentielle qui bouleverse la répartition des cisaillements existants en roulement libre.

La zone de contact tend à se diviser en deux régions, une région de contact intime, sans mouvement relatif entre le pneumatique et la chaussée, sur la partie avant de l'aire de contact (zone d'adhérence) et une zone de glissements de grande amplitude dans la partie arrière. La figure 9 montre, grâce à des traits initialement équidistants imprimés sur le pneumatique, comment évolue la surface de celui-ci dans l'aire de contact.

Il en résulte un glissement du pneumatique, dont le taux est égal à :

$$100 \left( \frac{\omega_0 - \omega_1}{\omega_0} \right)$$

avec  $\omega_0$  vitesse angulaire de la roue roulant sans glisser,

$\omega_1$  vitesse angulaire vraie.

Les efforts tangentiels dans l'aire de contact augmentent avec l'importance de ce glissement ; ils passent par un maximum puis diminuent jusqu'au blocage de la roue (figure 10). Lorsque la chaussée est humide, la vitesse importante et le revêtement peu rugueux, le blocage entraîne une chute brutale de l'adhérence qui peut ne devenir guère meilleure que celle que procure le verglas.

Si  $F_t$  et  $F_n$  sont des réactions tangentielle et normale sous le pneumatique, on peut définir à tout moment un coefficient de frottement  $f$  par :

$$F_t = f F_n$$

Il s'agit en fait d'une notion tout à fait conventionnelle, sans rapport avec le coefficient de frottement des lois de Coulomb.

La considération de  $f$  est cependant utile pour aborder la notion de distance d'arrêt.

De façon idéale, en supposant que le coefficient  $f$  reste constant sur toute la durée du freinage, si  $v$  est la vitesse initiale du véhicule et  $m$  sa masse, la force vive du véhicule est progressivement annulée par le travail des efforts de cisaillement dans la surface de contact du pneumatique.

On peut donc écrire :

$$\frac{1}{2} m v^2 = m g f d_0$$

avec  $d_0$  distance parcourue entre le début du freinage et l'arrêt du véhicule.

D'où :

$$d_0 = \frac{1}{2} \frac{v^2}{fg}$$

où  $d_0 = \frac{4}{1000} \frac{v^2}{f}$  si  $d_0$  est exprimé en m et  $v$  en km/h.

En fait, entre le moment où un obstacle est perçu et le début du freinage, il s'écoule un temps  $t$  et le véhicule parcourt une distance :

$$d'_0 = vt$$

Le temps  $t$ , que l'on appelle « temps de perception-réaction » est nécessaire au conducteur pour percevoir l'obstacle et réagir en actionnant les freins. Ce temps est variable suivant que l'obstacle est attendu ou prévisible (attention concentrée) ou au contraire imprévu (attention diffuse). Il augmente si l'obstacle est peu visible.

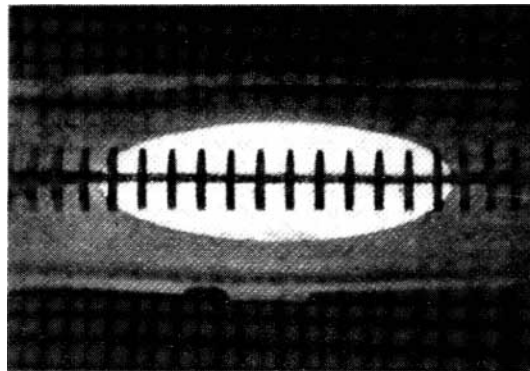


Figure 9 – Contact entre une plaque de verre et un pneumatique en phase de freinage

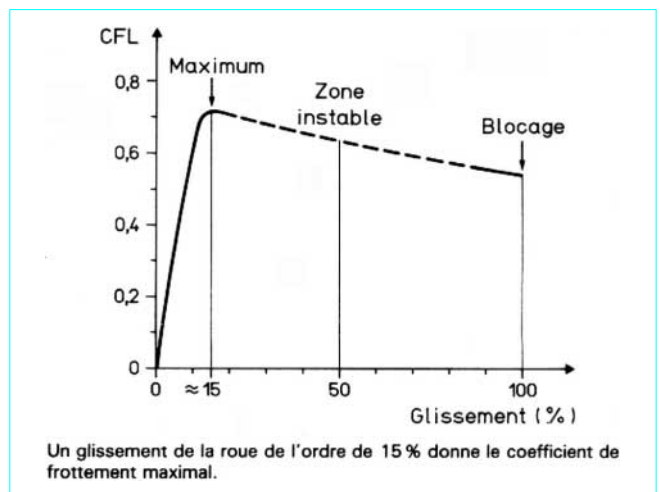


Figure 10 – Coefficient de frottement longitudinal CFL en fonction du taux de glissement

Il est fortement accru par l'imprégnation alcoolique. Les instructions techniques françaises retiennent une valeur conventionnelle de 2 s, se décomposant en un temps physiologique de réaction de 1,5 s et un temps mécanique d'entrée en action des freins de 0,5 s.

Cela donne :  $d'_0$  (m) = 0,55  $v$  (km/h).

La distance d'arrêt totale est donc :

$$d(m) = 0,55 v + \frac{4}{1000} \frac{v^2}{f}$$

avec  $v$  en km/h.

### 3.3.3 Freinage réel

Par commodité, nous continuerons à désigner par  $f$  le rapport entre les sollicitations tangentielle et normale sous les roues du véhicule.

Dans les formules simplifiées précédentes,  $f$  est supposé être constant tout au long du freinage et le même sous toutes les roues du véhicule.

La réalité est en fait sensiblement différente.

Le coefficient  $f$  est tout d'abord variable au cours du freinage, ces variations étant liées à celles de la vitesse du véhicule et à celle du glissement relatif entre la roue et la chaussée. Comme nous l'avons vu, le blocage d'une roue peut dans certaines conditions entraîner un effondrement brutal de  $f$ .

Il peut ne pas en être de même sur chacune des roues du véhicule du fait des reports de charges induites par la décélération, des écarts dans l'intensité du freinage sur chaque roue, des irrégularités dans l'adhérence du revêtement. Ces déséquilibres s'accroissent brutalement lorsqu'une roue atteint le seuil de blocage. Très fréquemment, ils entraînent un pivotement du véhicule qui ne reste pas « en ligne ». Il faut bien dire également que les réactions intempestives de la plupart des automobilistes en cas de freinage d'urgence contribuent à augmenter encore la distance d'arrêt.

En ce qui concerne les variations de  $f$ , deux cas principaux sont à considérer, celui des chaussées sèches et celui des chaussées humides.

Sur chaussée sèche, le coefficient de frottement après blocage n'est pas sensiblement inférieur au maximum, il est peu influencé par la vitesse et il dépend essentiellement des conditions de contact entre le pneumatique et le revêtement.

L'origine de la force de frottement à sec entre les élastomères et un solide a fait l'objet de nombreuses recherches fondamentales. Elles ont montré la complexité des mécanismes mis en jeu, dont les principaux termes sont les forces d'attraction moléculaire et les pertes viscoélastiques engendrées par la déformation locale du caoutchouc sous l'effet des aspérités. Elles ont montré également que les lois qui régissent ce frottement s'éloignent beaucoup des lois de Coulomb, du fait de la grande souplesse des élastomères qui leur donne la propriété d'enrober les aspérités de la surface avec lesquelles ils sont en contact. On constate par exemple que le coefficient de frottement est variable avec la pression.

Au total, plus le contact entre le pneumatique et le revêtement est intime, plus la résistance au glissement est élevée. À sec, les meilleures performances sont obtenues avec un pneumatique sans sculpture et un revêtement lisse, à l'inverse de ce qui se passe lorsque le revêtement est humide.

On constate, dans ce dernier cas, que l'adhérence obtenue est très dépendante de l'épaisseur du film d'eau, de la vitesse du véhicule, des sculptures du pneumatique et de la rugosité du revêtement. On constate également qu'au moment du blocage il se produit une diminution très brutale du coefficient de frottement.

L'eau qui recouvre la chaussée s'interpose, en effet, partiellement entre le pneumatique en roulement et le revêtement sur la partie avant de l'aire de contact, suivant le mécanisme représenté sur la figure 11. Cette représentation est évidemment très schématique. Il est en particulier bien évident que l'évacuation du film d'eau est plus rapide sur les côtés de l'aire de contact. La zone de contact est la seule qui assure l'adhérence. Lorsque la vitesse du véhicule augmente, la zone de pénétration et la zone de transition se déplacent vers l'arrière, au détriment de la zone de contact. L'adhérence disponible pour les manœuvres du véhicule se trouve ainsi progressivement diminuée, notamment celle qui est nécessaire pour le freinage.

Lorsque la zone de contact devient pratiquement nulle, il y a aquaplanage. Le véhicule perd toute directivité, même en roulement libre, et toute possibilité de freinage.

Les conditions d'apparition de l'aquaplanage dépendent de nombreux paramètres : épaisseur du film d'eau, vitesse du véhicule, état et pression des pneumatiques, état de surface du revêtement. Elles font encore l'objet de recherches très actives.

Des recherches les plus récentes on peut tirer les quelques conclusions suivantes :

- l'aquaplanage n'apparaît pas normalement au-dessous de 50 km/h ;
- au-dessus de 90 km/h, et pour des épaisseurs de films d'eau supérieures à 3 mm, l'aquaplanage apparaît quelle que soit la profondeur des sculptures ;

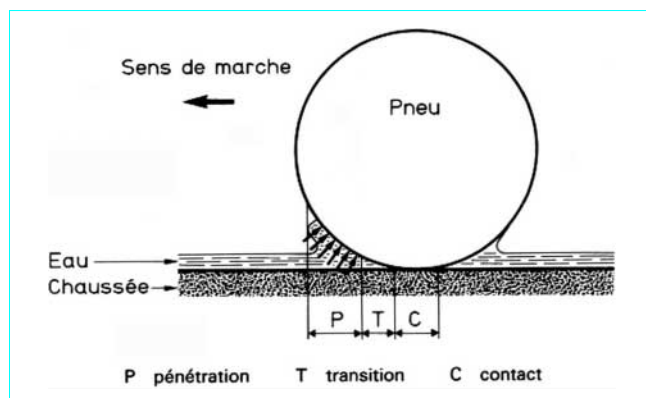


Figure 11 – Théorie des trois zones

— entre 50 et 90 km/h, l'adhérence est fortement influencée par la profondeur des sculptures et la capacité de drainage latéral du revêtement.

Pour les épaisseurs de film d'eau généralement rencontrées sur la chaussée, de l'ordre de 1 mm ou moins, il n'y a pas déperdition totale de l'adhérence.

En cas de freinage, la dimension de la zone de contact et donc l'adhérence mobilisable dépendent de la vitesse de drainage de l'eau par les sculptures des pneumatiques, par les interstices entre gravillons du revêtement ou par le revêtement lui-même s'il est drainant.

La figure 12 montre que, sur un revêtement dont la macrorugosité est faible, la profondeur des sculptures doit être notablement supérieure au minimum de 1 mm prescrit par le Code de la route pour que l'évacuation de l'eau s'effectue bien. Sur cette figure, le coefficient de frottement longitudinal (CFL) est mesuré par blocage de la roue d'une remorque de mesure.

Pour les revêtements classiques (non poreux), la capacité de drainage est liée à leur macrorugosité définie traditionnellement par la méthode de la profondeur au sable HS telle qu'elle est représentée sur la figure 13.

Pour les revêtements poreux, c'est évidemment leur capacité propre de drainage qui est l'élément prépondérant.

Les gravillons étant au contact du pneumatique, l'adhérence dépend de leur microrugosité, d'autant plus faible que la tête du gravillon est plus polie. Cette microrugosité est estimée par l'essai de polissage accéléré et caractérisée par le CPA (coefficient de polissage accéléré).

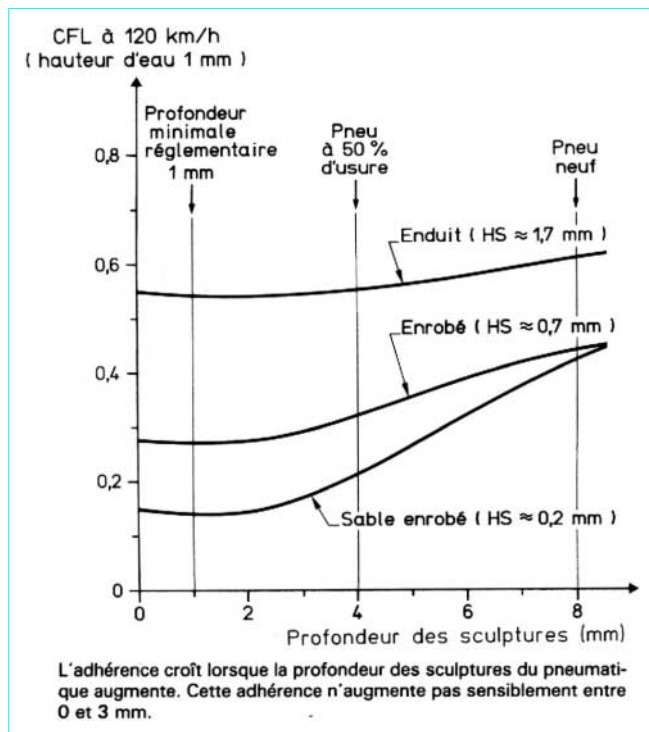
La figure 14 donne l'allure schématique de l'évolution du CFL en fonction de la vitesse pour différentes combinaisons de macro et de microrugosité.

## 3.4 Sollicitations transversales

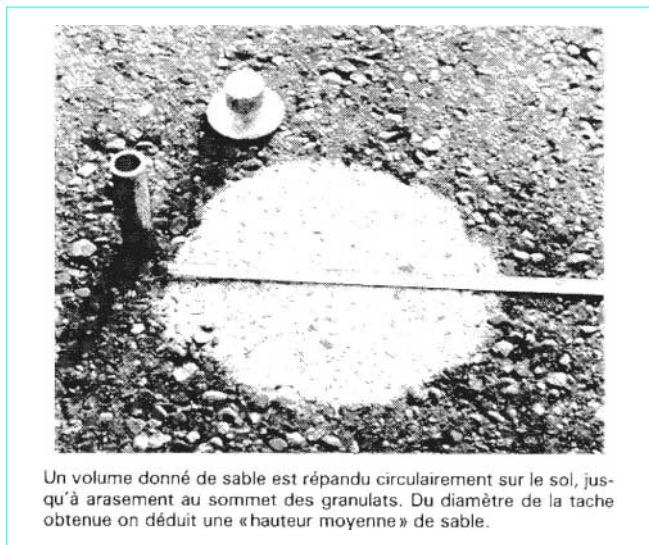
### 3.4.1 Envirage

Lorsqu'une roue chargée circule sur une chaussée et qu'elle subit un effort transversal (force centrifuge dans un virage, effet d'un vent perturbateur), elle a tendance :

- à pivoter pour se rapprocher de la direction de la force perturbatrice ;
- à dévier sa trajectoire dans le sens de la sollicitation.



**Figure 12 – Coefficient de frottement latéral en fonction de la profondeur des sculptures et du revêtement de la chaussée**



**Figure 13 – Essai de hauteur au sable HS**

On peut, par un couple d'axe vertical, maintenir la roue perpendiculaire à la force transversale, mais pour respecter la trajectoire initiale, il faut un couple plus élevé qui redonne à l'aire d'empreinte son orientation initiale. Le réalignement s'accompagne d'une déformation du pneumatique dont le plan équatorial fait alors, avec la trajectoire que l'on veut maintenir, un angle d'enravage (figure 15). La voiture dérive (figure 16), elle « marche en crabe ».

Simultanément, des glissements transversaux apparaissent dans la partie arrière de l'aire de contact (figure 17). Ces glissements s'amplifient à mesure que l'angle d'enravage augmente, jusqu'à gagner toute la surface d'empreinte. Il y a alors dérapage total de la roue.

La composante transversale des réactions de contact équilibre la force perturbatrice, mais son point d'application est décalé vers l'arrière. Il en résulte un couple d'auto-alignement que le conducteur ressent par l'intermédiaire de la direction, et auquel il s'oppose en braquant dans la direction de la force perturbatrice. Il doit pour cela exercer un effort sur le volant.

Dans la zone des petits angles d'enravage, on constate que la réaction transversale  $F$  est sensiblement proportionnelle à la charge  $P$  sur la roue et à l'angle d'enravage  $\alpha$  :

$$F = K \alpha P$$

Au-delà et comme le montre la figure 18, la mise en dérapage total de l'aire de contact conduit à un plafonnement du rapport  $F/P$ .

On peut alors parler d'un coefficient de frottement transversal  $f_t$  qui est la valeur plafond de ce rapport, et qui est tout aussi conventionnel que le coefficient de frottement longitudinal.

Le coefficient de frottement transversal est mesuré en tractant une roue oblique par rapport à la direction du véhicule, et en mesurant la réaction perpendiculaire au plan de la roue.

L'inclinaison de la roue de mesure doit être suffisante pour se placer dans la zone où la réaction transversale est stabilisée. Pour l'appareil SCRIM, d'origine britannique, dont l'utilisation s'est généralisée en France, elle est de  $20^\circ$ .

Un avantage de ce type d'appareil est de permettre une mesure en continu des caractéristiques du revêtement.

Comme pour l'adhérence longitudinale, le coefficient obtenu est influencé par les caractéristiques du revêtement, celles du pneumatique et par la présence ou l'absence d'eau.

Le coefficient de frottement transversal est cependant beaucoup moins sensible à la macrorugosité du revêtement que ne l'est le coefficient de frottement longitudinal, roue bloquée.

Il traduit par contre fidèlement le niveau de microrugosité, donc de polissage des granulats.

### 3.4.2 Stabilité du véhicule

Sur la figure 19, on a représenté l'essieu d'un véhicule dans un virage relevé, de rayon  $R$  et de dévers  $d = \tan \theta$ . Si l'essieu, chargé d'un effort vertical  $P$ , est sollicité transversalement par une force centrifuge  $F$ , l'équilibre des forces permet d'écrire, avec les notations de la figure :

$$P_1 + P_2 = P \cos \theta + F \sin \theta$$

$$F_1 + F_2 = F \cos \theta - P \sin \theta$$

Si  $\theta$  est petit :

$$P_1 + P_2 = P + Fd$$

$$F_1 + F_2 = F - Pd$$

Dans le domaine des petits angles d'enravage ( $\alpha < 6^\circ$ ) on peut écrire, comme nous l'avons vu :

$$F_1 + F_2 = K \alpha (P_1 + P_2)$$

soit

$$F - Pd = K \alpha (P + Fd)$$

Si  $m$  est la masse du véhicule, s'il se déplace à la vitesse  $v$  sur une courbe de rayon  $R$  et si ses quatre roues sont sollicitées et se comportent de façon identique :

$$\frac{mv^2}{R} - mgd = K \alpha \left( mg + \frac{mv^2}{R} d \right)$$



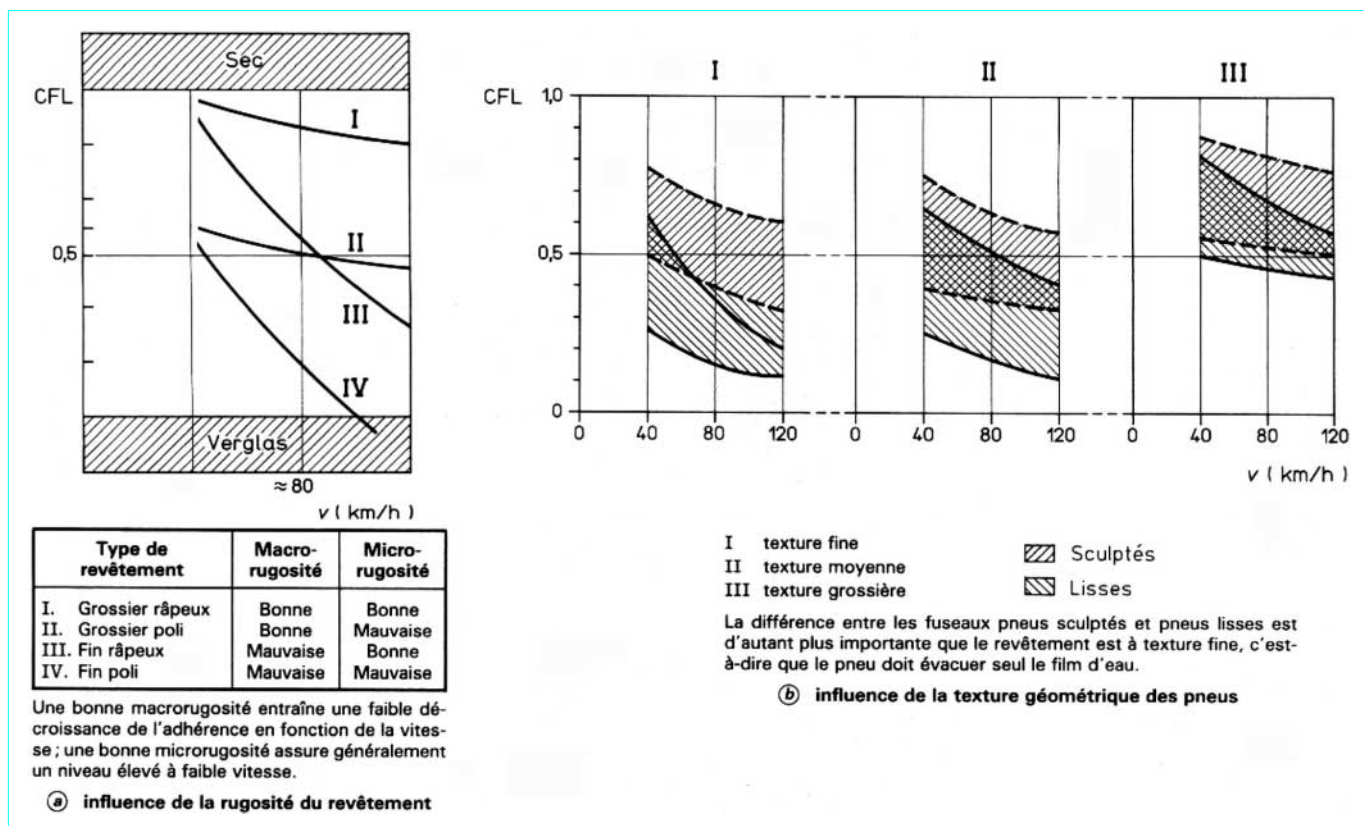


Figure 14 - Évolution du coefficient de frottement longitudinal en fonction de la vitesse pour différentes macro et micro-rugosités

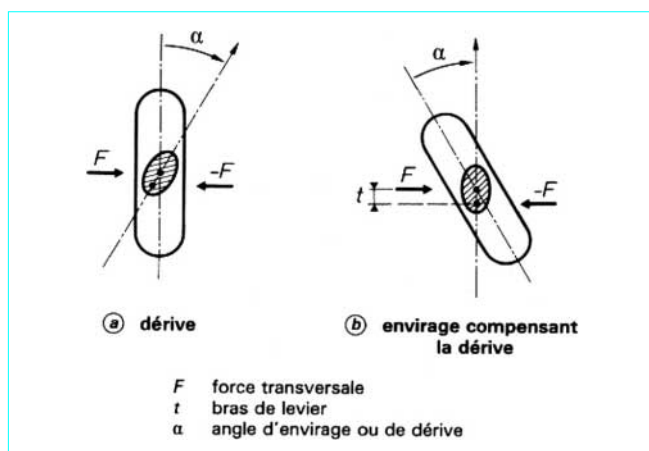


Figure 15 - Envirage des pneumatiques

En négligeant  $\alpha d$ , on obtient :

$$K\alpha = \frac{v^2}{Rg} - d$$

Pour aborder à la vitesse  $v$  un virage de rayon  $R$  dont le dévers est  $d$ , la formule précédente donne l'envirage qui doit pouvoir être mobilisé. S'il dépasse la valeur maximale de l'envirage admissible par le couple pneumatique-revêtement considéré, il y a dérapage du véhicule.

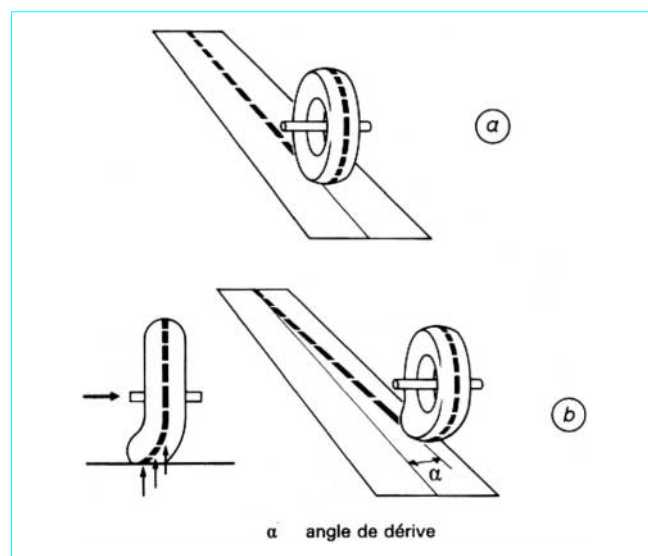


Figure 16 - Roulement normal (a) et dérive (b)



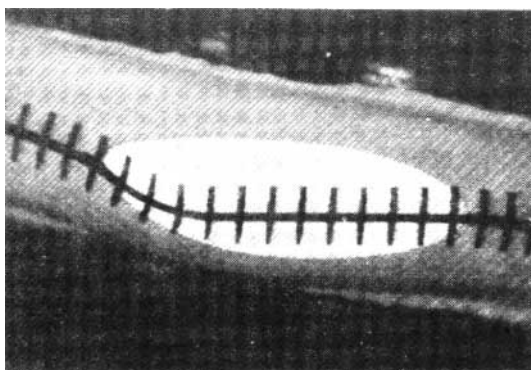


Figure 17 – Aire de contact entre une plaque de verre et un pneumatique en phase de dérapage

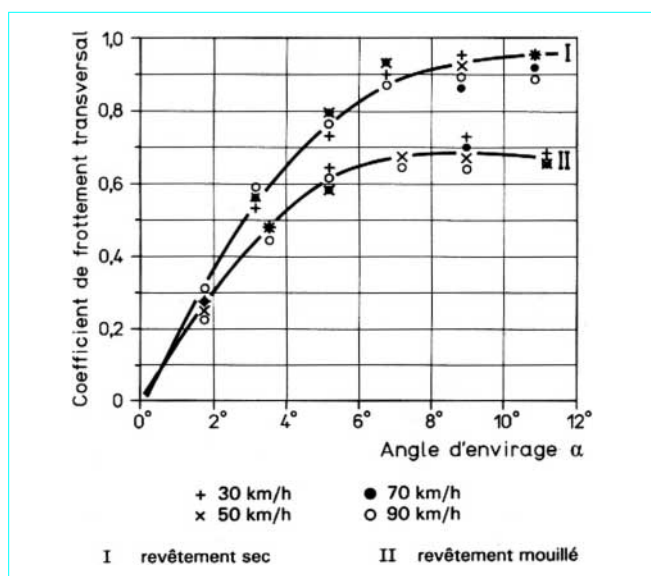


Figure 18 – Influence de l'angle d'enivrage sur le coefficient de frottement transversal  $F/P$  : pneus lisses

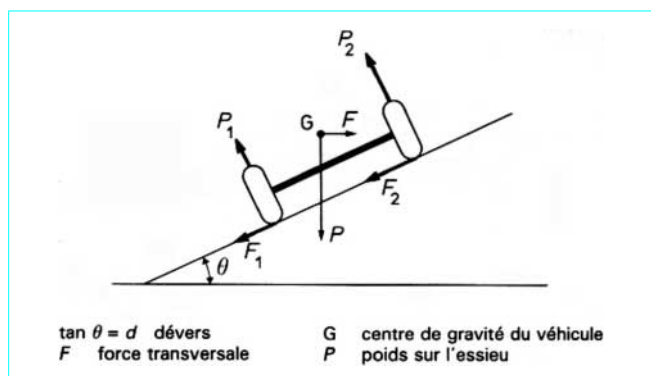


Figure 19 – Équilibre d'un essieu sous l'action d'une force transversale

Ou encore, si  $f_t$  est le coefficient de frottement transversal tel que nous l'avons défini précédemment, un virage de rayon  $R$  et de dévers  $d$  ne pourra pas être abordé à une vitesse supérieure à :

$$v_{\max} = \sqrt{Rg(d + f_t)}$$

Le comportement du véhicule est, en fait, plus complexe que dans les conditions idéales prises en hypothèse.

Il se produit tout d'abord un transfert de charges de la file de roues intérieure vers la file de zone extérieure. La charge sur l'essieu avant est d'autre part différente de celle sur l'essieu arrière. Enfin, et pour des raisons de stabilité en ligne droite, les roues avant ne sont, par construction, pas parallèles.

Au total, il n'y a généralement pas dérapage simultané. La voiture est survireuse ou sous-vireuse suivant que les roues arrière ou les roues avant dérapent les premières.

Comme pour le freinage longitudinal, toute manœuvre intempestive réduit sensiblement le niveau de performance : braquage trop brutal, freinage en cours de virage, etc.

Il convient donc, dans la définition des caractéristiques géométriques de la route, de prendre de larges coefficients de sécurité.

## 4. Quelques données sur le coût d'usage des véhicules

L'évaluation des effets économiques des investissements routiers est une donnée fondamentale pour les gestionnaires de réseau. De nombreuses études leur ont été consacrées et une présentation complète des méthodes mises au point depuis 1974, date de la première circulaire française sur les calculs de rentabilité, nécessiterait de très longs développements.

On se limitera ici à l'exposé de quelques données sur le coût d'usage des véhicules.

Pour se déplacer, le véhicule doit vaincre un certain nombre de forces : traînée aérodynamique, résistance au roulement, inertie, frottement dans les courbes et en cas de freinage. La puissance demandée dépend directement de l'importance de ces forces. La consommation de carburant découle de la puissance demandée, accrue des pertes énergétiques à l'intérieur du véhicule.

La figure 20 donne des exemples de répartition de la puissance demandée et de la consommation de carburant, d'une part pour une conduite en ligne droite, sur une surface horizontale, à des vitesses constantes de 90 et de 120 km/h, d'autre part sur le circuit défini par la CEE pour l'évaluation des véhicules (cycle Europe).

On peut constater que la résistance au roulement engendre une part appréciable de la puissance demandée. Comme nous l'avons vu, elle est liée aux glissements qui existent dans l'aire de contact, même en roulement libre.

Les données les plus récentes sur l'influence de la résistance au roulement proviennent du Laboratoire Central des Ponts et Chaussées (LCPC) qui a fait apparaître, dans des essais sur route de véhicules de tourisme, des surconsommations de l'ordre de 0,3 L/100 km quand on passe d'un revêtement en enrobé à un enduit superficiel à forte macrorugosité.

En ce qui concerne l'influence de l'uni, dans la gamme rencontrée sur les routes des pays développés, le LCPC a mis en évidence des accroissements de 0,4 L/100 km quand on passe des autoroutes aux routes secondaires. Ces résultats ont été obtenus de façon convergente par des essais sur route et par des mesures, au banc d'essai, de la puissance absorbée par les amortisseurs lorsqu'on soumet la roue à des sollicitations découlant de la mesure de l'uni des chaussées. Il faut également préciser que ce sont les longueurs d'onde courtes et moyennes qui engendrent cette déperdition d'énergie.

En ce qui concerne l'influence des caractéristiques géométriques de la route, c'est la fréquence et le rayon des virages, et non comme on pouvait le penser les caractéristiques du profil en long, qui ont l'effet le plus marquant sur la consommation des véhicules légers.

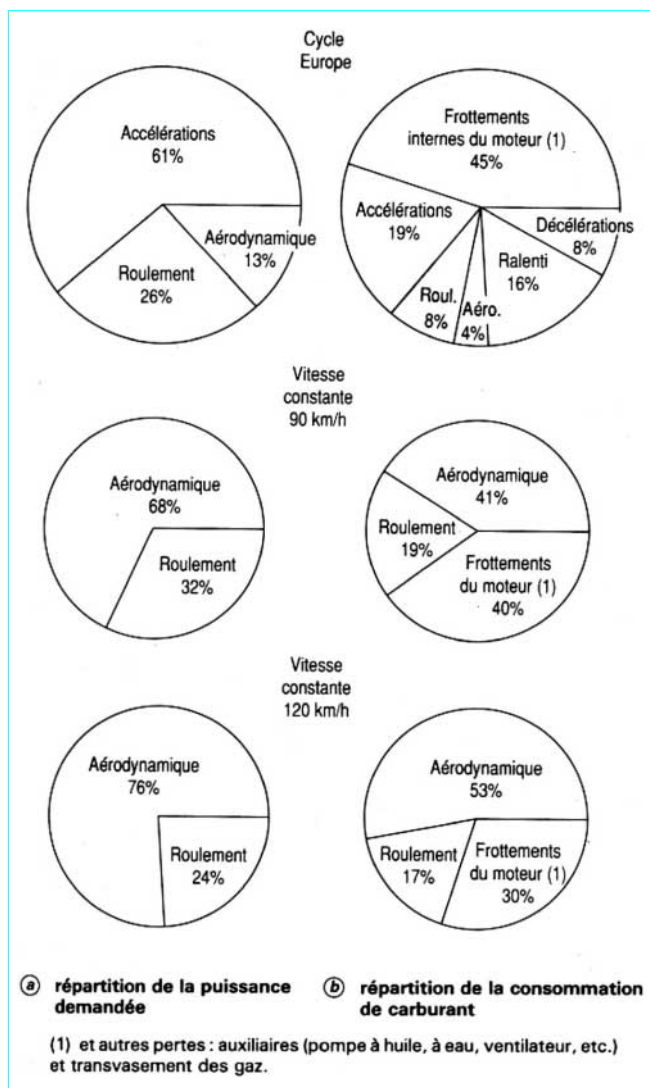


Figure 20 - Bilan énergétique d'une voiture

Ces dépenses d'énergie dans les virages proviennent des glissements dans l'aire de contact décrits au paragraphe précédent. Il est d'ailleurs évident qu'il faut dépenser de l'énergie pour maintenir le véhicule sur sa trajectoire. Il s'y ajoute la puissance dépensée pour ralentir le véhicule à l'entrée du virage et l'accélérer à la sortie. La figure 21 proposée par le Comité des caractéristiques de surface de l'Association Internationale Permanente des Congrès de la Route (AIPCR), résume un certain nombre d'essais sur route. Elle montre l'évolution de la consommation de véhicules légers avec la vitesse pour différents niveaux de sinuosité.

Pour les poids lourds, les surconsommations sont moindres.

En ce qui concerne l'influence du profil en long, il faut tenir compte de ce que l'énergie supplémentaire dépensée dans les rampes est au moins partiellement compensée par les économies réalisées dans les pentes.

Pour les véhicules légers, et pour un circuit fermé, la compensation est à peu près totale.

Pour les véhicules lourds, les compensations sont très loin de se faire, mais l'on manque de données précises.

Bien entendu, la vitesse de parcours des poids lourds est également fortement influencée par les caractéristiques du profil en long. Il en est tenu compte dans les calculs de rentabilité, le profil en long étant caractérisé par la dénivelée cumulée.

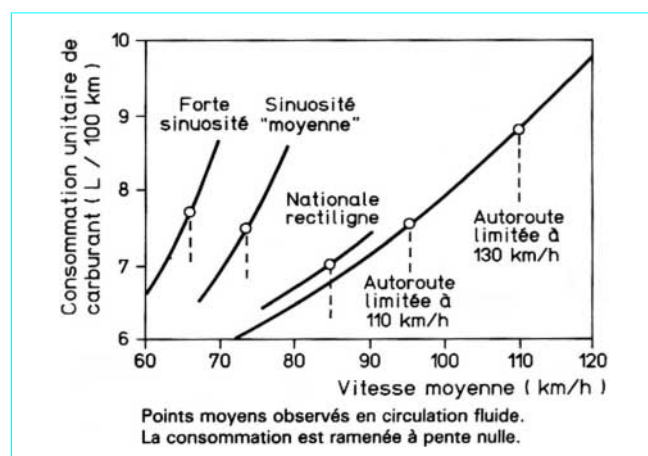


Figure 21 - Consommation unitaire de carburant par le trafic de véhicules légers selon la vitesse et le type de parcours