



# CAHIERS D'ÉTUDES

*Bulletin N° 47*

*Mars 1979*

**SECURITE ET CONCEPTION DES POIDS LOURDS :**

- ETUDE DES ACCIDENTS ET CONCEPTIONS  
DES POIDS LOURDS**
- LE PROBLEME DU RENVERSEMENT  
DES POIDS LOURDS**

**CDAT  
15062**

**L'ORGANISME NATIONAL DE SÉCURITÉ ROUTIÈRE**

*est une association ayant pour objet de procéder aux études et recherches de toutes natures sur les accidents de la circulation routière et sur les mesures destinées à accroître la sécurité de cette circulation, ainsi que de promouvoir toutes activités ayant le même objet. Les Ministères intéressés à la sécurité routière sont représentés dans son Conseil d'Administration.*

*Président : E. Bideau.*

*Directeur : J. Moreau de Saint Martin.*

*Les bulletins peuvent être reproduits librement sous réserve que l'origine :  
« Cahiers d'Etudes de l'Organisme National de Sécurité Routière »  
soit mentionnée.*

*Siège social : 244, boulevard Saint-Germain - 75007 Paris.  
Administration : 2, avenue du Général Malleret-Joinville - 94114 Arcueil-Cedex*

**ETUDE DES ACCIDENTS ET CONCEPTION**

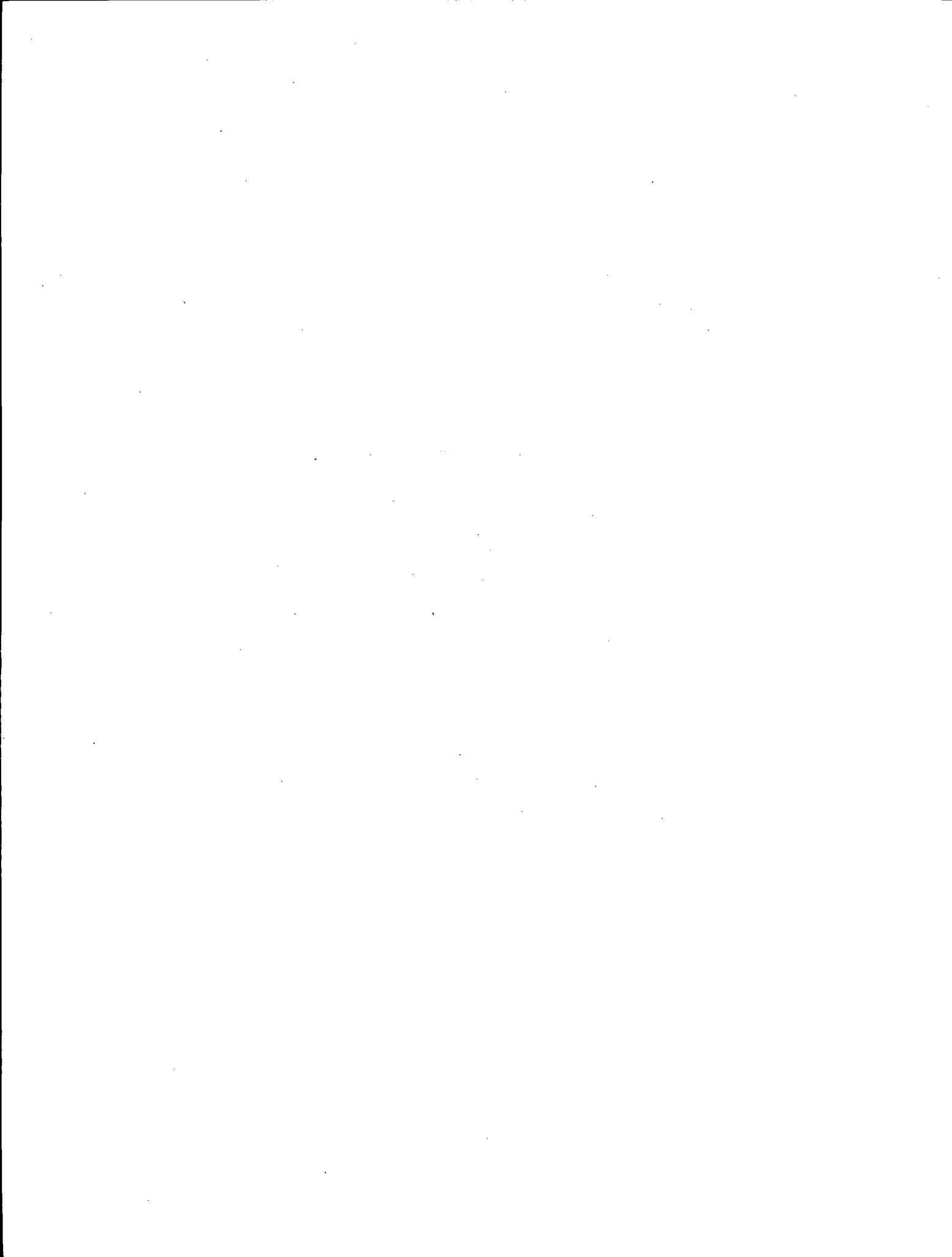
**DES POIDS LOURDS**

**PAR**

**J.L. FAVERO, Ingénieur chargé d'étude**

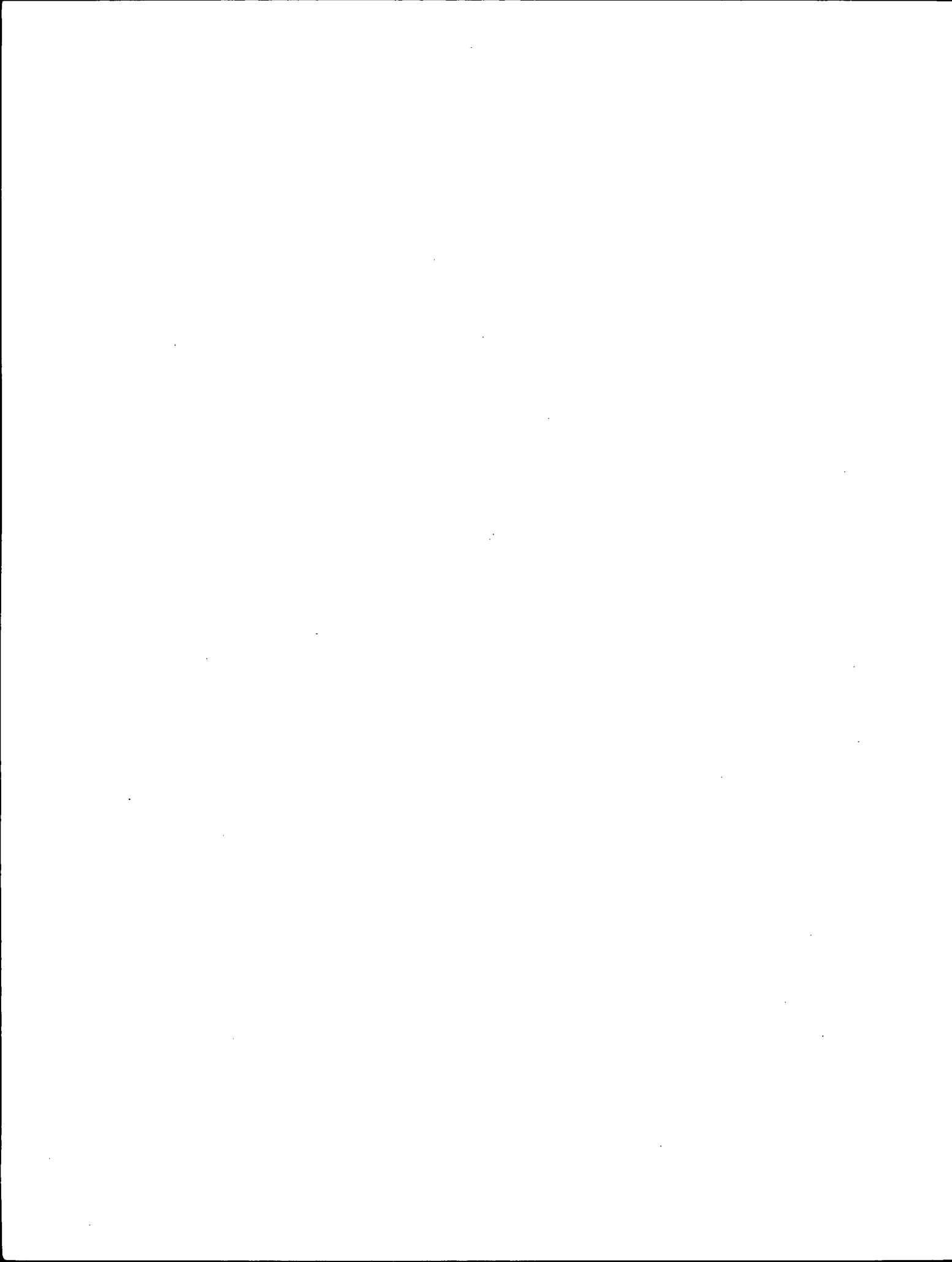
**à l'Organisme National de Sécurité Routière (ONSER)**

**Etudes réalisées pour le compte de la Direction des Routes  
et de la Circulation Routière (D.R.C.R.)**



## SOMMAIRE

I. OBJET ET CHAMP DE L'ETUDE .....	7
II. METHODE	
2.1. Le fichier .....	9
2.2. Le codage effectué .....	9
2.3. La méthode d'expertise .....	9
2.4. Les facteurs .....	9
2.4.1. Les facteurs accidentogènes .....	9
2.4.2. Les facteurs aggravants .....	10
2.4.3. Les mesures .....	10
2.4.4. L'évaluation de l'efficacité des mesures .....	10
III. RESULTATS	
3.1. Présentation générale .....	11
3.1.1. Catégories de véhicules impliqués .....	11
3.1.2. Types d'accidents impliquant au moins un PL .....	11
3.1.3. Situations de conduite dans les accidents impliquant au moins un poids lourd .....	12
3.1.4. Autres usagers impliqués dans les accidents avec au moins un poids lourd .....	13
3.2. Adaptation des manœuvres .....	13
3.3. Fréquence d'apparition des facteurs accidentogènes .....	13
3.4. Fréquence d'apparition des facteurs aggravants .....	15
3.5. Les mesures et leur fréquence d'apparition .....	15
3.5.1. Mesures de sécurité primaire .....	15
3.5.2. Mesures de sécurité secondaire .....	17
3.6. Efficacité des mesures liées au véhicule .....	18
3.6.1. Efficacité des mesures de sécurité primaire .....	18
3.6.2. Sécurité secondaire : efficacité de protections latérales pour éviter que le conducteur de deux roues roit écrasé par les roues arrières .....	19
CONCLUSIONS : QUE FAUT-IL FAIRE ?	
Pour les mesures de sécurité primaire .....	21
Pour les mesures de sécurité secondaire .....	21
ANNEXES .....	23 à 31



## **ETUDE DES ACCIDENTS ET CONCEPTION DES POIDS LOURDS**

### **Résumé**

Le but de cette étude est à partir de l'analyse cas par cas d'un échantillon au 1/15e des procès-verbaux d'accidents impliquant au moins un poids lourd, de relever les points faibles de la conception de ces véhicules et de proposer des mesures et des voies d'études susceptibles d'améliorer la sécurité.

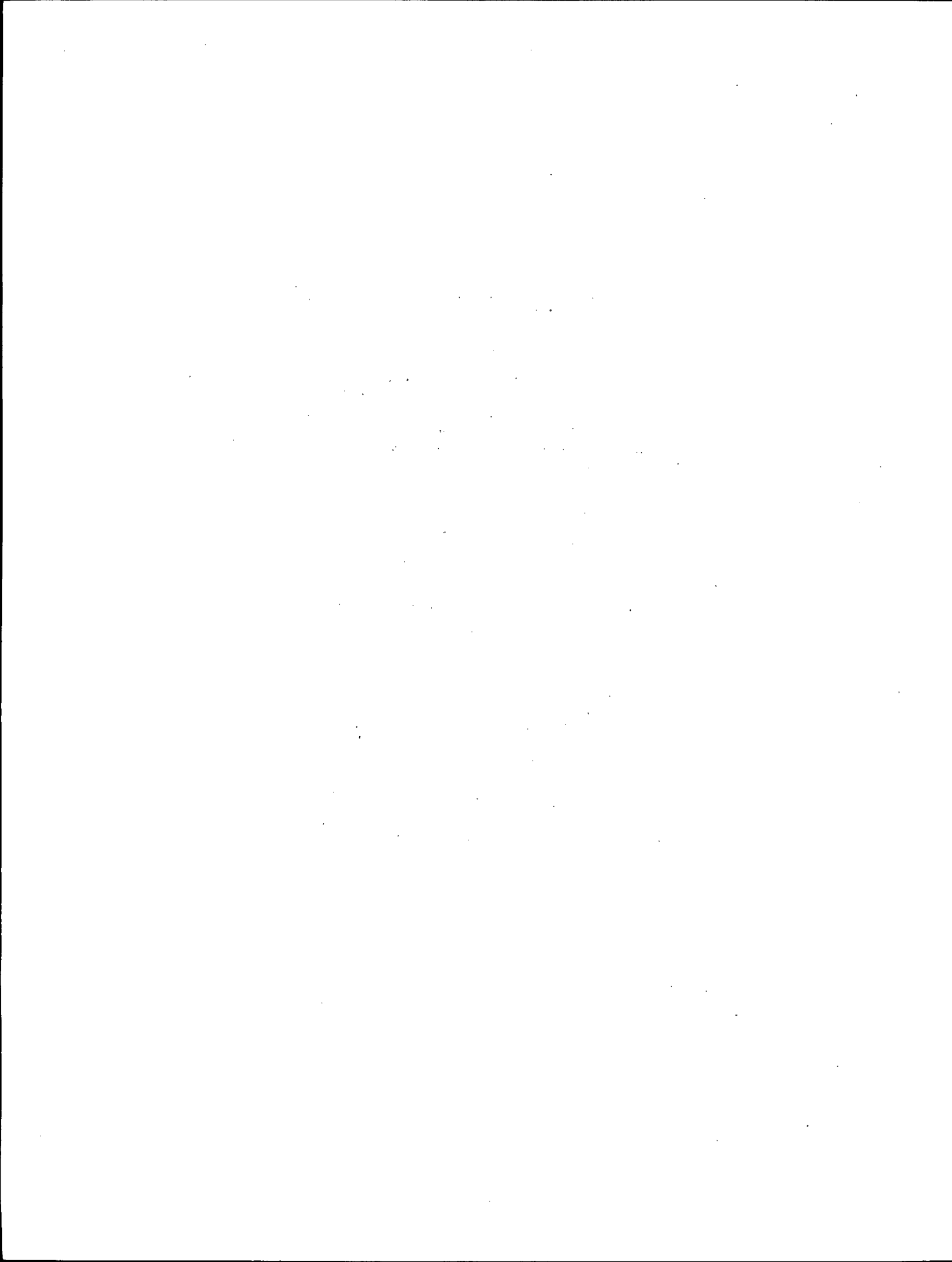
Les principaux résultats obtenus sont : les fréquences d'apparition dans les accidents des divers facteurs accidentogènes ; les fréquences d'intérêt des diverses mesures ; l'évaluation pour ces mesures de leur efficacité prévisible.

## **A STUDY ON ACCIDENTS AND STRUCTURES OF LORRIES**

### **Summary**

The aim of this study was to state, on the basis of case analyses of a 1/15 sample of accident reports with at least one lorry implied, the weak points of the design of these vehicles, and propose measures and studies susceptible of ameliorating vehicle safety.

The main results obtained are : frequency rates of the occurrence of the various contributing factors in the accidents, of the safety value of the various measures, and the assessment of foreseen efficiency of these measures.





## I. OBJET ET CHAMP DE L'ETUDE

Le but général poursuivi est d'agir sur la conception et l'aménagement des poids lourds afin de diminuer le nombre d'accidents les impliquant d'une part et de diminuer la gravité de ces accidents d'autre part.

Pour cela les catégories de poids lourds impliqués sont décrites selon deux critères, le tonnage et la silhouette. De même les usagers impliqués dans un accident avec un poids lourd sont répertoriés.

Les fréquences d'apparition des types d'accidents et des situations de conduite ou manœuvres d'urgence sous l'angle de la dynamique du véhicule sont établies à partir d'un sondage de procès verbaux d'accidents corporels.

A partir des procès-verbaux sont déterminés les facteurs accidentogènes et les facteurs aggravants liés à la conception du véhicule ainsi que les fréquences d'apparition de ces facteurs dans les accidents.

Lorsque les connaissances techniques actuelles et les renseignements contenus dans les procès-verbaux d'acci-

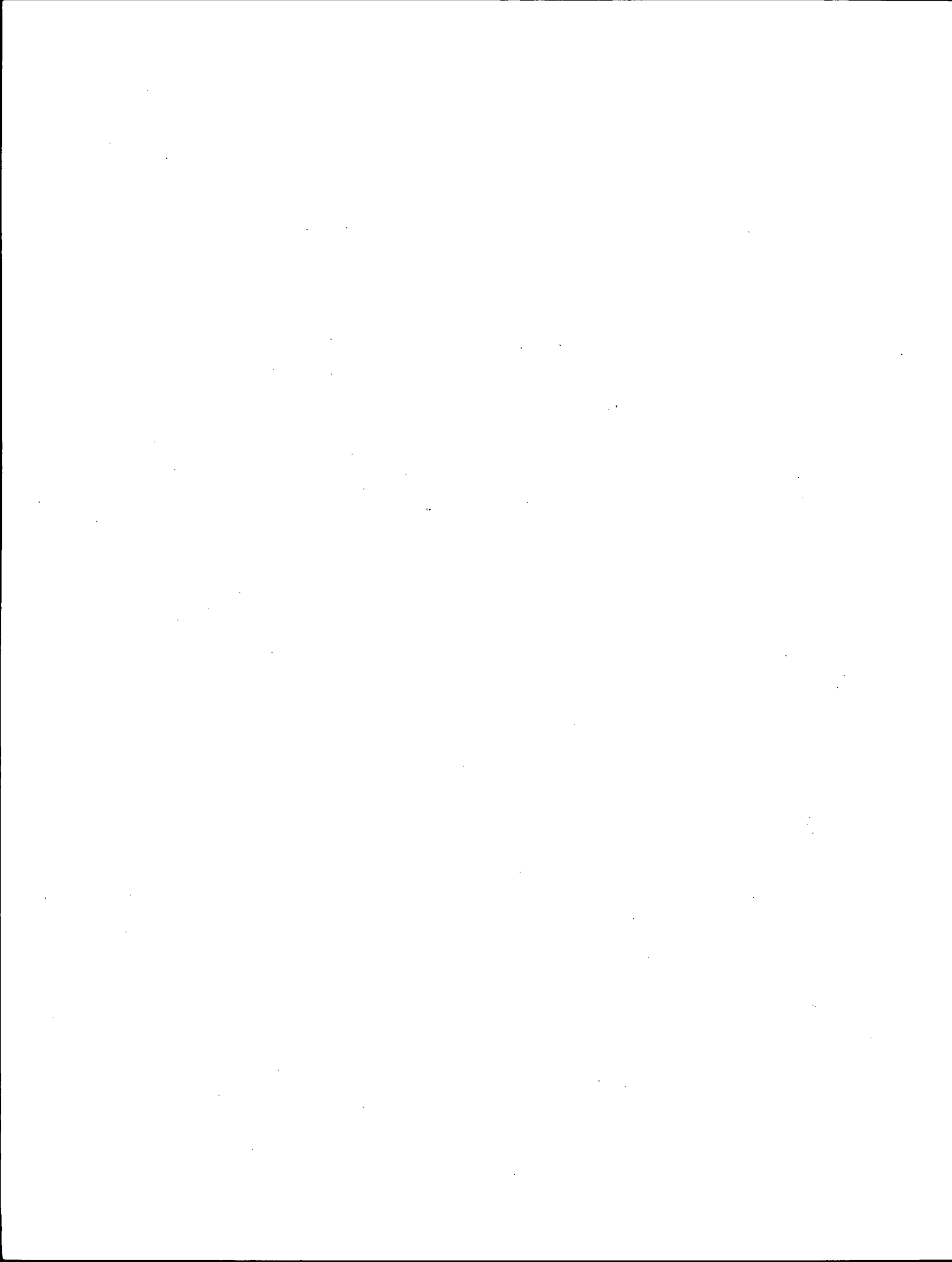
dents le permettent, nous définissons les mesures de sécurité, liées au véhicule qui nous semblent adaptées.

Lorsque notre connaissance de la mesure est suffisante nous apprécions a priori l'efficacité que pourrait présenter l'adoption de cette mesure :

Dans cette étude sont intégrées : la fréquence d'apparition dans les accidents des conducteurs de deux roues écrasés par les roues arrière du poids lourd ; une estimation grossière de l'influence de défauts graves de freinage des poids lourds sur les accidents.

Cette étude a pour but de répondre aux questions suivantes :

- que faut-il faire dans l'immédiat ?
- que peut-on attendre des mesures préconisées ?
- quelles sont les études supplémentaires qu'il faut engager dans les années à venir pour améliorer notre connaissance des accidents et améliorer la conception des véhicules en vue d'une meilleure sécurité ?



## II. METHODE

### 2.1. LE FICHER

L'ONSER a obtenu les autorisations nécessaires à la constitution d'un fichier au 1/15ème des accidents corporels survenus en France entre le 1er Mars 1974 et le 1er Mars 1975. Pour constituer ce fichier la Gendarmerie et la Police Nationale nous ont fait parvenir un exemplaire des procès-verbaux établis par les unités concernées qui ont été choisies à partir d'un plan de sondage réalisé par l'ONSER. De ce fichier général nous avons tiré les procès-verbaux d'accidents impliquant au moins un poids lourd afin de constituer le fichier au 1/15ème des accidents de poids lourds.

### 2.2. LE CODAGE EFFECTUÉ

L'annexe 1 présente la feuille d'analyse utilisée pour chaque accident traité individuellement.

L'annexe 2 indique les codes utilisés :

- pour les autres usagers impliqués dans les accidents avec un poids lourd. Dans le cas où plusieurs véhicules ont été impliqués dans l'accident avec un poids lourd, seul le premier usager en conflit a été codé ;
- les types d'accidents impliquant au moins un poids lourd. La typologie a été conçue en vue de relever la manœuvre à l'origine de l'accident et de savoir si elle est le fait du poids lourd ou de l'autre usager ;
- les situations de conduite et manœuvres d'urgence impliquées. Elles permettent d'améliorer la connaissance des éléments à prendre en compte pour la résolution des problèmes de sécurité primaire des véhicules. Les manœuvres d'urgence relevées sont aussi bien les manœuvres faites par le conducteur que celles qu'il aurait fallu faire pour éviter l'accident ;
- l'adaptation des manœuvres faites par le conducteur au vu de la situation dans laquelle il se trouvait afin de pouvoir faire des hypothèses sur la façon dont seront utilisées les améliorations qui pourraient être apportées au véhicule.

Dans l'annexe 1, les silhouettes de véhicules retenues sont :

- camion
- camion + remorque
- tracteur seul
- tracteur + semi-remorque
- autocar et autobus
- indéterminé

les classes de tonnage retenues du PTCA\* pour les camions et du PTR\*\* pour les ensembles sont :

- de plus de 3,5 T à 10 T inclus
- de plus de 10 T à 19 T inclus

\* PTAC : poids total autorisé en charge

\*\* PTR : poids total roulant

- de plus de 19 T à 26 T inclus
- de plus de 26 T à 38 T inclus
- indéterminé et transports exceptionnels de plus de 38 T.

### 2.3. LA MÉTHODE D'EXPERTISE

L'expertise effectuée repose sur l'analyse des accidents. Pour chacun d'eux, l'enchaînement des événements (chaîne causale) ayant conduit à l'accident est reconstitué à partir des renseignements contenus dans les procès-verbaux c'est-à-dire le compte-rendu des constatations effectuées par la Police ou la Gendarmerie, un plan des lieux, des photographies de l'accident, les fiches route, conducteur et véhicule, les déclarations faites par les personnes impliquées et les témoins.

Afin d'améliorer les informations nécessaires aux études de sécurité, qui peuvent être différentes de celles recherchées par la Justice, l'ONSER a organisé des séances d'information et de formation à l'intention des unités concernées avant le recueil des procès-verbaux d'accidents.

Néanmoins, toutes les informations nécessaires pour les différentes questions que nous nous sommes posées ne figurent pas toujours dans le procès-verbal. Parfois même, des informations de base n'existent pas, surtout pour les procès-verbaux de Police où fréquemment manquent les photographies de véhicules, des lieux, le plan des lieux et parfois les déclarations des impliqués. De ce fait, l'analyse de l'accident repose sur un certain nombre d'hypothèses plus ou moins explicitées, ceci nous a amenés à être prudents lors de la prise en compte des facteurs et lors de la proposition des mesures.

### 2.4. LES FACTEURS

#### 2.4.1. Les facteurs accidentogènes

A partir de l'analyse de l'accident, l'enchaînement des divers événements a été reconstitué. Des maillons faibles se présentent. Ces éléments sont appelés facteurs accidentogènes. Pour que des facteurs soient appelés accidentogènes il faut donc :

- qu'ils soient présents dans les accidents
- que leur lien avec l'accident soit établi
- qu'une action soit possible sur ces facteurs
- que leur élimination amène avec une probabilité plus ou moins grande la suppression de l'accident.

Les facteurs accidentogènes doivent être bien distingués des autres facteurs présents dans les accidents, dont le rôle dans la genèse de l'accident n'est pas mis en évidence.

Pour dresser la liste des facteurs accidentogènes liés à la conception du véhicule, nous avons tout d'abord dressé une liste a priori à partir de notre propre expérience. Puis cette liste a été testée sur un nombre limité de procès-verbaux, afin de mieux la formuler et la compléter. Dans un dernier temps lors de la lecture définitive les facteurs non encore pris en compte ont été rajoutés. Cette liste fait l'objet de l'annexe 3. Plusieurs facteurs peuvent intervenir parfois sur le même accident et sont comptabilisés séparément.

#### 2.4.2. Les facteurs aggravants

Ce sont les facteurs qui ont contribué à rendre plus grave l'accident. Ce sont des éléments qui se rattachent le plus souvent à la sécurité secondaire.

Sont retenus comme facteurs aggravants liés au véhicule les éléments qui apparaissent faibles, mal étudiés ou non encore pris en compte, sur lesquels il nous paraît possible d'agir avec de bonnes chances de succès (même si les études techniques nécessaires ne sont pas faciles et rapides). Des éléments, où les chances de succès apparaissent aléatoires comme la diminution de l'agressivité de l'avant des poids lourds pour les piétons ou les deux roues, n'ont pas été retenus. Si les progrès des connaissances et de la technologie permettent dans les années à venir d'entrevoir des solutions, de nouvelles évaluations seront nécessaires.

Le même processus a été utilisé pour l'établissement de la liste des facteurs aggravants, objet de l'annexe 4.

#### 2.4.3. Les mesures

Pour chaque facteur accidentogène ou aggravant, nous avons associé une ou plusieurs mesures permettant avec une probabilité plus ou moins grande de supprimer ces facteurs. Une mesure spécifique peut agir sur un facteur dans tous les cas, sur un facteur dans des conditions limitées et parfois sur plusieurs facteurs à la fois.

Ces mesures sont de différents niveaux du point de vue opérationnel. Certaines relativement simples, sont directement utilisables, d'autres nécessitent de petites études pour l'adaptation sur poids lourds par contre d'autres sont très générales et ne fixent que des directions sans niveau de performance précis (des études relativement importantes sont alors nécessaires avant application).

#### 2.4.4. L'évaluation de l'efficacité des mesures

Pour chaque accident nous affectons à chaque mesure un coefficient de probabilité de suppression de l'accident (pour les mesures de sécurité primaire). Les avantages estimés sont calculés par la formule :

$$\% \text{ d'accidents évités} = \frac{100 Q}{N} \sum_{i=1}^N A_i K_i$$

avec :

N : nombre d'accidents

$A_i$  : accident nécessitant la mesure préconisée

$K_i$  : coefficient de probabilité de suppression de l'accident  $A_i$ .  $K_i$  prend les valeurs 0,1 à 1

Q : coefficient correctif d'adaptation des manœuvres correspondant à l'hypothèse ( $Q_1, Q_2$ ).

$Q_1$  : hypothèse basse

$Q_2$  : hypothèse haute

La valeur du coefficient de probabilité subjective de suppression de l'accident est évidemment liée à l'état des connaissances techniques utilisées sur les véhicules actuels ou sur des prototypes, et donc par référence aux meilleurs véhicules actuels pour la situation considérée, ou par référence à un véhicule qui intégrerait les connaissances actuelles sans considération à ce niveau de coût et de problème de fabrication en série. Ce n'est que dans une étape ultérieure que seront calculés les surcoûts pour les comparer aux efficacités attendues de l'application des mesures.

Pour les mesures de sécurité secondaire aucune estimation d'efficacité n'a été effectuée. Un certain nombre de préalables ne sont pas réunis, en particulier les connaissances sur les possibilités des véhicules actuels, les possibilités qu'offre la technique pour améliorer les performances, etc.

Pour les mesures présentant un certain intérêt des évaluations sur PV et à partir d'enquêtes seront effectuées par le laboratoire des Chocs de Lyon-Bron dans un programme ultérieur.

Dans le cas des conducteurs de deux roues écrasés par les roues arrière du poids lourd, nous avons estimé la réduction du nombre de tués dans ce type d'accident. En effet, s'il est difficile de porter un jugement sur la réduction possible des blessures par l'adoption d'une protection latérale, il est par contre aisé de savoir si un tel système éviterait au conducteur de passer sous les roues du poids lourd. La méthode d'estimation des gains est analogue à celle indiquée plus haut :

$$\% \text{ de morts évités} = \frac{100}{N} \sum_{i=1}^n A_i K_i$$

$n$  : nombre de tués dans les accidents

$A_i$  : accident avec un conducteur de deux roues passant sous les roues arrière du poids lourd

$K_i$  : coefficient de probabilité de suppression du passage sous les roues arrière du poids lourd.

### III. RESULTATS

#### 3.1. PRÉSENTATION GÉNÉRALE

A partir du fichier au 1/15ème nous avons dénombré 1073 accidents corporels impliquant au moins un poids lourd. Tous ces accidents ont fait l'objet d'un procès-verbal. Certains de ces accidents impliquent plusieurs poids lourds. Afin d'éviter de cumuler les efficacités d'une mesure, portant sur le même accident et s'appliquant aux divers véhicules, nous avons retenu uniquement le véhicule sur lequel la mesure préconisée avait l'efficacité la plus forte. En conséquence, nous avons un nombre de véhicules pris en compte égal au nombre d'accidents.

##### 3.1.1. Catégories de véhicules impliqués

Nous allons examiner, par tonnage de PTAC les camions solo, les tracteurs et les autobus et autocars et par tonnage de PTR pour les ensembles.

Dans 55 % des accidents du fichier, le poids lourd impliqué est de faible tonnage (18 % pour les véhicules de 3,5 T à 10 T et 37 % pour les véhicules de 10 T à 19 T).

Dans 31 % des accidents le poids lourd impliqué est un ensemble tracteur + semi-remorque, dont le PTR est souvent compris entre 26 T et 38 T (27,8 % des accidents). Dans 11,8 % des accidents un autobus ou un autocar est impliqué.

Les fréquences d'apparition des diverses catégories de poids lourds obtenues en croisant tonnages et silhouettes se classent dans l'ordre suivant :

tracteur + semi-remorque de PTR compris entre 26 et 38 T : 27,8 %

camion de PTAC compris entre 10 et 19 T : 25,0 %

camion de PTAC compris entre 3,5 et 10 T : 17,1 %

autobus et autocar de PTAC compris entre 10 et 19 T : 10,5 %

camion de PTAC compris entre 19 et 26 T : 6,9 %.

##### 3.1.2. Types d'accidents impliquant au moins un poids lourd

###### 3.1.2.1. Répartition des types d'accidents en fonction du tonnage.

Les accidents en intersection représentent 26 % des accidents impliquant au moins un poids lourd. Dans 17,5 % des cas le poids lourd allait tout droit dans l'intersection. Les cas les plus fréquents sont dans l'ordre :

ensemble de 26 à 38 T allant tout droit : 6,1 % des cas

véhicule de 10 à 19 T allant tout droit : 6 % des cas  
véhicule de 3,5 à 10 T allant tout droit : 3,4 % des cas  
véhicule de 10 à 19 T tournant à gauche : 3,3 % des cas.

Les accidents lors du croisement suite au déport de l'autre usager, représentent 15,6 % des accidents impliquant au moins un poids lourd. Les plus impliqués dans ce type d'accident sont les véhicules de 10 à 19 T : 6 % des cas, les ensembles de 26 à 38 T : 4,7 % des cas.

Les accidents survenant suite à un dépassement effectué par le poids lourd représentent 7,5 % des accidents impliquant au moins un poids lourd. Les véhicules les plus impliqués sont les ensembles de 26 à 38 T : 2,6 % des cas (soit 1/3 des accidents de ce type), les véhicules de 10 à 19 T : 2,4 % des cas (soit un peu moins de 1/3 des accidents de ce type).

Les accidents survenant à des véhicules isolés (perte de contrôle) représentent 7,3 % des accidents impliquant au moins un poids lourd. Dans 2,8 % des cas les ensembles de 26 à 38 T sont impliqués dans ces accidents (soit 38 % des accidents de ce type).

Les accidents survenant à des poids lourds en stationnement sur la chaussée ou l'accotement représentent 6,6 % des accidents impliquant au moins un véhicule de ce type.

Les accidents survenant lors du ralentissement de l'autre usager circulant dans le même sens que le poids lourd représentent 6,5 % des accidents impliquant au moins un de ces véhicules. Ce sont essentiellement les poids lourds de 10 à 19 T (2,3 % soit 36 % des accidents de ce type) et les ensembles de 26 à 38 T (2,2 % soit 34 % des accidents de ce type) qui sont concernés.

###### 3.1.2.2. Répartition des types d'accidents en fonction des situations de conduite.

Les accidents survenus à un poids lourd isolé surviennent essentiellement en virage 3,6 % des accidents (soit 50 % des accidents de ce type), suite à la circulation sur l'accotement 1,4 % des accidents (soit 19 % des accidents de ce type).

Les accidents survenus en intersection à un poids lourd allant tout droit ont nécessité ou auraient nécessité une manœuvre d'évitement dans 11,6 % des accidents, soit dans 66 % des accidents de ce type.

Les accidents survenus suite à un ralentissement provoqué par un autre usager circulant dans le même sens que le poids lourd ont nécessité ou auraient nécessité :

- une manœuvre d'évitement dans 3,7 % des accidents, soit 57 % des accidents de ce type

- un freinage d'urgence avec une bonne stabilité du véhicule dans 1,6 % des accidents, soit 24 % des accidents de ce type.

Les accidents survenus lors de croisement et suite au déport de l'autre usager nécessitent une manœuvre d'évitement dans 5,3 % des cas, soit 34 % des accidents de ce type. Il faut remarquer que souvent la configuration des lieux ne permet pas de tenter une manœuvre d'urgence (60 % des accidents de ce type).

### 3.1.2.3. Répartition des types d'accidents en fonction du premier autre usager impliqué.

Les accidents en intersection avec un poids lourd allant tout droit impliquent surtout :

- des véhicules légers dans 11,4 % des cas, soit 65 % des accidents de ce type
- des cyclomoteurs dans 3,9 % des cas, soit 22 % des accidents de ce type.

Les accidents en intersection avec un poids lourd tournant à gauche impliquent surtout :

- des véhicules légers dans 3 % des cas, soit 45 % des accidents de ce type
- des cyclomoteurs dans 2,1 % des cas, soit 31 % des accidents de ce type.

Les accidents en intersection avec un poids lourd tournant à droite impliquent surtout des cyclomoteurs dans 1 % des cas, soit 55 % des accidents de ce type et interviennent alors que le cyclomoteur tente de dépasser le poids lourd par la droite n'ayant pas compris que le poids lourd s'est déplacé sur la gauche afin de pouvoir mieux négocier son virage, du fait de son encombrement.

La majorité des accidents impliquant un poids lourd survenus suite à la traversée de la chaussée par un autre usager hors intersection a lieu avec un piéton (4 % des accidents, soit 86 % des accidents de ce type).

Lorsqu'un poids lourd provoque un accident en entreprenant un dépassement, c'est très souvent avec un cyclomoteur (3,8 % des cas, soit 51 % des accidents de ce type) auxquels se rajoutent les bicyclettes (0,9 % des cas, soit 13 % des accidents de ce type).

Lorsque l'autre usager effectue le dépassement ayant conduit à l'accident, c'est essentiellement un véhicule léger (3,2 % des cas, soit 67 % des accidents de ce type).

Lors d'accidents survenus suite à un ralentissement de l'autre usager, le poids lourd percute en premier un véhicule léger dans 4,3 % des cas, soit 66 % des accidents de ce type.

Lors d'accidents survenus suite à un déport de l'autre usager au cours d'un croisement, le véhicule percutant le poids lourd est une voiture particulière dans 13,1 % des cas, soit 84 % des accidents de ce type.

Lors d'accidents survenus à un poids lourd en station-

nement, l'autre usager est :

- un cyclomotoriste dans 3,2 % des accidents, soit 48 % des accidents de ce type
- un véhicule léger dans 2,7 % des accidents, soit 41 % des accidents de ce type.

### 3.1.3. Situations de conduite dans les accidents impliquant au moins un poids lourd

#### 3.1.3.1. Répartition des situations de conduite en fonction du tonnage.

Dans 28 % des accidents le poids lourd a tenté ou aurait dû tenter une manœuvre d'évitement. La manœuvre d'évitement concerne essentiellement les poids lourds de 10 à 19 T (11 % des accidents, soit 39 % des manœuvres d'évitement, soit 30 % des accidents impliquant ce tonnage de véhicule) et les ensembles de 26 à 38 T (8,4 % des accidents, soit 30 % des manœuvres d'évitement, soit 27 % des accidents impliquant ce tonnage de véhicule).

Dans 6,7 % des accidents le poids lourd a tenté un freinage d'urgence sans autre possibilité. Cette manœuvre non réussie concerne essentiellement les ensembles de 26 à 38 T (3,4 % des accidents, soit 50 % des freinages d'urgence, soit 11 % des accidents impliquant ce tonnage), et les véhicules de 10 à 19 T (2,3 % des accidents, soit 35 % des freinages d'urgence, soit 6 % des accidents impliquant ce tonnage).

Dans 5 % des cas le poids lourd a été accidenté lors de la négociation d'un virage. Pour cette manœuvre, les ensembles de 26 à 38 T sont impliqués dans 1,9 % des accidents (soit 37 % des accidents en virage survenus à un poids lourd, soit 6 % des accidents impliquant ce tonnage) surtout par renversement sur sol sec ; les véhicules de 3,5 T à 10 T dans 1,6 % des accidents (soit 31 % des accidents en virage survenus à un poids lourd, soit 9 % des accidents impliquant ce tonnage) ; les véhicules de 10 à 19 T dans 1,2 % des accidents (soit 24 % des accidents survenus à un poids lourd, soit 3 % des accidents impliquant ce tonnage). Ces deux dernières catégories de poids lourds sortent du virage presque toujours sans renversement et souvent sur chaussée mouillée.

Les accidents survenus à un poids lourd par perte de contrôle suite à une circulation sur l'accotement (1,6 % des accidents) concernent essentiellement les ensembles de 26 à 38 T (0,7 % des accidents, soit 47 % de cette situation, soit 2 % des accidents survenus à cette catégorie de véhicules).

#### 3.1.3.2. Répartition des situations de conduite dans les accidents en fonction des autres usagers impliqués.

Lors des accidents impliquant au moins un poids lourd nécessitant une manœuvre d'évitement, l'autre usager est :

- une voiture particulière : 18 % des accidents (soit 54 % des manœuvres de ce type et 36 % des accidents

- impliquant un poids lourd et un véhicule léger)
- un cyclomoteur : 4,4 % des accidents (soit 16 % des manœuvres de ce type, soit 21 % des accidents impliquant un poids lourd et un véhicule léger)
- un piéton : 2 % des accidents (soit 7 % des manœuvres de ce type, soit 28 % des accidents impliquant un poids lourd et un piéton).

Lors des accidents impliquant au moins un poids lourd nécessitant un freinage d'urgence, l'autre usager est :

- une voiture particulière : 4 % des accidents (soit 60 % des manœuvres de ce type, soit 8 % des accidents impliquant un poids lourd et un véhicule léger)
- un autre poids lourd : 1,1 % des accidents (soit 17 % des accidents nécessitant ce type de manœuvre, soit 24 % des accidents poids lourd - poids lourd).

Lors d'accidents impliquant au moins un poids lourd survenus en virage, ce véhicule est seul dans 3,6 % des cas (soit 72 % des accidents nécessitant cette manœuvre, soit 49 % des accidents survenus à un véhicule isolé).

### 3.1.4. Autres usagers impliqués dans les accidents avec au moins un poids lourd

Répartition des autres usagers impliqués en fonction du tonnage du véhicule.

Dans près d'un accident sur deux le poids lourd est accidenté avec un véhicule léger. Les effectifs les plus importants sont :

- pour les véhicules de 10 à 19 T : 18,4 % des accidents (soit 37 % des accidents VL/PL, soit 50 % des accidents impliquant ce tonnage de véhicule)
- pour les ensembles de 26 à 38 T : 16,5 % des accidents (soit 33 % des accidents VL/PL, soit 54 % des accidents impliquant ce tonnage de véhicule).

Dans 21,2 % des accidents le poids lourd a été accidenté avec un cyclomoteur. Les effectifs les plus importants sont :

- pour les véhicules de 10 à 19 T : 7,9 % des cas (soit 37 % des accidents cyclo/PL, soit 21 % des accidents impliquant ce tonnage)
- pour les ensembles de 26 à 38 T : 5,7 % des cas (soit 27 % des accidents cyclo/PL, soit 19 % des accidents impliquant ce tonnage)
- pour les véhicules de 3,5 à 10 T : 4,2 % des cas (soit 20 % des accidents cyclo/PL, soit 23 % des accidents impliquant ce tonnage).

Dans 7,3 % des accidents l'impliquant, le poids lourd était seul. Les effectifs les plus importants sont :

- ensembles de 26 à 38 T : 2,8 % des cas (soit 38 % des accidents véhicule seul, soit 9 % des accidents impliquant ce tonnage)

(1) La définition des différents facteurs est explicitée en annexe 3.

(2) La pilotabilité est la facilité pour le conducteur du véhicule d'atteindre une bonne performance.

- camion de 3,5 à 10 T : 2 % des cas (soit 26 % des accidents véhicule seul, soit 11 % des accidents impliquant ce tonnage)
- camion de 10 à 19 T : 2 % des cas (soit 26 % des accidents véhicule seul, soit 5 % des accidents impliquant ce tonnage).

Il faut remarquer que les véhicules de 19 à 26 T sont peu impliqués dans les accidents. Ces véhicules qui servent souvent pour les chantiers sur de petits parcours ne sont pas placés dans les mêmes circonstances de circulation que les autres poids lourds.

### 3.2. ADAPTATION DES MANOEUVRES

Nous distinguons deux catégories de manœuvres :

- la manœuvre est adaptée aux circonstances ou aucune manœuvre n'était nécessaire (ou possible)
- la manœuvre est inadaptée ou le comportement était passif.

Nous distinguons également deux catégories d'accidents :

- ceux nécessitant des manœuvres d'urgence : dans 50 % des cas la manœuvre est adaptée et dans 50 % elle ne l'était pas
- ceux ne nécessitant pas de manœuvre d'urgence : dans 70 % des cas la manœuvre est adaptée et dans 30 % elle ne l'était pas.

Ce qui nous conduit aux hypothèses suivantes :

- pour les mesures ayant une influence sur le comportement dynamique et nécessitant une action de pilotage du conducteur :

$$Q_1 = 0,5 \text{ (conforme à l'observation)}$$

$$Q_2 = 0,8 \text{ (la connaissance de l'amélioration amène les conducteurs à corriger leur manœuvre)}$$

- pour les autres mesures :

$$Q_1 = 0,7 \text{ (conforme à l'observation)}$$

$$Q_2 = 0,9 \text{ (dans l'hypothèse d'une amélioration du comportement du conducteur).}$$

### 3.3. FREQUENCE D'APPARITION DES FACTEURS ACCIDENTOGENES (1)

#### 3.3.1. Le facteur « faible pilotabilité (2) en manœuvre d'évitement » apparaît dans 25 % des accidents.

Ce facteur intervient essentiellement pour un poids lourd allant tout droit en intersection (11 % des accidents), lors d'un déport d'un autre usager au cours d'un croisement (4,4 % des accidents), lors d'un ralentissement d'un autre usager (3,5 % des accidents).

Ce facteur intervient essentiellement pour éviter un véhicule léger (24,7 % des accidents).

Ce facteur affecte principalement les poids lourds de 10 à 19 T et les ensembles de 26 à 38 T.

Le facteur « faible pilotabilité en manœuvre de récupération » intervient dans 3,2 % des accidents. Il intervient surtout dans les accidents survenus à des véhicules isolés et en virage. Ce facteur intervient surtout pour les petits et moyens poids lourds de 3,5 T à 19 T.

**3.3.2.** Le facteur « blocage de roue » (souvent AR) apparaît dans 22,7 % des accidents et essentiellement dans les accidents PL/VL (13,9 % des accidents).

Dans 13 % des accidents de PL, c'est un camion de 3,5 à 26 T qui a bloqué ses roues, dans 9,3 % c'est un ensemble de 26 à 38 T. Relativement les ensembles de 26 à 38 T bloquent plus souvent leurs roues (dans un accident sur trois) que l'ensemble des poids lourds (dans un accident sur quatre).

Le blocage des roues lors du freinage précédant le choc survient dans les situations de conduite suivantes :

- manœuvre d'évitement associée à un freinage
- freinage d'urgence sans possibilité de tenter d'autre manœuvre
- freinage en cours ou en entrée de virage.

**3.3.3.** Le facteur « faible résistance au renversement » apparaît dans 4,7 % des accidents et concerne essentiellement des accidents survenus à des véhicules isolés.

Dans le fichier au 1/15ème l'essentiel de l'effectif des poids lourds renversés avant le choc est constitué par les ensembles tracteur + semi-remorque (1,5 % du total des accidents) auxquels on ajoute les ensembles tracteur + semi-remorque citerne (0,6 %). Les accidents avec renversement avant le choc ou la sortie de route pour les poids entre 26 et 38 T atteint 2,25 % du total des accidents.

L'ensemble des poids lourds de 26 à 38 T représente 68 % des véhicules renversés avant le choc ou la sortie de route alors qu'ils ne représentent en effectif que 31 % du fichier.

Les véhicules à traiter en priorité sont :

- les ensembles tracteur + semi-remorque citerne
- les ensembles tracteur + semi-remorque

et de façon générale tous les véhicules de 26 à 38 T.

Les catégories d'accidents avec renversement avant le choc les plus intéressantes à traiter sont :

- accident en virage survenu à un PL isolé,
- accident survenu suite à l'empiètement sur l'accotement
- accident survenu suite à une tentative de manœuvre d'évitement
- accident survenu suite à un freinage d'urgence.

**3.3.4.** Le facteur « faible proche rétrovision » apparaît dans 4,7 % des accidents. Il apparaît dans les accidents où le poids lourd entreprend un dépassement (2,2 % des accidents) et quand le poids lourd tourne à droite en intersection (1,3 % des accidents). L'autre usager est presque toujours une bicyclette ou un cyclomoteur (4 % des accidents).

**3.3.5.** Le facteur « faible stabilité au freinage » apparaît dans 4,5 % des accidents. Les effectifs les plus importants concernent les ensembles de 26 à 38 T et les poids lourds de 10 à 19 T.

Ce facteur apparaît lors du croisement avec déport du poids lourd (1,3 % des accidents) et lors d'un ralentissement provoqué par l'autre usager (0,9 % des accidents).

Ce facteur est inclus dans le facteur 3.3.2. Il est codé chaque fois que nous avons un déport sur sol sec.

**3.3.6.** Le facteur « faible tenue de route en courbe » intervient dans 3,2 % des accidents. Il intervient surtout en virage (2,8 % des accidents) à un véhicule isolé (2,1 % des accidents). Il concerne essentiellement les petits et moyens poids lourds de 3,5 à 19 T. En effet les plus gros se renversent en virage et le codage a été effectué séparément.

**3.3.7.** Le facteur « faible puissance du freinage » apparaît dans 2,9 % des accidents, et concerne pour moitié soit 1,45 % des accidents, les ensembles de 26 à 38 T. Ce facteur intervient surtout lors de ralentissement et en intersection, le poids lourd allant tout droit. Il intervient essentiellement dans les accidents PL/VL et PL/PL.

**3.3.8.** Le facteur « faible puissance des clignotants » apparaît dans 2,6 % des accidents. Ce facteur intervient surtout pour les poids lourds tournant à gauche en intersection ou hors intersection. Dans plus de la moitié des cas l'autre usager impliqué est un véhicule léger.

**3.3.9.** Le facteur « absence de signalisation réfléchissante de l'arrière du poids lourd » concernant les accidents de nuit apparaît dans 2 % des accidents, dont la moitié sont des ensembles de 26 à 38 T. Tous ces accidents sont survenus à des poids lourds en stationnement sans éclairage dans des lieux plus ou moins éclairés. Pour plus de la moitié, ces accidents impliquent un cyclomoteur (1,3 % du total des accidents), et pour un tiers un véhicule léger (0,65 % du total des accidents).

**3.3.10.** Les « défauts de freinage » graves, ce sont surtout des fuites la plupart du temps au niveau du compresseur, interviennent dans 0,8 % des accidents, dont plus de la moitié sur des ensembles de 26 à 38 T.

**3.3.11.** La « faible puissance des feux rouges arrière » intervient dans 0,7 % des accidents auxquels il faut



ajouter les 0,3 % d'accidents avec le facteur accidentogène « faible puissance des stops ».

#### 3.4. FREQUENCE D'APPARITION DES FACTEURS AGGRAVANTS

Pour un nombre élevé de procès-verbaux, surtout de Police, nous n'avons pas pu relever de défauts aggravants car nous manquons de renseignements et en particulier de photos. L'estimation effectuée est donc une estimation par défaut.

3.4.1. « Agressivité de l'avant du poids lourd pour l'avant d'un véhicule léger » : ce facteur aggravant apparaît dans 9,4 % des accidents impliquant un poids lourd. Très souvent l'accident a lieu suite à un déport du véhicule léger (6,2 % des accidents, soit 65 % des accidents présentant ce facteur).

3.4.2. « Mauvaise protection latérale du poids lourd contre un véhicule léger » : ce facteur apparaît dans 4,3 % des accidents impliquant un poids lourd. Très souvent le véhicule léger heurte l'avant d'un essieu arrière ou les longerons du châssis.

3.4.3. « Agressivité de l'avant du poids lourd pour le côté d'un véhicule léger » : ce facteur intervient dans 4,2 % des accidents et essentiellement avec un poids lourd allant tout droit en intersection (4 % des accidents, soit 93 % des accidents avec ce facteur).

3.4.4. « Mauvaise protection latérale du poids lourd contre deux roues » : ce facteur intervient dans 2,3 % des accidents et concerne essentiellement les accidents avec un cyclomoteur (1,4 % des accidents).

3.4.5. « Passage d'un deux roues sous les roues arrière du poids lourd » : ce facteur intervient dans 2,3 % des accidents. Les trois types d'accidents les plus fréquents sont :

- poids lourd en intersection allant tout droit
- poids lourd en intersection tournant à droite
- poids lourd effectuant un dépassement de l'autre usager.

Les autres usagers impliqués sont essentiellement des cyclomoteurs (80 % des cas) ou des bicyclettes (20 % des cas).

Ce facteur vient en complément du précédent et a été codé séparément.

3.4.6. « Absence ou inefficacité de la barre anti-encastrement » : ce facteur intervient dans 1,7 % des accidents. Les types d'accidents les plus fréquents sont ceux avec un poids lourd en stationnement (moitié des cas) et avec un poids lourd à l'origine d'un ralentissement (autre moitié).

3.4.7. « Faible résistance de la cabine » : ce facteur intervient dans 1,7 % des accidents et concerne pour plus de la moitié les ensembles de 26 à 38 T. Pour plus de la moitié ce facteur intervient dans des accidents à un véhicule seul et suite à un heurt contre un obstacle fixe.

3.4.8. « Mauvaise protection de l'arrière du poids lourd contre les deux roues » : ce facteur intervient dans 1,4 % des accidents et avec des poids lourds en stationnement. Le deux roues est presque toujours un cyclomoteur.

3.4.9. « Agressivité de l'avant du poids lourd pour l'arrière des véhicules légers » : ce facteur intervient dans 1,3 % des accidents et essentiellement lors de ralentissement provoqué par le véhicule léger.

#### 3.5. LES MESURES ET LEUR FREQUENCE D'APPARITION

A chaque facteur accidentogène et facteur aggravant nous avons tenté d'associer une ou plusieurs mesures. Dans cette partie nous allons présenter les mesures que nous avons imaginées et la fréquence des accidents auxquels elles auraient dû être associées. Nous n'avons pas la prétention d'avoir trouvé toutes les mesures possibles et de proposer des choses toujours très nouvelles, mais nous espérons pouvoir ainsi montrer l'intérêt de divers aménagements et aider à leur définition.

Pour savoir dans quels types d'accidents, situations de conduite et avec quels autres usagers, les diverses mesures auraient été utiles, il suffit de se reporter aux facteurs correspondants.

##### 3.5.1. Mesures de sécurité primaire

###### 3.5.1.1. « Augmentation de la pilotabilité\* en manœuvre d'évitement »

Cette mesure est préconisée dans 24 % des accidents.

Actuellement, il est difficile pour le chauffeur du poids lourd de réaliser une telle manœuvre du fait de l'amplitude des braquages à effectuer dans un laps de temps donné. En conséquence nous proposons de réduire environ de moitié les braquages nécessaires par l'utilisation d'un rapport de direction plus direct et d'une assistance renforcée en conséquence, afin que les efforts au volant ne deviennent pas démesurés. A cette modification de la direction devrait être associée une amélioration du guidage des essieux (avec le contrôle des micro-braquages), afin d'améliorer la précision et la qualité de la réponse en trajectoire.

\* La pilotabilité est la facilité pour le conducteur du véhicule d'atteindre une bonne performance.

### Augmentation de la pilotabilité en manœuvre de récupération

Cette mesure est préconisée dans 1,7 % des accidents et serait nécessaire pour permettre au conducteur de rattraper son véhicule suite à un dérapage en virage, suite à une manœuvre d'évitement réussie dans sa première partie et suite à une tentative réussie pour sortir de l'accotement après circulation sur celui-ci.

Les modifications suggérées sont les mêmes que pour les manœuvres d'évitement.

Cependant, ces mesures ne peuvent être envisagées qu'après des mesures augmentant la résistance au renversement des poids lourds.

En effet ces modifications amèneraient les poids lourds à fonctionner, pour les situations correspondantes, dans des accélérations transversales plus élevées. Actuellement sous de telles sollicitations les poids lourds et particulièrement ceux de fort tonnage, se renversent. Aussi existe-t-il entre ces deux mesures un ordre de priorité technique.

#### 3.5.1.2. «Adoption de freins antibloquants sur les poids lourds»

Cette mesure est préconisée dans 22 % des accidents. Selon les accidents, un montage sur tous les essieux ou seulement sur les essieux arrière est préconisé.

#### 3.5.1.3. «Augmentation de la résistance au renversement»

Cette mesure est préconisée dans 5 % des accidents. Dans 4,7 % des accidents cette mesure est proposée en tant que mesure de sécurité primaire (correspondant aux facteurs accidentogènes) et dans 0,3 % en tant que mesure de sécurité secondaire en vue de diminuer la gravité d'un accident qui serait arrivé de toute façon.

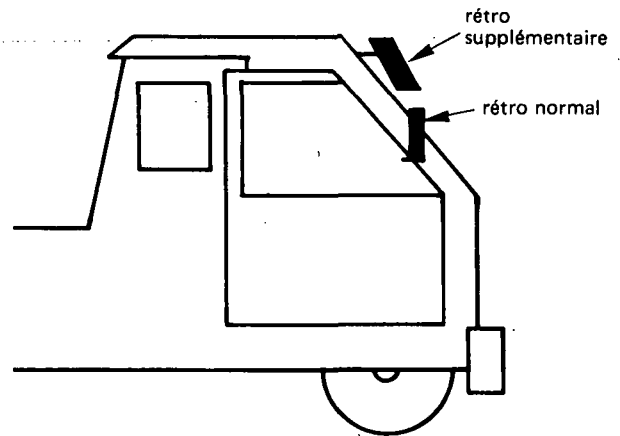
Nous préconisons que la résistance au renversement soit portée à une valeur supérieure à 0,5 g et nous avons montré que cela était possible.

#### 3.5.1.4. «Equipement du poids lourd sur le côté droit d'un rétroviseur pour la proche rétrovision».

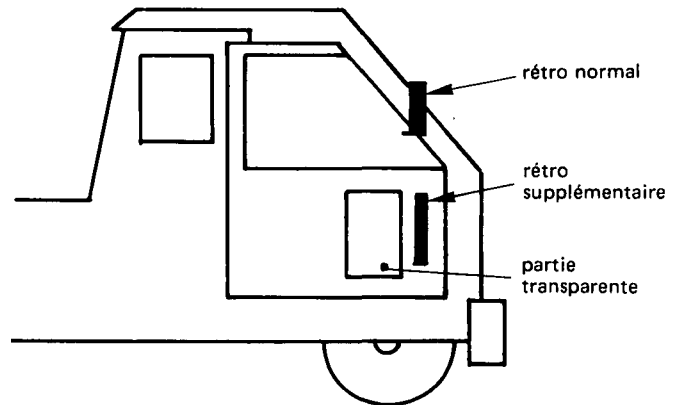
Cette mesure est préconisée dans 4,7 % des accidents.

Cette mesure est destinée à fournir une rétrovision permettant de voir les usagers situés entre la cabine et le tiers arrière du poids lourd ou de la semi-remorque. Une étude sur les accidents, effectuée par Volvo a conduit à la même conclusion. Deux solutions peuvent être envisagées :

- rétroviseur placé sur le haut de la cabine avec une forte inclinaison (avec éventuellement un réglage depuis la cabine).



- rétroviseur placé au bas de la porte de la cabine avec une partie de la porte transparente (solution Volvo).



#### 3.5.1.5 «Augmentation de la stabilité au freinage»

Cette mesure est préconisée dans 3,8 % des accidents et devrait s'appliquer essentiellement aux poids lourds de fort tonnage (voir facteurs).

Dans ce domaine nous pouvons imaginer :

- de revoir les répartitions de freinage entre l'avant et l'arrière afin de plus privilégier la stabilité
- d'utiliser des correcteurs ou des limiteurs de freinage en fonction de charge plus précis et supprimant les tiges et les renvois actuellement utilisés (par exemple un système qui mesure directement la charge au lieu de passer par la déflexion des ressorts).

C'est par référence à de tels systèmes qu'a été effectuée l'estimation d'efficacité. Les accidents survenus suite à un déport au freinage (par blocage de l'essieu arrière) à des poids lourds à vide ou avec une faible charge seraient supprimés avec une probabilité plus ou moins forte. Les mêmes accidents mais dans de mauvaises conditions d'adhérence n'ont pas été pris en compte et seuls les freins antibloquants pourraient alors avoir une influence.

Cette mesure s'applique à des véhicules constituant un sous-ensemble des accidents où les freins anti-bloquants auraient eu de l'effet.

### 3.5.1.6. «Amélioration de la tenue de route en courbe»

Cette mesure est préconisée dans 2,7 % des accidents et aurait eu une probabilité plus ou moins grande de supprimer l'accident.

Cette mesure ne s'appliquerait pour l'instant qu'aux poids lourds de 3,5 à 19 T, mais elle pourrait être reprise pour les autres quand leur résistance au renversement aura été relevée ce qui constitue une priorité technique.

Pour atteindre cet objectif, qui vise à réduire l'écart de comportement avec les voitures particulières il serait souhaitable :

- d'améliorer l'adhérence des pneumatiques de poids lourds
- d'améliorer le guidage des essieux et le contrôle des braquages induits, de limiter les déformations sous accélérations
- d'améliorer l'amortissement des suspensions
- d'améliorer le comportement du véhicule aux abords de ces limites (il devient souvent survivreur).

Cette mesure est codée séparément de celle concernant le renversement et donc peut s'ajouter à celle-ci.

Cette mesure prendra d'autant plus d'importance que les défauts les plus évidents des poids lourds auront été supprimés.

### 3.5.1.7. «Augmentation de la puissance des feux de signalisation de direction (clignotants)».

Cette mesure est préconisée dans 2,6 % des accidents. Elle serait utile lorsque le soleil est très brillant, et lorsque la pluie et le brouillard gênent la visibilité. Dans ces conditions les déclarations des conducteurs et des témoins montrent qu'ils n'ont pas vu les signaux.

Les surfaces des clignotants devraient être doublées par rapport à celles actuellement utilisées et pour se rapprocher des rapports de dimensions existant sur les véhicules légers. Parallèlement les surfaces des feux rouges arrière et des stops devraient être revues bien que cela apparaisse moins dans les accidents. Des études aérodynamiques devraient parallèlement être entreprises afin que ces feux se salissent moins qu'actuellement.

### 3.5.1.8. «Panneaux ou bandes réfléchissantes sur l'arrière des poids lourds».

L'intérêt d'une telle mesure apparaît dans 2,3 % des accidents. Pour la définition des dimensions l'exemple anglais pourrait donner des références. Cependant, des dimensions plus importantes nous apparaissent souhaitables car les accidents nécessitant cette mesure arrivent à des poids lourds en stationnement sans éclairage et qui sont percutés à l'arrière par des cyclomoteurs dont l'éclairage n'est pas le point fort.

La décision d'appliquer cette mesure est d'ores et déjà prise.

### 3.5.1.9. «Augmentation de la puissance et de la rapidité du freinage».

Cette mesure est préconisée dans 1,9 % des accidents. Elle consiste à :

- améliorer l'adhérence des pneumatiques de poids lourds, surtout sur sol mouillé
- améliorer les tambours ou les disques de freinage
- améliorer les commandes de freinage en utilisant éventuellement des commandes hydrauliques pour diminuer les temps de réponse.

### 3.5.1.10. «Augmentation de la fréquence du contrôle technique».

Cette mesure a été préconisée pour pallier les défauts graves de freinage constatés dans les accidents. En effectuant des contrôles deux fois plus fréquents et compte tenu des dates des derniers contrôles sur les véhicules accidentés, cette mesure aurait eu une influence sur 0,6 % des accidents.

D'autres mesures peuvent être envisagées dans ce domaine mais pour cela il serait souhaitable qu'une étude particulière précise les défauts les plus fréquents dans les accidents et pour cela il faudrait effectuer le démontage des systèmes de freinage des véhicules accidentés. Au vu des procès-verbaux, il apparaît qu'il existe des fuites au niveau du compresseur d'air et de ses raccords avec les réservoirs. L'amélioration de la fiabilité des composants les plus faibles pourra alors être examinée.

## 3.5.2. Mesures de sécurité secondaire

### 3.5.2.1. «Diminution de l'agressivité de l'avant des poids lourds (abaisser les pare-chocs avant et absorption de chocs) pour les véhicules légers».

Cette mesure apparaît dans 7,8 % des accidents. Elle aurait été préconisée plus souvent si les éléments nécessaires avaient toujours figurés dans les procès-verbaux. Aussi serait-il intéressant de prendre en compte les accidents de poids lourds dans les enquêtes de sécurité secondaire.

Les grandes voies à préconiser sont :

- d'abaisser les pare-chocs afin qu'ils attaquent le pare-chocs avant du véhicule léger dans le cas de choc frontal, le pare-chocs arrière lors de choc arrière et les soubassements de caisse lors de chocs latéraux. Le style des cabines et la dimension des pare-chocs permettent de concevoir des dispositifs suffisamment larges pour être adaptés aux diverses voitures particulières ;
- de prévoir une absorption de choc par déformation du pare-chocs réglée pour qu'elle se produise avant la déformation des éléments résistants du véhicule léger.

### 3.5.2.2. «Protection latérale contre véhicule léger.»

Cette mesure est proposée dans 4,1 % des accidents. Il s'agit d'éviter que le véhicule léger vienne heurter le dessous du châssis, le rebord du plateau (en général avec le pare-brise et ses montants) ou le premier des essieux arrière (ce qui ne permet pas au véhicule de glisser). Nous proposons donc une fermeture de l'espace existant entre les roues avant et arrière du camion et entre les roues arrière du tracteur et celles de la semi-remorque. Cette paroi installée sur le poids lourd devrait fonctionner comme une glissière de sécurité embarquée.

### 3.5.2.3. «Protection latérale contre deux roues.»

Cette mesure est proposée dans 3,1 % des accidents. Comme dans le cas précédent il s'agit d'une paroi à mettre entre les roues avant et arrière mais pour les deux roues uniquement, elle peut être de plus faible résistance. Cette paroi devrait éviter aux deux roues de percuter des éléments à angles vifs (longerons du châssis, caisse à outils, supports de roue de secours etc...) et devrait éviter aux deux roues de passer sous les roues arrière du poids lourd.

Cette protection latérale pourrait également servir sur les poids lourds pour éviter que de très jeunes enfants (2 à 4 ans) ne s'engagent sous un poids lourd en train de manœuvrer et soient écrasés par les roues arrière (0,3 % des accidents en plus de ceux cités précédemment).

Cette mesure se rajoute à celle citée en 3.5.2.2.

### 3.5.2.4 «Amélioration des barres anti-encastrement.»

Cette mesure est préconisée dans 1,5 % des accidents.

Les barres existantes quand elles existent apparaissent souvent inadaptées : trop hautes ; trop loin de l'arrière du poids lourd (le véhicule heurte le plateau avec son pare-brise) ; parfois fragiles surtout sur les côtés. Ce problème devrait être repris en tentant d'inclure une absorption de choc, de plus il serait souhaitable que ces éléments reviennent sur le côté du véhicule entre les roues arrière et la barre anti-encastrement.

Nous proposons d'avoir une partie très rigide sous le plateau, située à environ 0,80 à 1 m de l'arrière sur laquelle serait ancrée une structure déformable (légèrement moins résistante que la structure avant des véhicules légers) supportant un pare-chocs dont l'emplacement serait adapté à la hauteur des pare-chocs des véhicules légers.

### 3.5.2.5. «Protection de l'arrière du poids lourd contre les deux roues.»

Cette mesure apparaît dans 1,4 % des accidents. Dans ce cas il s'agit essentiellement de supprimer les angles vifs à l'arrière (charnières de porte, crochet de remorquage

proéminent, barre de fermeture, extrémité de barre anti-encastrement, etc...). De plus comme dans la mesure précédente, on pourrait adjoindre une possibilité de déformation du pare-chocs lui-même.

### 3.5.2.6 «Augmentation de la résistance de la cabine du poids lourd.»

Cette mesure apparaît dans 1,4 % des accidents et surtout pour les ensembles de 26 à 38 T. Il s'agit de renforcer la cabine pour les chocs de face et pour les retournements.

## 3.6. EFFICACITE DES MESURES LIEES AU VEHICULE.

L'efficacité des mesures intègre divers éléments :

- l'efficacité technique de la mesure,
- l'adaptation de la mesure à l'accident considéré. L'estimation intègre ces diverses données et pour chaque mesure est établi le pourcentage d'accidents évitables, compte tenu des hypothèses sur l'utilisation de ces améliorations par le conducteur (voir chapitre 3.2.).

### 3.6.1. Efficacité des mesures de sécurité primaire.

#### 3.6.1.1. «Augmentation de la pilotabilité en manœuvre d'évitement.»

Cette mesure permettrait d'éviter entre 3 % et 4,8 % des accidents impliquant au moins un poids lourd, soit de 12,4 % à 19,8 % des accidents nécessitant cette mesure.

#### Augmentation de la pilotabilité en manœuvre de récupération.

Cette mesure permettrait d'éviter de 0,46 à 0,74 % des accidents impliquant un poids lourd, soit de 14,1 à 19,8 % des accidents correspondants.

#### 3.6.1.2 «Augmentation de la résistance au renversement.»

Dans l'hypothèse où la résistance au renversement de tous les poids lourds serait portée à une valeur supérieure à 0,5 g on pourrait éviter :

- de 28,5 % à 45,5 % des renversements de poids lourds
- de 1,3 % à 2,1 % des accidents impliquant au moins un poids lourd, soit une diminution de 40 à 63 % des accidents impliquant au moins un poids lourd avec renversement avant le choc.

Dans l'hypothèse où cette action se limiterait aux poids lourds de 26 à 38 T on pourrait éviter :

- de 1 % à 1,6 % des accidents impliquant au moins un poids lourd soit une diminution de 30 à 47 % des accidents avec renversement avant le choc. Soit une diminution de 3,75 % à 6 % des accidents impliquant au moins un poids lourd de 26 à 38 T.

### 3.6.1.3. «Equipement des poids lourds de freins anti-bloquants».

Le montage sur les essieux arrière pourrait éviter de 1,2 à 2,4 % des accidents impliquant un poids lourd. Le montage sur l'ensemble des essieux pourrait éviter entre 3,3 et 6,6 % des accidents. En limitant cette mesure aux ensembles de 26 à 38 T on pourrait éviter entre 0,6 et 1,2 % des accidents de poids lourds pour un montage sur l'essieu AR et entre 1,2 et 2,4 % sur tous les essieux.

### 3.6.1.4 «Equipement des poids lourds d'un rétroviseur supplémentaire pour proche rétrovision».

Cette mesure permettrait d'éviter entre 1,1 et 1,4 % des accidents impliquant un poids lourd, soit de 23,3 % à 30 % des accidents nécessitant cette mesure.

### 3.6.1.5. «Amélioration de la stabilité au freinage».

Cette mesure permettrait d'éviter entre 0,8 et 1,3 % des accidents impliquant un poids lourd, soit de 16,8 à 23,5 % des accidents correspondants. Cette mesure est incluse dans la mesure 3.6.1.3.

### 3.6.1.6. «Amélioration de la tenue de route en courbe».

Cette mesure permettrait d'éviter de 0,5 à 0,8 % des accidents impliquant un poids lourd, soit 16,6 à 23,3 % des accidents nécessitant cette mesure. Elle concerne uniquement les accidents sans renversement et son efficacité peut s'ajouter à celle de la mesure 3.6.1.2.

### 3.6.1.7 «Augmentation de la puissance du freinage»

Cette mesure permettrait d'éviter de 0,5 à 0,8 % des accidents impliquant un poids lourd, soit de 15,7 à 22 % des accidents correspondants.

### 3.6.1.8. «Equipement des poids lourds de bandes réfléchissantes sur l'arrière».

Cette mesure permettrait d'éviter de 0,5 à 0,64 % des accidents impliquant un poids lourd, soit de 21 à 27 % des accidents de ce type. Une décision d'application est déjà prise.

### 3.6.1.9. «Augmentation de la surface et de la puissance des clignotants de poids lourds».

Cette mesure permettrait d'éviter de 0,3 % à 0,4 % des accidents impliquant un poids lourd. Si en parallèle la dimension et la puissance des stops et des feux rouges étaient augmentées dans les mêmes proportions, le gain s'élèverait de 0,4 à 0,5 %.

### Remarque importante

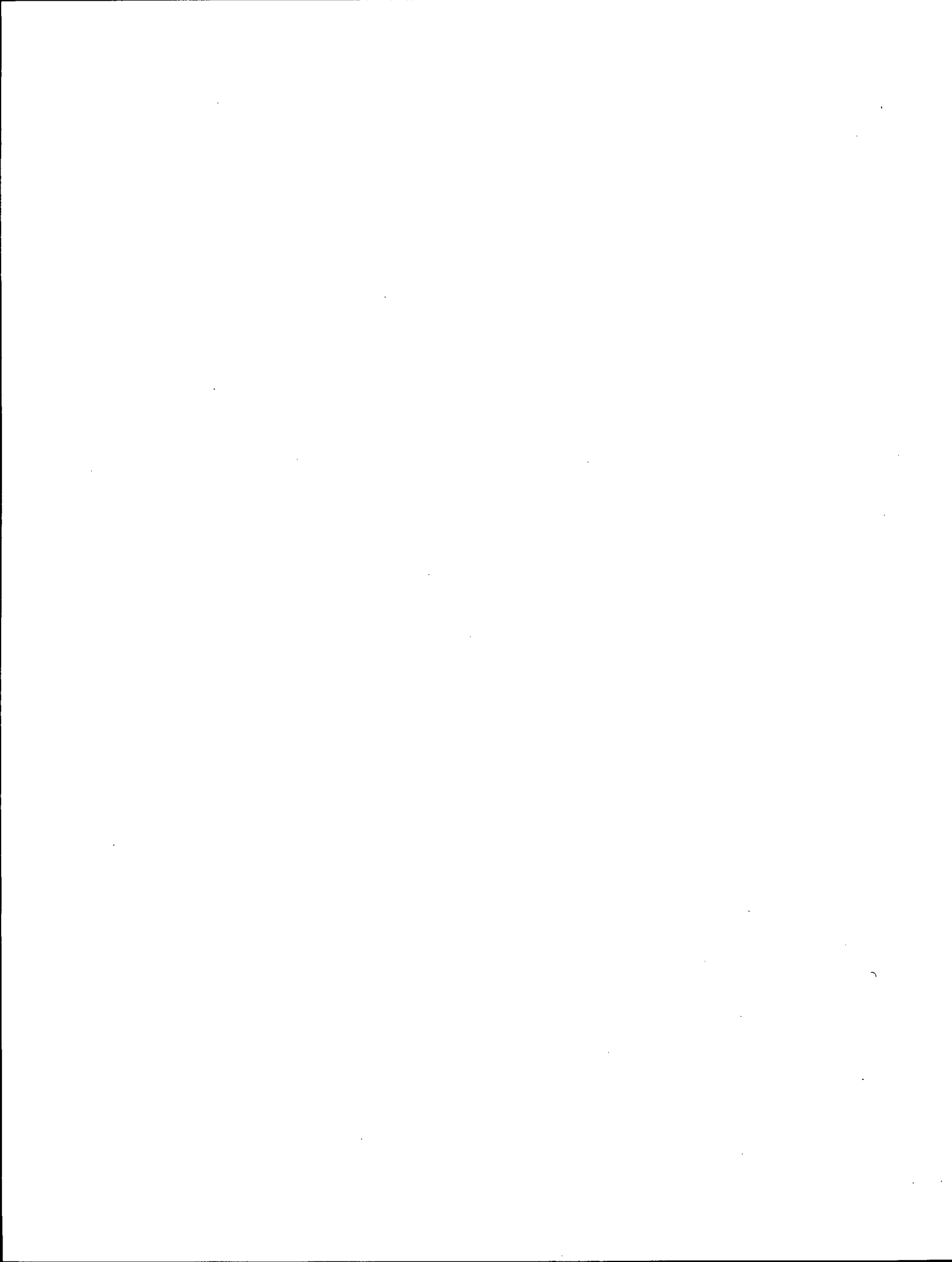
Il ne faut pas ajouter les pourcentages d'efficacité des mesures prises individuellement pour trouver l'efficacité de l'ensemble des mesures. En effet, plusieurs mesures s'appliquent au même accident et l'adoption de l'ensemble des mesures aurait une efficacité inférieure à la somme des efficacités des mesures prises individuellement.

### 3.6.2. Sécurité secondaire : efficacité de protections latérales pour éviter que le conducteur de deux roues soit écrasé par les roues arrière.

Pour cette mesure, nous avons évalué le nombre de tués évités par l'adoption de cette mesure. Rappelons que les accidents avec passage du deux roues sous les roues arrière d'un camion ont fait 16 morts. Il faut ajouter un mort écrasé par les roues arrière d'un autobus sur lequel la mesure ne peut s'appliquer.

L'application de cette mesure sur les accidents du fichier aurait permis d'éviter 10,1 morts soit 59 % des morts survenus dans ces conditions, soit environ 5 % des tués dans un accident impliquant un poids lourd. Cette mesure aurait également été utile pour les piétons enfants et elle aurait permis d'éviter 1,3 morts soit 43 % des morts dans ces conditions, soit 0,6 % des tués dans un accident de poids lourd.

Sur l'ensemble des accidents de poids lourds survenus entre le 1er Mars 1974 et le 1er Mars 1975, cette mesure aurait permis d'éviter 171 tués si elle avait été alors en application.



## Conclusions :

Qu'est-il recommandé de faire ?

**Pour les mesures de sécurité primaire :** les recommandations portent sur les mesures dont la réalisation technique est possible à brève échéance, c'est-à-dire :

- amélioration des performances des clignotants, des feux de position arrière et des feux stop.
  - . Gain probable : 0,4 à 0,5 % des accidents
- amélioration des conditions de la proche rétrovision (par perfectionnement des rétroviseurs existants ou adjonction de rétroviseurs supplémentaires).
  - . gain probable : de 1,1 à 1,4 % des accidents impliquant au moins un poids lourd.

Il est également recommandé d'inscrire dans le programme public d'aide à la recherche industrielle, concernant la sécurité des véhicules automobiles (ATP Sécurité), les thèmes suivants :

- augmentation de la résistance au renversement des poids lourds ce qui constitue un préalable technique aux autres mesures.
  - . gain espéré de 1,3 % à 2,1 % des accidents.
- augmentation de la pilotabilité en manœuvres d'évitement. Ceci suppose plusieurs étapes : définition du niveau des véhicules actuels, études nouvelles, mesures des performances obtenues. Cette mesure est associée avec la pilotabilité en manœuvres de récupération.
  - . gain espéré de 3 % à 4,8 % des accidents
- développement des freins antibloquants pour poids lourds
  - . gain espéré de 1,2 % à 2,4 % des accidents
- amélioration de la stabilité au freinage en particulier en améliorant les correcteurs de charge et les commandes de freinage. Des études sur ce thème existent déjà dans les A.T.P.
  - . gain espéré de 0,8 à 1,3 % des accidents.

- amélioration de la tenue de route en courbe. Le même processus que précédemment devrait être employé.
  - . gain espéré de 0,5 à 0,8 % des accidents

- augmentation de la puissance du freinage
  - . gain espéré de 0,5 à 0,8 % des accidents.

On notera que les gains espérés d'un ensemble de mesures ne sont pas nécessairement cumulables.

Il s'agit, en fin de recherche, d'avoir des éléments précis sur la faisabilité technique et économique de dispositifs plus performants.

## Pour les mesures de sécurité secondaire :

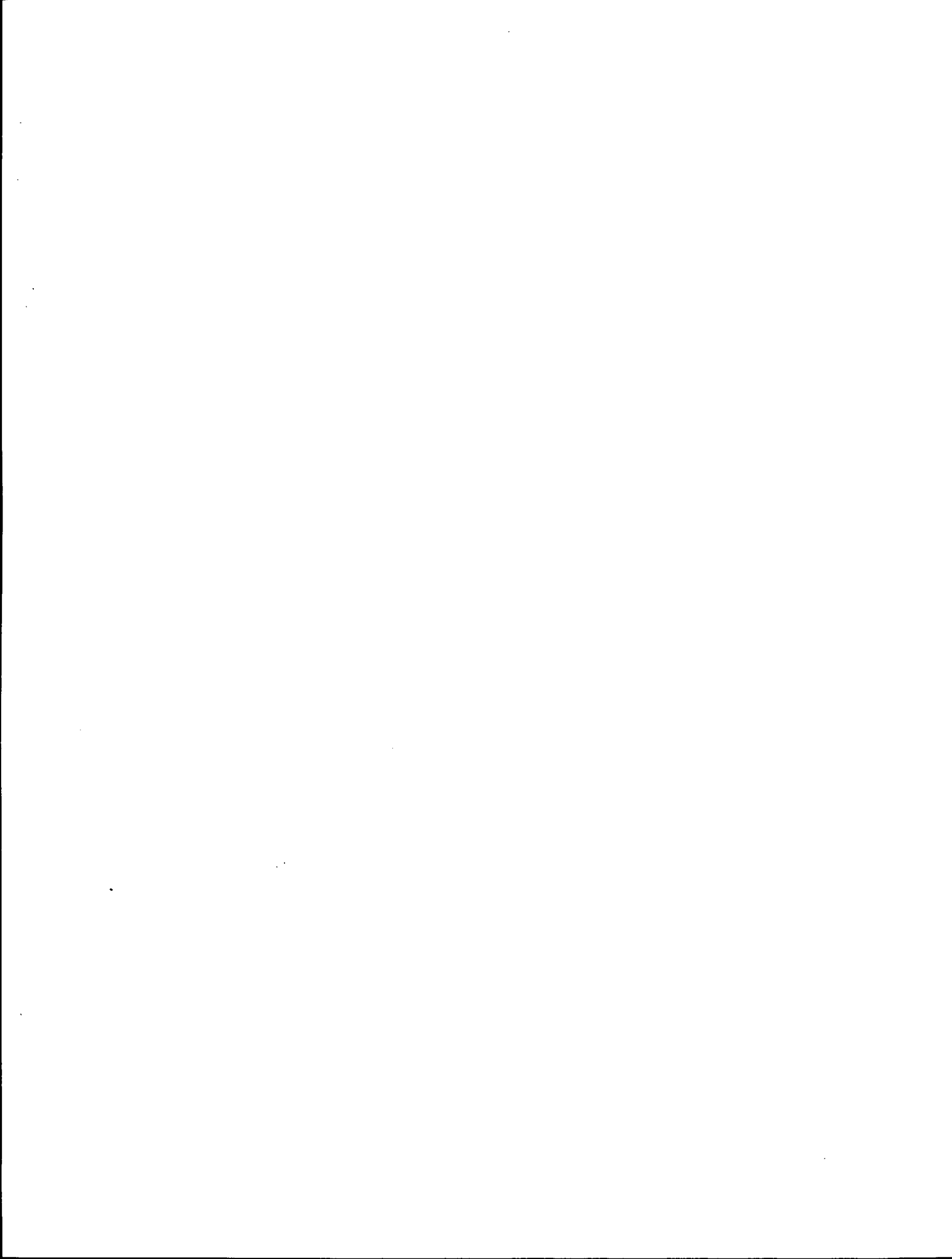
Il est recommandé d'équiper les poids lourds de protections latérales pour éviter que les conducteurs de deux-roues puissent chuter devant les roues arrière des poids lourds et que les jeunes enfants se placent devant les roues de poids lourds effectuant des manœuvres.

- . gains d'environ 5 % des tués dans les accidents impliquant au moins un poids lourd.

Dans un second temps, ces protections devraient être améliorées afin de diminuer la gravité des blessures des conducteurs de deux-roues essentiellement en évitant qu'ils heurtent les angles vifs du plateau, des longerons, supports de roue de secours, etc...

A l'A.T.P. devraient être inscrits les sujets de recherche suivants (outre l'agressivité de l'avant des poids lourds qui fait l'objet d'un contrat en cours d'exécution).

- protections latérales contre véhicules légers ce qui pourrait constituer un prolongement de la première mesure.
- amélioration de l'efficacité des barres anti-encastrement,
- protection de l'arrière des poids lourds contre les deux-roues
- augmentation de la résistance des cabines.
- dans le cadre de l'ATP-Sécurité des études sont en cours à l'Union Technique de l'Automobile et du Cycle (UTAC) pour diminuer l'agressivité de l'avant des poids lourds.





ANNEXE 1

Département	code (Gendarmerie Police, CRS)	numéro accident	autre usager	type accident
[ ][ ]	[ ]	[ ][ ][ ][ ][ ]	[ ]	[ ][ ]

silhouette: tonnage [ ][ ][ ][ ] + [ ][ ]

situation de conduite et manoeuvre d'urgence à effectuer

— adaptation manoeuvre

gravité :

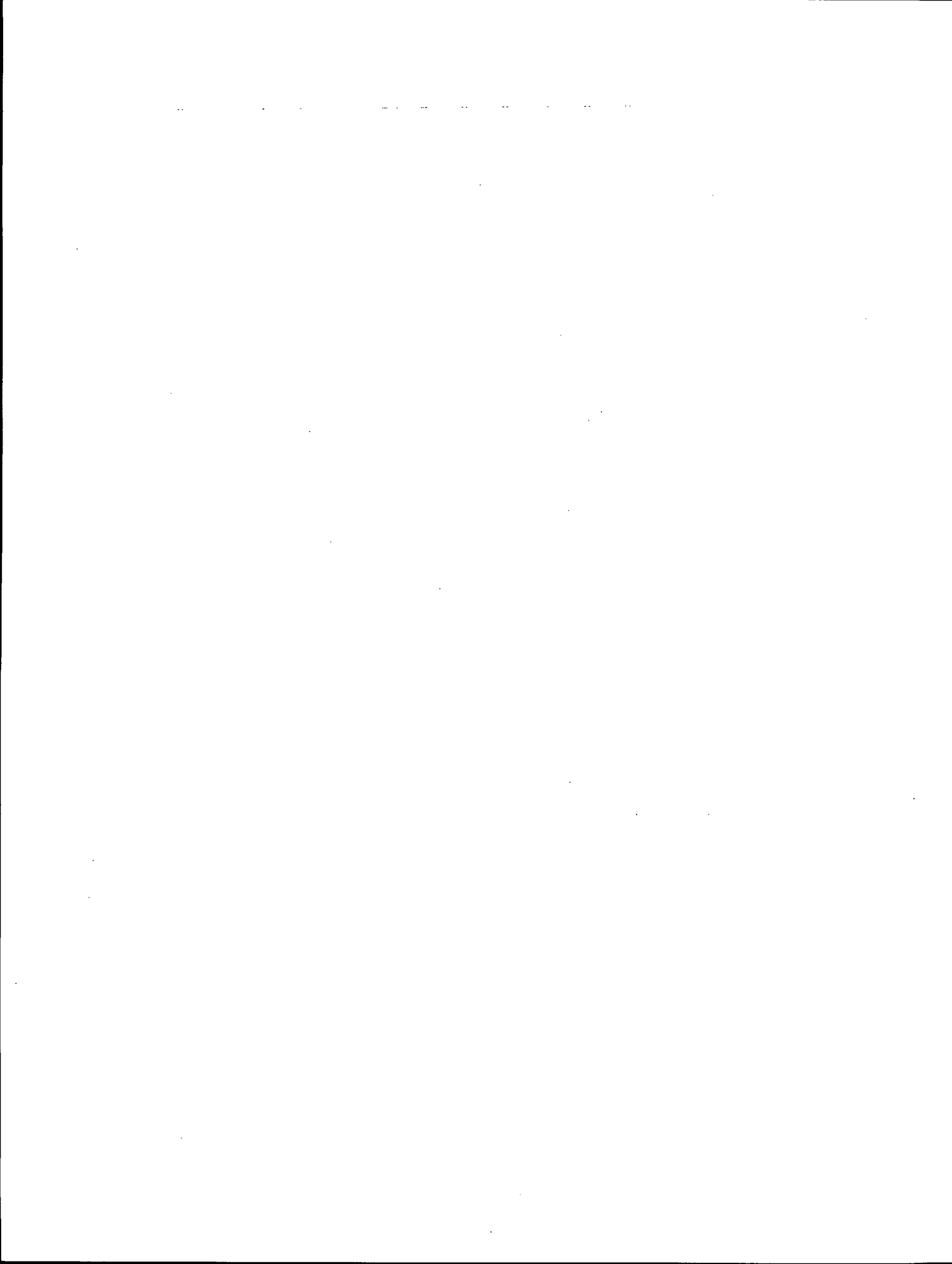
facteurs

facteurs aggravants

mesures liées au véhicule

efficacité :

mesures liées au conducteur



## ANNEXE 2

### Code autre usager

- A seul
- 1 piéton
- 2 bicyclette
- 3 cyclomoteur
- 4 vélomoteur
- 5 moto
- 6 VL
- 7 camionnette et fourgon moins de 3,5 T
- 8 PL
- 9 autre

### Code type accident

- \* 1 accident impliquant un seul véhicule (perte de contrôle)
- \* 2 en intersection
  - 2.1 PL tout droit
  - 2.2 PL à gauche
  - 2.3 PL à droite
- \* 3 suite à traversée dans la chaussée hors intersection
  - 3.1 par PL
  - 3.2 autre usager
- \* 4 dépassement
  - 4.1 du PL
  - 4.2 autre usager
- \* 5 ralentissement
  - 5.1 du PL
  - 5.2 autre usager
- \* 6 sens inverse croisement
  - 6.1 déport du PL
  - 6.2 déport autre usager
  - 6.3 sens inverse sans déport

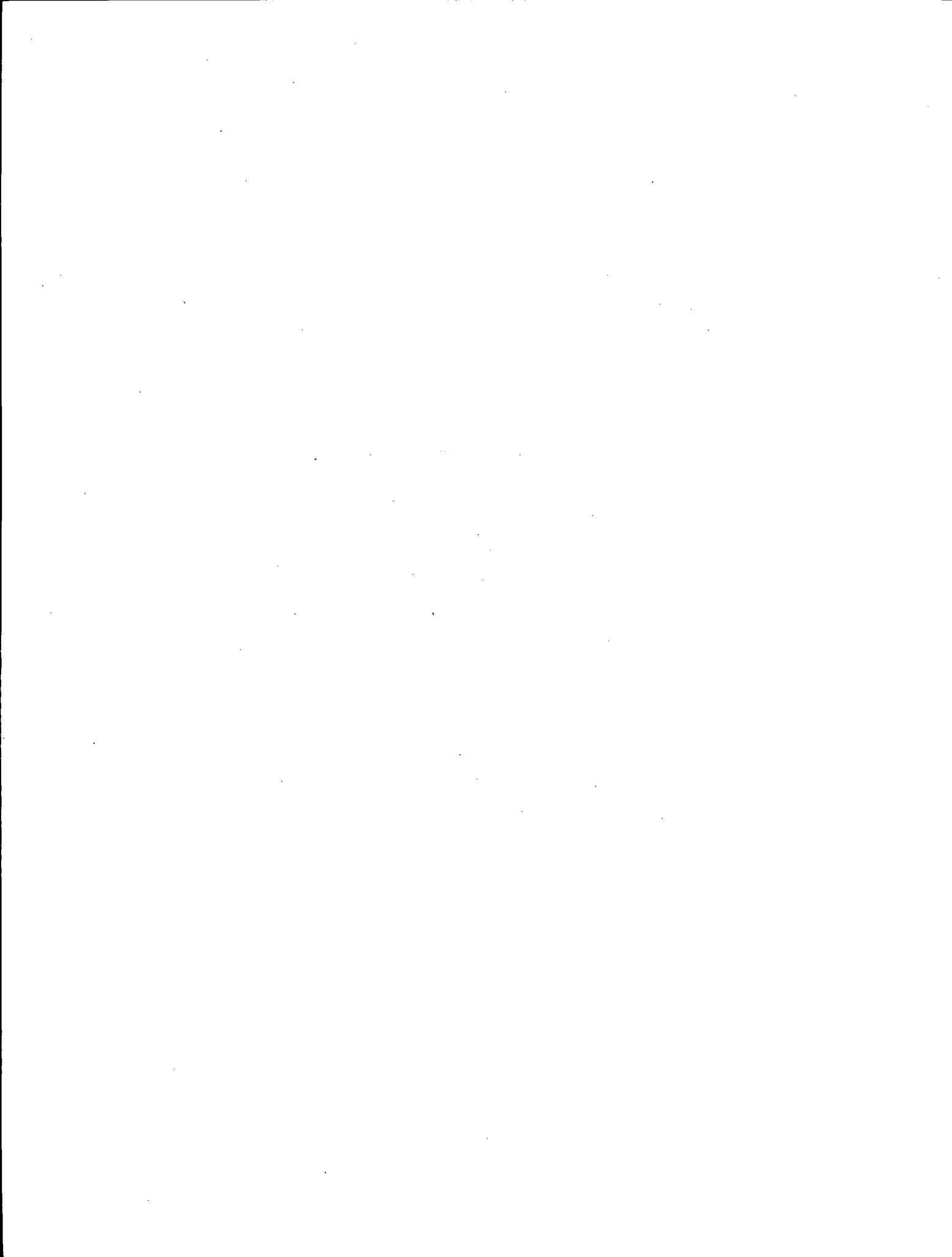
- \* 7 stationnement sur chaussée, bas côté etc...
  - 7.1 PL
  - 7.2 autre usager
- \* 8 sortie ou entrée en stationnement
  - 8.1 PL
  - 8.2 autre usager
- \* 9 :
  - tourne à gauche hors intersection
    - 9.1 PL
    - 9.2 autre usager
  - tourne à droite hors intersection
    - 9.3 PL
    - 9.4 autre usager
- \*11 autres

### Code situation de conduite et manœuvre d'urgence à effectuer

- 1 virage
- 2 manœuvre d'évitement
- 3 freinage
- 4 dérapage sur verglas
- 5 circulation sur accotement instable
- 6 perte chargement
- 7 rupture d'attelage
- 8 incident mécanique
- 9 autre

### Code adaptation manœuvre

- |                          |     |
|--------------------------|-----|
| manœuvre adaptée         | MA  |
| pas de manœuvre possible | PMP |
| manœuvre inadaptée       | MI  |
| comportement passif      | CP  |



## ANNEXE 3

### LISTE ET DÉFINITION DES FACTEURS ACCIDENTOGENES

#### 1 – TENUE DE ROUTE :

les commandes à effectuer un volant sont trop difficiles pour pouvoir être réalisées par les conducteurs.

##### 1-1 Faible résistance au renversement :

Ce facteur est relevé chaque fois que le véhicule se renverse dans des conditions d'accidents qui ne conduisaient pas à des accélérations transversales élevées et souvent pour des vitesses de circulation basse (30 à 40 km/h).

##### 1-2 Faible tenue de route en virage :

Ce facteur est relevé à part du précédent donc pour les accidents sans renversement où le véhicule s'est mis en travers, s'est déporté ou est sorti de la route pour des sollicitations faibles.

##### 1-3 Mauvaise stabilité à vide sur chaussée bombée et/ou glissante :

Ce facteur est relevé dans les accidents où le véhicule s'est déporté sur une chaussée bombée ou glissante sans que ces conditions n'apparaissent particulières pour notre réseau routier.

##### 1-4 Faible stabilité (résistance aux perturbations) :

Ce facteur est relevé chaque fois que le véhicule se déporte et échappe au contrôle de son conducteur suite à une perturbation (éclatement de pneumatique, léger choc à l'arrière, etc...).

##### 1-5 Suspension absorbant mal les cassis :

Ce facteur est relevé chaque fois que le véhicule est déporté suite au passage d'un obstacle localisé (passage à niveau, raccordement avec un pont, etc...).

##### 1-6 Ballant créé par charge mobile :

Ce facteur est relevé chaque fois qu'une charge mobile a conduit le véhicule à un déport en virage en freinage ou à un renversement.

#### 2 – PILOTABILITE (Maniabilité) :

##### 2-1 Faible pilotabilité en ME :

Ce facteur est relevé chaque fois qu'une manœuvre d'évitement aurait été nécessaire pour éviter l'accident et que

##### 2-2 Faible pilotabilité en MR :

Ce facteur est analogue au précédent mais correspond à des commandes nécessaires pour effectuer une manœuvre de récupération suite à des déports, des mises en travers, ou des circulations sur l'accotement.

##### 2-3 Faible précision de conduite :

Ce facteur est relevé chaque fois que les circonstances demandaient une trajectoire très précise que le véhicule n'était pas en mesure de réaliser.

#### 3 – FREINAGE :

##### 3-1 Blocage des roues :

Ce facteur est relevé chaque fois que les roues se bloquent très nettement soit suite à un freinage violent sur sol sec ou à un freinage sur sol mouillé. Ce blocage peut survenir à l'avant et interdire toute tentative de manœuvre d'évitement ou à l'arrière et conduire à des déports.

##### 3-2 Faible stabilité en freinage :

Ce facteur est relevé essentiellement suite à des blocages à l'arrière conduisant à une perte de stabilité dans des accidents communs aux facteurs précédents.

##### 3-3 Faible puissance de freinage :

Ce facteur est relevé chaque fois que le poids lourd du fait de la faible puissance ou des retards de son freinage par rapport à ceux des autres véhicules, s'est trouvé en difficulté.

##### 3-4 Défaut de freinage :

Ce facteur est relevé chaque fois qu'une défaillance du système a été relevé par les enquêteurs et que son lien avec les circonstances d'accident a pu être établi.

#### **4 – SIGNALISATION DU VEHICULE :**

##### **4-1 Puissance faible des clignotants :**

Ce facteur est relevé chaque fois que les circonstances d'accident (soleil rasant, intempéries) montrent la faiblesse de la puissance des clignotants et son lien avec la genèse de l'accident.

##### **4-2 Puissance faible des stops :**

##### **4-3 Puissance faible des feux rouges arrière :**

Ces facteurs sont relevés dans les mêmes conditions que le précédent.

##### **4-4 Pas de signalisation (réfléchissante) de l'AR (de nuit) :**

Ce facteur est relevé surtout pour les poids lourds en stationnement en l'absence d'éclairage public ou avec un éclairage faible. Le véhicule est percuté à l'arrière et le conducteur impliqué déclare ne pas avoir vu ou avoir vu trop tard le poids lourd en stationnement.

##### **4-5 Pas de signalisation (réfléchissante) latérale (de nuit) :**

Idem que le facteur précédent mais le véhicule en général en train de manœuvrer est percuté latéralement.

##### **4-6 Mauvaise présignalisation AR du poids lourd (en panne)**

Ce facteur est relevé pour les poids lourds en panne soit avec une faible distance de visibilité (sortie de virage, etc...) pour le véhicule percutant, soit de nuit sur une voie avec une circulation importante interdisant tout changement tardif de voie de circulation.

#### **5 – VISIBILITE DU PL :**

##### **5-1 Mauvaise perception à l'AR :**

Ce facteur est relevé essentiellement sur des poids lourds manœuvrant en marche arrière et qui percutent un autre

usager situé dans la partie opaque de l'arrière du poids lourd.

##### **5-2 Absence de visibilité 3/4 AVD et bas de la cabine :**

Ce facteur est relevé essentiellement pour les poids lourds circulant à basse vitesse et qui percutent avec ces parties du véhicule un piéton (souvent enfant) situé dans ces angles morts.

##### **5-3 Faible dimension du rétroviseur gauche :**

Ce facteur est relevé lorsque la dimension exagérément faible de cet équipement n'a pas permis de repérer un usager venant de l'arrière.

##### **5-4 Faible proche rétrovision :**

Ce facteur est relevé quand le poids lourd double un autre usager (souvent un deux-roues léger) ou est doublé à droite et que cet usager est accroché alors qu'il se situe entre l'avant de la cabine et la moitié du plateau ou de la semi-remorque et n'est pas vu par le conducteur du poids lourd.

#### **6 – VITESSE :**

##### **6-1 Vitesse élevée du PL suite à longue descente :**

Ce facteur est relevé chaque fois que le véhicule n'arrive pas à se freiner compte tenu du profil de la route et que cette vitesse excessive a une incidence sur la genèse de l'accident.

#### **7 – DIMENSIONS :**

##### **7-1 Dimensions du PL vis-à-vis de l'infrastructure et/ou visibilité :**

Ce facteur est relevé chaque fois que le poids lourd occupe une place importante sur la chaussée et n'autorise pas le croisement avec d'autres véhicules qui n'ont pas le temps de réagir et percutent le PL.

#### **8 – CHARGEMENT ET ACCESSOIRES :**

## ANNEXE 4

### LISTE ET DÉFINITIONS DES FACTEURS AGGRAVANTS :

#### 1 - AGRESSIVITE DE L'AV DU PL POUR L'AV DU VL :

Ce facteur est relevé lors de choc de l'AV du PL pour l'AV du VL, que les structures du PL ont heurté des parties peu résistantes du VL conduisant à des déformations importantes et des blessures des passagers dans une gamme de vitesse où des améliorations peuvent être espérées.

#### 2 - AGRESSIVITE DE L'AV DU PL POUR L'AR DU VL :

Définition analogue à 1.

#### 3 - AGRESSIVITE DE L'AV DU PL POUR LE COTE DU VL :

Définition analogue à 1.

#### 4 - MAUVAISE PROTECTION LATÉRALE DU PL POUR LE VL :

Ce facteur est relevé chaque fois que des parties faibles du VL heurtent des parties rigides du PL situées sous le PL et entre les roues (longerons du châssis, attaches de roues, essieu AR, etc...) qu'il en résulte des déformations importantes du VL et des blessures des passagers dans une gamme de vitesse où des améliorations peuvent être espérées.

#### 5 - MAUVAISE PROTECTION LATÉRALE DU PL CONTRE DEUX-ROUES :

Définition analogue à la précédente.

#### 6 - PASSAGE DEUX-ROUES SOUS LES ROUES AR DU PL :

Ce facteur est relevé quand le poids lourd accroche ou frôle un deux-roues à faible vitesse le faisant chuter sans dommage et que les roues AR passent sur le corps du conducteur de deux-roues entraînant alors la mort ou des blessures graves.

#### 7 - PASSAGE PIÉTON SOUS LES ROUES AR DU PL :

Définition analogue à 6.

#### 8 - ABSENCE OU INEFFICACITE DE LA BARRE ANTI-ENCASTREMENT :

Ce facteur est relevé chaque fois que le poids lourd est percuté à l'arrière par un véhicule léger à une vitesse laissant espérer des améliorations et que les structures faibles du VL se déforment sur des éléments rigides du poids lourd entraînant des blessures aux passagers.

#### 9 - FAIBLE RESISTANCE DE LA CABINE (OU CABINE ECRASEE) :

Ce facteur est relevé quand un poids lourd percute un obstacle fixe (arbre, maison) ou un autre poids lourd à des vitesses faibles, que la cabine se déforme complètement et entraîne des blessures aux occupants.

#### 10 - EJECTION CONDUCTEUR :

Ce facteur est relevé quand l'éjection du conducteur du poids lourd conduit à des blessures.

#### 11 - PERTE CHARGEMENT OU RUPTURE DES FIXATIONS :

Ce facteur est relevé chaque fois que ces éléments aggravent les circonstances d'un accident déjà survenu.

#### 12 - PERTE CITERNE, CITERNE COUPEE, CITERNE ECLATEE :

Ce facteur est relevé chaque fois que ces événements aggravent les conséquences de l'accident.

#### 13 - CONDUCTEUR SUR HABITACLE :

Ce facteur est relevé chaque fois que le conducteur s'est blessé en se heurtant sur habitacle pas ou peu déformé.

#### 14 - AGRESSIVITE AV PL POUR DEUX-ROUES :

Ce facteur est relevé quand le conducteur du deux-roues heurte les parties agressives de l'AV du PL à des vitesses très faibles.

**15 – FAIBLE RESISTANCE AU RENVERSEMENT :**

Ce facteur est relevé quand le premier choc ayant déjà eu lieu, le poids lourd se renverse entraînant une aggravation des conséquences.

**16 – AGRESSIVITE DE LA BAGUETTE LATERALE:**

Ce facteur est relevé quand la baguette latérale se détache du côté du poids lourd suite au premier choc et perfore le véhicule heurtant et un des occupants.

**17 – PASSAGE PIETON OU DEUX-ROUES SOUS ROUES AV :**

Ce facteur est relevé quand le piéton ou le deux-roues est heurté à faible vitesse par le poids lourd qui l'écrase ensuite avec ses roues avant.

**18 – MAUVAISE PROTECTION AR CONTRE DEUX ROUES :**

Ce facteur est relevé quand un deux-roues heurte à faible vitesse l'arrière du poids lourd et que le conducteur de celui-là est blessé par des parties agressives (crochet, charnières de porte en saillie, etc...).



## ANNEXE 5

### LISTE DES MESURES LIEES AU VEHICULE

#### 1 – Tenue de route

- 1.1 augmenter la résistance au renversement
- 1.2 augmenter la tenue de route en virage
- 1.3 augmenter la stabilité à vide (sur chaussée bombée et/ou glissante)
- 1.4 augmenter la stabilité pour éviter mise en portefeuille
- 1.5 augmenter la stabilité pour résister aux perturbations
- 1.6 amélioration suspension verticale
- 1.7 limitation de l'effort du ballant créé par charge mobile
- 1.8 augmentation adhérence pneumatique (mouillé)

#### 2 – Pilotabilité (maniabilité)

- 2.1 augmenter la pilotabilité en ME
- 2.2 augmenter la pilotabilité en MR
- 2.3 augmenter la précision de conduite

#### 3 – Freinage

- 3.1 antibloquants
- 3.2 augmenter la stabilité au freinage
- 3.3 augmenter la puissance de freinage
- 3.4 augmenter la fréquence contrôles techniques (pour défauts de freinage)
- 3.5 équipement d'un limiteur de freinage amélioré
- 3.6 diminution du temps de réponse des freins

#### 4 – Signalisation du véhicule

- 4.1 augmenter puissance des clignotants (doubler surface)
- 4.2 augmenter puissance des stops (doubler surface)
- 4.3 augmenter feux de signalisation (doubler surface)
- 4.4 panneaux réfléchissants sur AR du PL
- 4.5 panneaux réfléchissants sur côté du PL
- 4.6 Warning + présignalisation

- 4.7 équipement du PL de cônes réfléchissants pour signalisation
- 4.8 système avertisseur lors du redémarrage d'un car transport d'enfants

#### 5 – Visibilité du PL

- 5.1 amélioration rétrovision
- 5.2 amélioration visibilité 3/4 AVD
- 5.3 augmenter surface rétroviseur gauche
- 5.4 équipement avec rétroviseur droit pour proche rétrovision

#### 6 – Vitesse

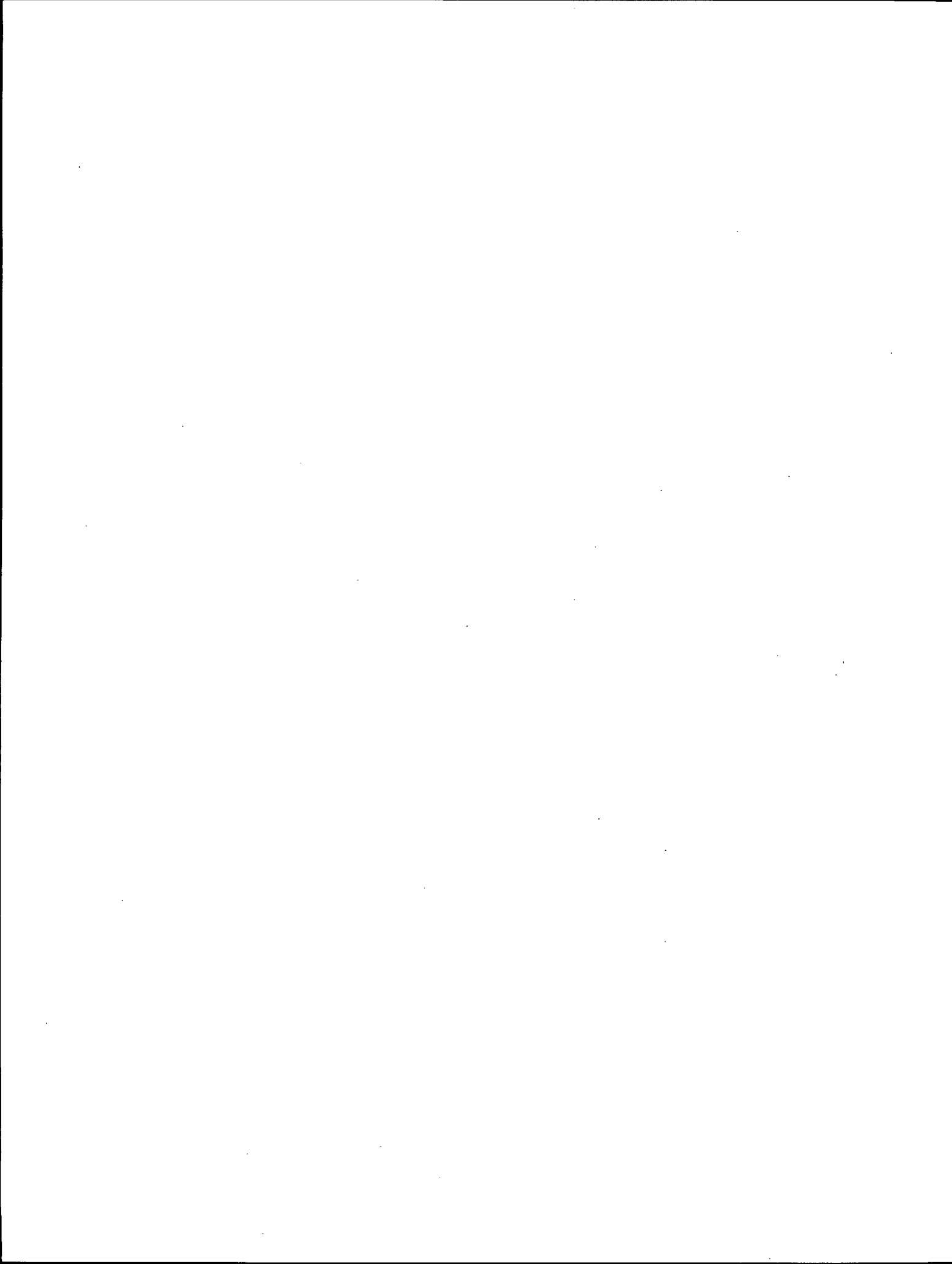
- 6.1 Montage d'un ralentisseur

#### 7 – Dimensions chargement et accessoires

- 7.1 arrimage du chargement
- 7.2 arrimage correct des accessoires
- 7.3 amélioration verrouillage porte AR

#### 8 – Sécurité secondaire

- 8.1 baisser pare-chocs AV du PL et prévoir absorption de chocs pour diminuer agressivité
- 8.2 protection latérale contre VL
- 8.3 protection latérale contre deux roues
- 8.4 protection latérale contre piéton, enfant
- 8.5 amélioration ou montage de barres anti-encastrement efficaces et incorporant une absorption de chocs
- 8.6 augmenter la résistance de la cabine du PL
- 8.7 augmenter la protection AR contre deux roues
- 8.8 diminuer l'agressivité AL PL pour deux roues.



**LE PROBLEME DU RENVERSEMENT DES POIDS LOURDS**

**PAR**

**J.L. FAVERO, INGENIEUR CHARGE D'ETUDE**

**A L'ORGANISME NATIONAL DE SECURITE ROUTIERE (ONSER)**

**R. CHOLET, DIRECTEUR TECHNIQUE**

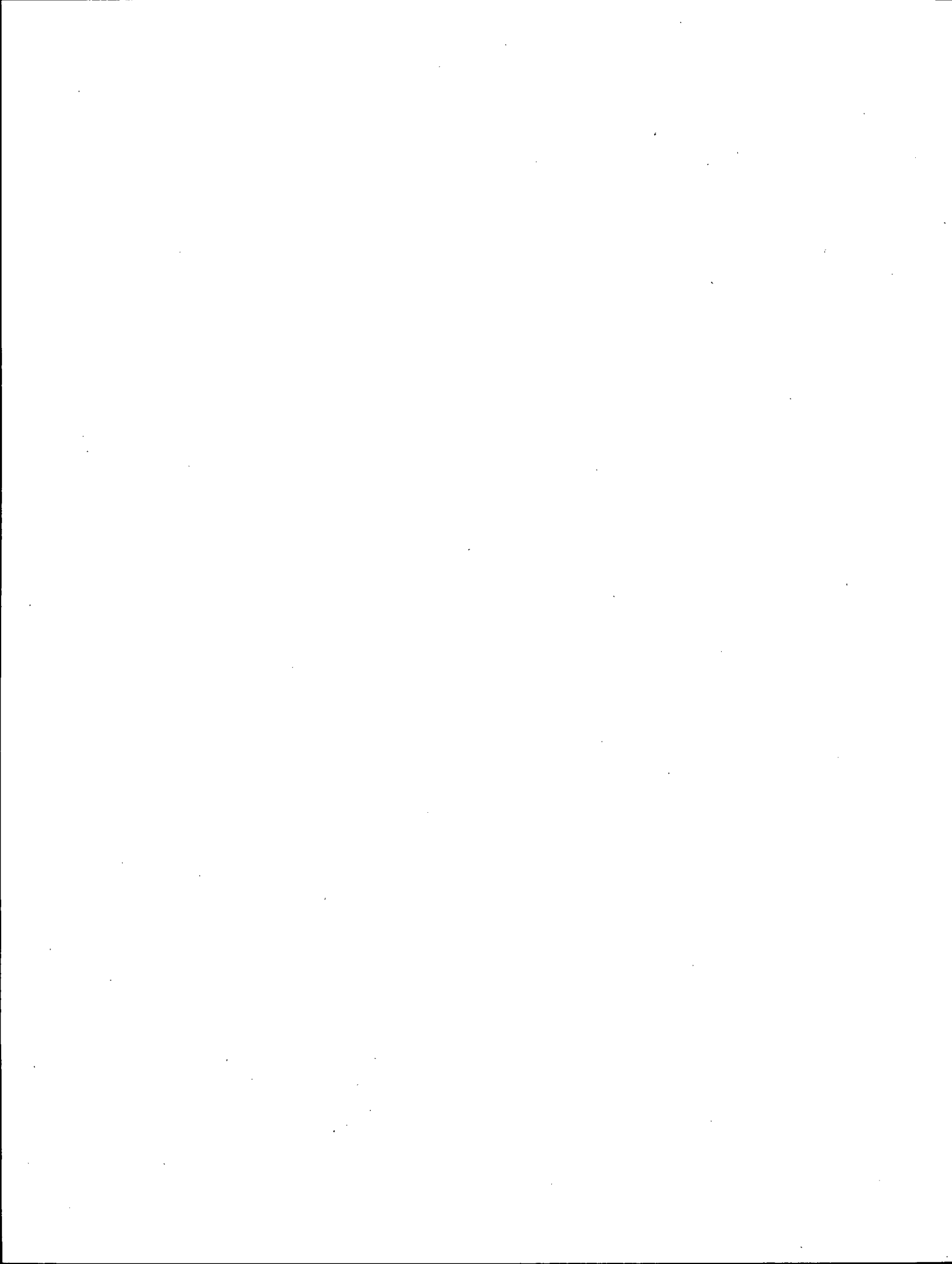
**ET**

**M. SCHAFFER, INGENIEUR**

**DE LA SOCIETE D'ETUDE ET DE REALISATION**

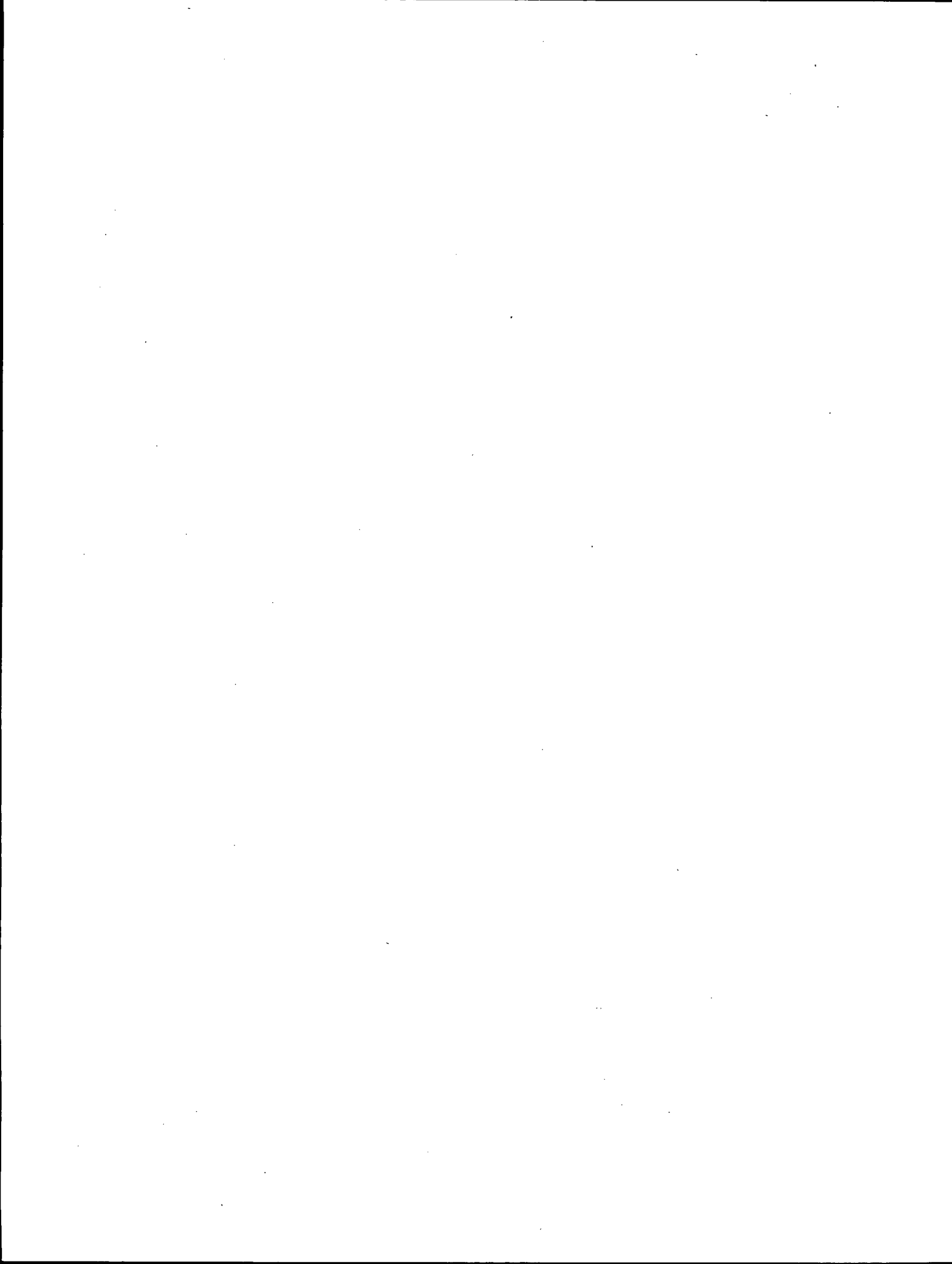
**AUTOMOBILE Charles DEUTSCH**

**(SERA - CD)**



## SOMMAIRE

I.	Objet . . . . .	39
II.	Généralités sur les études de dynamique et sécurité . . . . .	39
III.	Champ de l'étude . . . . .	39
IV.	Etendue du problème, catégorie de véhicules impliqués. . . . .	39
V.	Analyse du déroulement des accidents. . . . .	40
VI.	Etude bibliographique . . . . .	41
VII.	Analyse mathématique en statico-dynamique . . . . .	42
VIII.	Etude du ballant liquide en statico-dynamique . . . . .	45
IX.	Etude en dynamique et influence de l'amortissement sur la résistance au renversement . . . . .	51
X.	Calcul du coût actualisé pour la collectivité par véhicule des accidents impliquant des camions des semi-remorques et des autocars. . . . .	65
XI.	Conclusions générales. . . . .	66
	ANNEXES. . . . .	67 à 145
	FIGURES . . . . .	147 à 183



## **LE PROBLEME DU RENVERSEMENT DES POIDS LOURDS**

### **Résumé**

Le but de cette étude est d'analyser les conditions dans lesquelles les poids lourds se renversent et d'étudier les possibilités techniques de résoudre le problème.

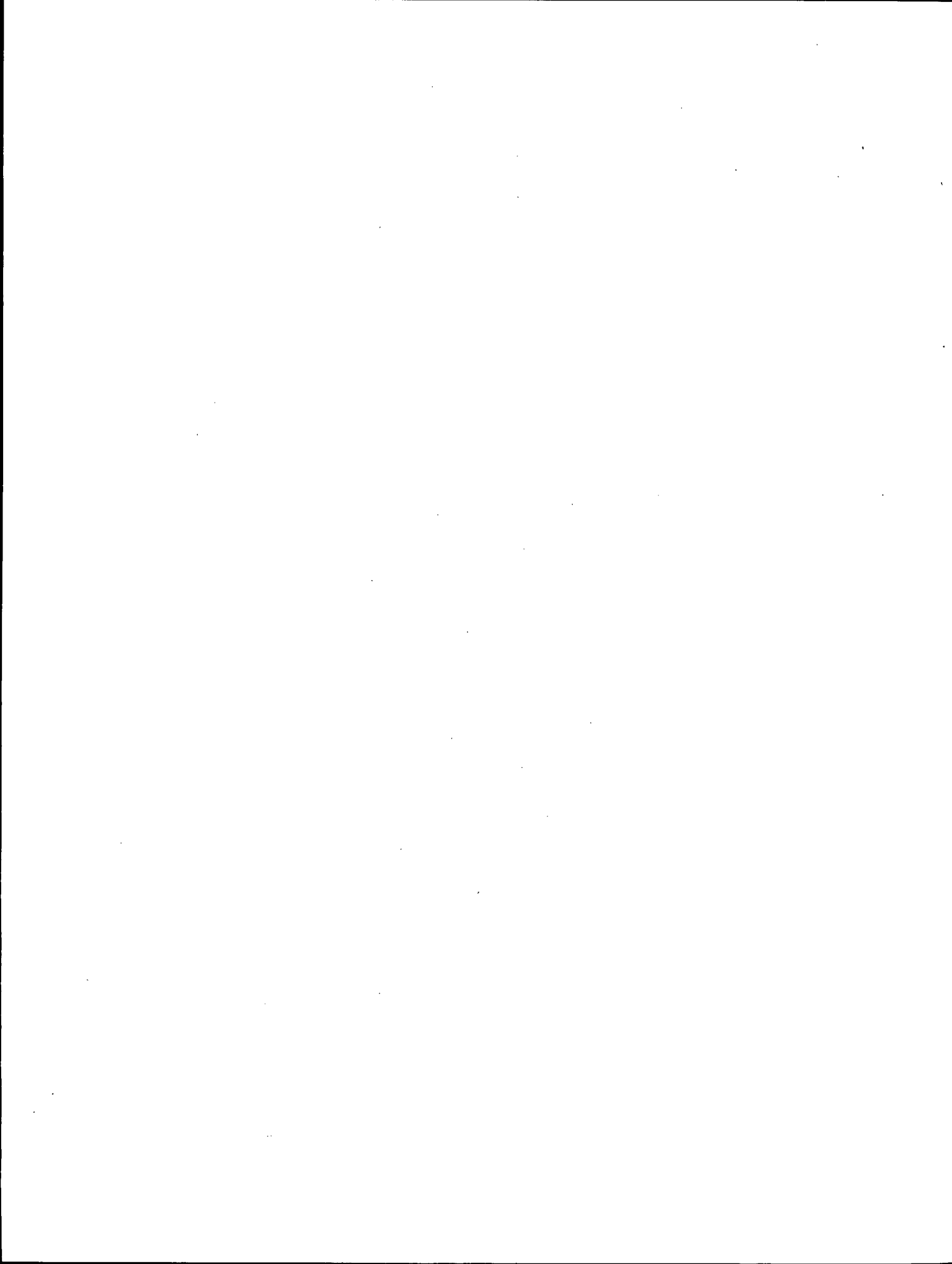
Cette étude a permis : de connaître les fréquences de ce type d'accident pour les diverses catégories de poids lourds ; de décrire les conditions dans lesquelles survient ce type d'accident ; d'évaluer l'intérêt pour la sécurité d'améliorer la conception des véhicules ; d'estimer les possibilités de relever la résistance au renversement en statico-dynamique et en dynamique.

## **THE PROBLEM OF THE OVERTURNING OF LORRIES**

### **Summary**

The aim of this study was to analyze the conditions under which lorries turn over and study the technical possibilities of solving this problem.

This study allowed us to know the frequency rates of this type of accidents for various lorry categories, describe the conditions under which this accident type occurs, assess the safety value of ameliorating vehicle desing, and estimate the possibilities of increasing the resistance to overturning in static-dynamic and dynamic situations.





## 1 - OBJET

Suite à l'émotion provoquée par les accidents dus au renversement des poids lourds et à la demande de la Direction des Routes et du Secrétariat d'Etat aux Transports, l'ONSER s'est penché à partir de 1974 sur le problème du renversement des poids lourds.

## 2 - GENERALITES SUR LES ETUDES DE DYNAMIQUE ET SECURITE

Notons tout d'abord que l'étude de la dynamique des véhicules peut être orientée vers d'autres objectifs : le confort, la qualité de service, la compétition ...

Les études mettant en relation la dynamique et la sécurité évaluée sur le critère accidents doivent présenter les étapes suivantes :

- l'identification du problème après des alertes d'origines diverses,
- la démonstration du caractère anormal du risque (fréquence élevée, taux de risque etc...),
- l'analyse des conditions dans lesquelles le risque est anormal,
- la définition et la hiérarchisation des situations types d'accidents à partir de recueils provenant des procès-verbaux d'accidents, d'enquêtes accidents sur le terrain ou d'enquêtes sur véhicules munis d'enregistreurs,
- le recueil des renseignements techniques de base :
  - . bibliographie,
  - . définition des tests de dynamique à partir des données de situations types d'accidents,
  - . la mesure des caractéristiques des véhicules et la mesure des réponses en statique, en statico-dynamique et en dynamique.
- l'influence sur le comportement de la modification de certains facteurs soit à partir d'essais, soit à partir de modèles mathématiques,
- l'optimisation du comportement du véhicule réalisée en général sur modèle et contrôlée par essais,
- l'évaluation de l'intérêt pour la sécurité des modifications proposées,
- des études de coût-efficacité.

## 3 - CHAMP DE L'ETUDE

Les points étudiés et qui répondent au schéma ci-dessus sont :

- a) Etendue du problème : fréquence du renversement,
- b) catégories de véhicules impliqués,
- c) analyse du déroulement des accidents,
  - c.1. circonstances
  - c.2. évaluation a priori de l'intérêt d'une mesure renforçant la résistance au renversement des poids lourds

- d) étude bibliographique
- e) essais et approche mathématique
- f) étude de coût-efficacité.

## 4 - ETENDUE DU PROBLEME, CATEGORIE DE VEHICULES IMPLIQUES

- 4.1. A partir du fichier des accidents de poids lourds transportant des matières inflammables ou des matières dangereuses (MIMD).

Les fichiers disponibles ne permettaient pas de répondre complètement aux questions posées aux points 1, 2, 3. Le Secrétariat d'Etat aux Transports disposait des procédures d'accidents survenus aux poids lourds transportant des matières inflammables et des matières dangereuses. La fréquence de renversement, la gravité des renversements, et les catégories de véhicules impliqués ont pu être étudiées à partir de ce fichier et donc uniquement pour les véhicules transportant des MIMD.

### 4.1.1. Fréquence du renversement

Le renversement toutes causes et le renversement avant le choc contre un autre véhicule ou un obstacle et avant la sortie de route ont été distingués. Sur les 163 poids lourds transportant des MIMD impliqués, :

65 soit 40 % ne sont pas renversés,  
98 soit 60 % se sont renversés,  
42 soit 26 % se sont renversés avant le choc ou la sortie de route.

Ces taux varient suivant les catégories de véhicules.

### 4.1.2. Catégories de véhicules impliqués

Les 163 poids lourds transportant des MIMD se décomposent de la manière suivante :

101	semi-remorques citernes	
11	semi-remorques (fûts, bouteilles de gaz, etc...)	( 112 semi-remorques)
40	camions citernes	
11	autres camions (fûts, bouteilles de gaz, etc...)	( 51 camions)
163		163

- 4.2 A partir du fichier au 1/15e des accidents impliquant au moins un poids lourd

L'ONSER a obtenu les autorisations nécessaires à la constitution d'un fichier au 1/15e des accidents corporels survenus en France. Ce fichier est constitué à partir des procès-verbaux envoyés par la Police et la Gendarmerie.

L'utilisation de ces données doit nous permettre de spécifier le problème des renversements des MIMD par rapport à l'ensemble des PL.

#### 4.2.1. Fréquence du renversement dans les accidents impliquant au moins un poids lourd.

Comme dans l'étude concernant les poids lourds transportant des MIMD le renversement toutes causes et le renversement avant choc ou sortie de route ont été distingués.

L'étude des procédures d'accidents impliquant au moins un poids lourd montre que :

- dans 7,9 % des cas un poids lourd s'est renversé,
- dans 3,3 % des cas un poids lourd s'est renversé, avant le choc ou la sortie de route.

Ces fréquences sont bien plus faibles que celles trouvées dans l'étude portant uniquement sur les poids lourds transportant des MIMD. Ceci s'explique par la différence d'implication des différentes catégories de véhicules dans les deux fichiers.

#### 4.2.2. Catégories de véhicules impliqués

Dans l'ensemble du fichier au 1/15e les camions représentent 50 % des poids lourds impliqués, les ensembles tracteur + semi-remorque, non citerne 29 %, les ensembles tracteur + semi-remorque citerne 4 % et les autobus et autocars 11 %.

L'essentiel des effectifs des poids lourds renversés avant le choc est constitué par les ensembles tracteur + semi-remorque non citerne qui représentent 1,5 % du total auxquels on doit rajouter 0,6% d'ensembles tracteur + semi-remorque citerne.

L'ensemble des poids lourds de 26 à 38 T constitue 68 % des poids lourds renversés avant le choc ou la sortie de route alors que cet ensemble ne représente que 31 % du fichier.

## 5 - ANALYSE DU DEROULEMENT DES ACCIDENTS

### 5.1. Pour les accidents impliquant des PL transportant des MIMD

#### 5.1.1. Analyse des circonstances

A partir de la lecture des procès-verbaux disponibles, nous avons pu établir que 69 % des accidents avec renversement des poids lourds transportant des MIMD survenaient à des véhicules isolés, sans intervention d'autre usager. Ce taux s'élevait à 88 % pour les véhicules se renversant avec le choc ou la sortie de route.

Les situations de conduite dans lesquelles ces véhicules se renversent sont essentiellement le virage (41 % des cas) et la manœuvre d'évitement (23 %) pour l'ensemble des renversements. Ces taux sont de 62 % (virages) et 19 % (manœuvre d'évitement) pour les renversements avant le choc ou la sortie de route.

Les poids lourds transportant des MIMD se renversent donc essentiellement seuls et en virage.

A partir des renseignements nous avons pu évaluer l'adaptation des manœuvres du conducteur. Dans 50 % des cas la manœuvre effectuée était adaptée et dans 50 % elle ne l'était pas ou le conducteur était resté passif.

### 5.1.2. Etude a priori de la réduction d'accidents à attendre du fait du renforcement de la résistance au renversement des poids lourds.

Des essais effectués par la Chambre Syndicale des Constructeurs de Semi-Remorques, par des constructeurs et par des centres d'études étrangers ont montré que la résistance au renversement des poids lourds est comprise entre :

- 0,30 g et 0,40 g pour les semi-remorques
  - 0,35 g et 0,45 g pour les camions
- (g accélération de la pesanteur).

Connaissant ces niveaux, nous avons tenté d'évaluer l'impact sur les accidents d'une mesure qui porterait la résistance au renversement des poids lourds à une valeur supérieure à 0,50 g. Cette étude a montré qu'on pouvait espérer supprimer entre 11 % et 17,5 % des accidents survenant aux poids lourds transportant des MIMD.

### 5.2. Pour les accidents impliquant au moins un poids lourd

#### 5.2.1. Analyse des circonstances.

A partir de l'étude des procédures d'accidents nous avons pu établir que :

- dans 4,7 % des accidents un poids lourd isolé s'est renversé et dans 2,9 % des accidents il s'est renversé avant le choc ou la sortie de route
- dans 3 % des accidents le poids lourd s'est renversé en virage dont 2,9 % de renversement avant choc en virage,
- dans 56 % des accidents survenus en virage à un PL isolé (très proche des 62 % trouvés pour les PL transportant des MIMD), ce véhicule s'est renversé avant le choc,
- dans 44 % des accidents survenant à un poids lourd ayant mordu l'accotement, ce véhicule s'est renversé avant le choc.

Les poids lourds se renversent donc essentiellement :

- en virage
- suite à un empiètement sur l'accotement
- suite à une tentative d'évitement
- suite à un freinage d'urgence.

A partir des renseignements nous avons pu évaluer l'adaptation des manœuvres du conducteur.

Dans 50 % des cas la manœuvre était adaptée et dans 50 % des cas elle ne l'était pas.

### 5.2.2. Etude a priori

Dans l'hypothèse où la résistance du renversement de tous les poids lourds serait portée à une valeur supérieure à 0,5 g on pourrait éviter de :

- 28,5 % à 45,5 % des renversements de poids lourds
- 1,3 % à 2,1 % des accidents impliquant au moins un PL soit une diminution de 40 % à 63 % des accidents où un PL s'est renversé avant le choc.

Dans l'hypothèse où cette mesure serait limitée aux poids lourds de 26 T à 38 T on pourrait éviter :

- de 1 % à 1,6 % des accidents impliquant au moins un PL soit :
  - . 3,75 à 6 % des accidents impliquant au moins un PL de 26 à 38 T.
  - . 30 à 47 % des accidents de PL avec renversement avant le choc.

## 6 - ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

Elle a permis de faire le point des connaissances actuelles. Elle montre également comment les différents auteurs ont réalisé la mise en équation de la dynamique transversale.

Cette bibliographie suggère également un certain nombre de paramètres sur lesquels on pourrait jouer pour augmenter la résistance au renversement des poids lourds :

- la hauteur du centre de gravité que l'on doit abaisser autant que possible

- les voies des essieux qui doivent être aussi grandes que possible
- l'écartement des ressorts qui doit être le plus important possible
- augmentation de la rigidité anti-roulis apportée par les ressorts éventuellement en utilisant une flexibilité variable
- adjonction de barres anti-roulis
- diminution de la distance entre le centre de gravité et le centre de roulis des essieux
- augmentation de la rigidité en torsion du châssis de manière à faire participer tous les essieux à la résistance au renversement
- réduction de la mobilité des charges transportées
- centrage correct de la charge transportée
- déplacement de la fréquence propre de roulis dans une bande de fréquence différente des fréquences des braquages alternés
- augmentation de l'amortissement de roulis si possible sans influencer l'amortissement vertical
- utilisation de sellette non inclinée ou relevable
- utilisation de système de couplage inversé.

Les différentes applications numériques et les essais effectués sur véhicules réels montrent qu'il est difficile d'augmenter nettement la résistance au renversement en jouant sur un seul facteur. Une nette amélioration ne pourra être trouvée que par l'action combinée sur plusieurs d'entre-eux. Certains facteurs ne peuvent en effet voir leur valeur bouger de façon importante pour des raisons économiques (capacité de transport) d'encombrement (voie des essieux) ou d'implantation (écartement des ressorts). D'autres facteurs (raideur des ressorts, amortissement) assurant des fonctions dans la tenue de route ou le confort ne peuvent être que des compromis entre diverses exigences.

## 7 - ANALYSE MATHÉMATIQUE EN STATICO-DYNAMIQUE

Le problème posé n'est pas d'étudier toute la dynamique des poids lourds mais seulement la résistance au renversement de ces véhicules et donc essentiellement la dynamique transversale. La stabilité en statico-dynamique (sous l'effet de forces et couples constants en amplitude et en direction) et la stabilité dynamique (sous l'effet de forces et couples variables en amplitude et/ou en direction) doivent être distinguées. L'analyse présentée dans ce chapitre est du domaine de la stabilité statico-dynamique qui apparaissait prioritaire. La première raison provient de l'étude des circonstances d'accidents qui a montré que les poids lourds transportant des MIMD se renversaient essentiellement en virage isolé (et non dans des enchaînements de virages) par dépassement lent du point d'équilibre (de nombreux procès-verbaux indiquent qu'avant l'accident la roue intérieure de la semi-remorque était à environ 30 cm du sol). La seconde raison est qu'il est illusoire de s'attaquer aux problèmes dynamiques si la statico-dynamique n'est pas bien maîtrisée.

### 7.1. Méthode d'étude

A partir d'un modèle mathématique linéaire de véhicule articulé à quatre degrés de liberté nous avons testé l'influence de différents facteurs de conception du véhicule ou liés à la route. Un véhicule dont les caractéristiques étaient connues servait de référence et les valeurs de ces caractéristiques ont été modifiées. Pour chaque modification l'accélération critique du soulèvement d'une roue intérieure du véhicule était calculée. Le bureau d'étude SERA-CD a eu la charge de concevoir ce modèle et d'effectuer les calculs correspondants.

### 7.2. Schématisation du véhicule

Le véhicule utilisé comme référence peut être représenté par la figure 2-1. L'articulation entre le tracteur et la semi-remorque a les propriétés d'un joint de Hooke (figure 2-2).

La représentation mathématique n'a pris en compte que la flexibilité verticale des pneumatiques. La dérive et la flexibilité longitudinale n'ont pas été prises en compte et on a admis que la réaction verticale du sol passe constamment par le centre de roue.

La schématisation de l'essieu à roues jumelées utilisé correspond à la figure 2-4, celle du double essieu à la figure 2-5 et celle de la liaison essieu - châssis à la figure 2-6.

Nous avons de plus négligé les frottements solides et seul un amortissement de type visqueux a été pris en compte. En réalité sur les poids lourds souvent le seul amortissement existant est le frottement solide entre les lames de ressorts.

Les structures du tracteur et de la semi-remorque sont infiniment rigides ce qui est le cas pour les semi-remorques citernes mais n'est pas vérifié pour le tracteur et les autres semi-remorques.

La répartition de freinage a été choisie telle que le blocage soit simultané sur tous les essieux lorsqu'on freine à 0,6 g sur un sol ayant un coefficient de frottement de 0,6.

Le véhicule schématisé comprend trois essieux à roues simples et deux masses suspendues. Les degrés de liberté pris en compte sont finalement :

- le roulis des essieux  $\theta_{Ei}$ : 3 (i de 1 à 3 de l'AV à l'AR)
- le roulis du tracteur  $\theta_T$ : 1
- le roulis de la remorque  $\theta_R$ : 1

Le roulis de la remorque étant fonction de celui du tracteur quatre degrés de liberté ont été retenus. Les indices E, T et R correspondent aux essieux, au tracteur et à la semi-remorque, les indices 1, 2, aux roues AV et AR du tracteur, l'indice 3 aux roues de la remorque.

La plupart des calculs seront effectués pour un véhicule suivant sur sol plan une trajectoire dont le rayon est de 50 m.

### 7.3. Les données définissant le véhicule

Ces données sont rappelées en annexe 2-1.

### 7.4. Etablissement des équations d'équilibre :

Les diverses équations d'équilibre font l'objet de l'annexe 2-2.

### 7.5. Simulation

Pour chaque modification effectuée l'accélération critique de soulèvement d'une roue intérieure est calculée. Le rayon moyen de virage est fixé à 50 m. Les propriétés du véhicules sont telles que c'est toujours la roue intérieure de la semi-remorque qui se soulève en premier.

#### 7.5.1. Comparaison des performances des trains roulants à roues simples et à roues jumelées

	roues jumelées	roues simples
Accélération transversale critique $Y_c$ ( $m/s^2$ )	3,46	3,92
Gain relatif de stabilité	référence	13 %

**7.5.2. Influence de la répartition des raideurs anti-roulis complémentaires à raideur globale constante**

$R_{AR1}$	0	82,75	165,50	248,25
$R_{AR2}$	0	710,00	1420	2130,00
$R_{AR3}$	3092	2300	1507,25	714,50
$\Sigma R_{ARi}$	3092	3092,75	3092,75	3092,75
Accélération transversale critique $\gamma_c$ (m/s <sup>2</sup> )	3,23	3,46	3,68	3,91
gain relatif de stabilité	- 7 %	référence	+ 6 %	+ 13 %

**7.5.3. Influence de la raideur globale des anti-roulis complémentaires**

$R_{AR1}$	0	82,75	165,50
$R_{AR2}$	0	710	1420,00
$R_{AR3}$	0	2300	4600,00
$\Sigma R_{ARi}$	0	3092,75	6185,50
Accélération transversale critique $\gamma_c$ (m/s <sup>2</sup> )	3,34	3,46	3,52
	- 3 %	référence	+ 2 %

**7.5.4. Influence de la hauteur du centre de gravité de la remorque (figure 8)**

$z_{GR}$	1,50	1,75	2,00	2,165	2,35
accélération transversale critique (m/s <sup>2</sup> )	5,17	4,32	3,68	3,34	3,01
gain relatif de stabilité	+ 55 %	+ 29 %	+ 10 %	référence	- 10 %

**7.5.5. Influence de la position longitudinale du centre de gravité de la remorque**

$x_{GR}$	3,75	4,25	4,75	5,25	5,75
accélération latérale critique $\gamma_c$ (m/s <sup>2</sup> )	2,80	3,08	3,34	3,59	3,83
gain relatif de stabilité	- 16 %	- 8 %	référence	+ 7 %	+ 15 %

**7.5.6. Influence de la hauteur de la sellette**

$z_{sell}$	1,15	1,25	1,35
accélération transversale critique $\gamma_c$ (m/s <sup>2</sup> )	3,33	3,34	3,35
gain relatif	- 3 %	référence	+ 3 %

**7.5.7. Influence du dévers transversal de la chaussée**

dévers	+4 abaissement vers l'extérieur du virage	+2	0	- 2 relèvement vers l'extérieur du virage	- 4
accélération transversale critique $\gamma_c$ (m/s <sup>2</sup> )	2,65	2,99	3,34	3,69	4,03
variation relative	- 21 %	- 10 %	référence	+ 10 %	+ 20 %

**7.5.8. Influence du freinage**

TGF	0	0,2	0,4	0,6
accélération transversale critique $\gamma_c$ (m/s <sup>2</sup> )	3,34	3,18	3,01	2,85
réduction relative de stabilité	référence	5 %	10 %	15 %

### 7.5.9. Exemple de véhicule amélioré

Nous avons également testé l'influence d'autres facteurs mais seuls les plus significatifs vous ont été présentés. Diverses modifications possibles ont été effectuées simultanément sur un même véhicule à savoir :

- passage aux roues simples
- écartement des ressorts plus important
- augmentation de la flexibilité des pneumatiques
- abaissement du centre de gravité.

Les données du véhicule de base et du véhicule modifié sont rappelées ci-contre :

$V_{E2}$	1,874	2,040
$V_{E3}$	1,845	2,040
$E_{R2}$	1,030	1,453
$E_{R3}$	0,890	1,453
$F_{P2}$	6,725	7,500
$F_{P3}$	2,630	3,750
$z_{GT}$	2,165	1,865
accélération transversale critique	3,34	4,54
gain relatif de stabilité	référence	36 %

### 7.5.10. Conclusions sur la simulation

Le véhicule de base étant un véhicule ayant circulé sur les routes, on ne peut qu'être frappé par l'étroitesse de son domaine d'utilisation. L'accélération latérale critique est de l'ordre de  $3,45 \text{ m/s}^2$  et l'angle de roulis correspondant est de  $3^{\circ} 25'$ . Ainsi la résistance au renversement est faible et l'effet apparent de celle-ci sur l'attitude du véhicule est peu sensible. Le conducteur possède donc peu d'informations sur la marge de sécurité dont il dispose à chaque instant.

Les conclusions de l'étude bibliographique se retrouvent dans la simulation, à savoir qu'il est difficile de jouer sur un seul facteur pour améliorer la résistance au renversement. Seule une optimisation simultanée des caractéristiques permettra d'atteindre les niveaux souhaitables. Les perspectives d'amélioration présentées par ce travail sont importantes et l'accélération latérale critique peut être relevée de 25 à 30 % pour les véhicules à plancher plat et jusqu'à 75 % pour les véhicules de transport de liquides.

L'objectif de réaliser des véhicules semi-remorques dont la résistance au renversement soit supérieure à 0,5 g en régime établi est réaliste et confirme la valeur de l'estimation a priori des gains attendus d'accidents.

## 8 - ETUDE DU BALLANT LIQUIDE EN STATICO-DYNAMIQUE

L'influence du ballant liquide sur la résistance au renversement fait l'objet de ce chapitre. Le déplacement du centre de gravité de la masse suspendue de la semi-remorque sous l'effet des accélérations transversales et longitudinales en statico-dynamique est d'abord étudié. La modification de la résistance au renversement du véhicule pour ces déplacements du centre de gravité est alors examinée.

Les paramètres retenus sont : la forme des citernes, le taux de remplissage de la citerne, le volume spécifique du fluide transporté.

### 8.1. Méthode

Le modèle mathématique utilisé dans le chapitre précédent avec frêt fixe est modifié pour tenir compte de l'introduction des déports transversaux, longitudinaux et verticaux du centre de gravité de la masse fluide sous accélération transversale et longitudinale.

Afin de faciliter les comparaisons, les impératifs suivants ont été respectés :

- toutes les citernes ont le point le plus bas situé à une même distance du sol.
- le poids maximal de fluide transporté est identique pour toutes les citernes, dont le poids propre est proportionnel au périmètre de leur section,
- la longueur des citernes est toujours la même,
- dans la mesure du possible les citernes non circulaires exploitent la largeur maximale autorisée.

Les limites d'équilibre du véhicule qui ont été repérées par :

- d'une part l'accélération transversale  $\gamma_{c1}$  du tracteur qui correspond à l'amorce de soulèvement d'une quelconque des roues intérieures au virage ;
- d'autre part l'accélération transversale  $\gamma_{c2}$  du tracteur qui correspond à l'annulation de la somme des charges portées par les roues intérieures à la courbe décrite.
- les situations de conduite retenues ont été :
  - virage à vitesse constante ;
  - virage avec freinage.
- Les formes des citernes étudiées ont été :
  - pour le cas du virage à vitesse constante :
    - section circulaire,
    - section elliptique,
    - section carrée,
    - section rectangulaire.
  - pour le cas du virage avec freinage :
    - section circulaire.
- la période propre d'oscillation transversale de la masse liquide a été déterminée en fonction :

- de la forme des citernes,
- du taux de remplissage,
- de la densité du fluide (c'est-à-dire du volume des citernes)

- la période propre d'oscillation longitudinale a été déterminée dans le cas d'une citerne de section carrée, cloisonnée ou non selon des plans transversaux.

### 8.2. Déplacement du centre de gravité sous l'effet d'une accélération semi-permanente $\gamma_T$ :



Les hypothèses de travail et le mode opératoire retenus sont :

- Le paraboloïde de révolution définissant la surface libre est identifié avec un plan longitudinal incliné à un angle  $i$  par rapport à l'horizontale tel que

$$t_{gi} = \frac{\gamma_T}{g} \quad (g \text{ accélération de la pesanteur}).$$

- Le taux de remplissage étant pris comme paramètre pour plusieurs valeurs de l'accélération transversale voisines ( $\gamma_T = 3$  ;  $\gamma_T = 3,5$  et  $\gamma_T = 4$ ) de l'accélération critique (produisant le soulèvement d'une roue du véhicule), le déplacement du centre de gravité de la masse liquide, repéré par rapport à des axes liés à la citerne est étudié, en utilisant les formules établies en annexe, 3.1., 3.2. et 3.3.

Ces formules font intervenir l'angle de roulis  $\theta$  de la semi-remorque. Afin d'éviter une détermination par approximations successives qui élargirait dans des proportions anormales le programme de calcul prévu, on a fait l'hypothèse simplificatrice qui consiste à prendre pour l'angle  $\theta$  intervenant dans l'élément de calcul ci-dessus une valeur fixe correspondant à la valeur de  $\theta$  pour une accélération comprise dans l'intervalle d'étude et proche de l'accélération critique recherchée. Pour cela, on a utilisé les résultats de la première étude effectuée sur le renversement des semi-remorques transportant un frêt fixe. Cette valeur de  $\theta$  est de  $3^{\circ}52$ .

Pour les citernes rectangulaires et carrées, selon le taux de remplissage, l'accélération  $\Gamma_T$  et l'angle de roulis  $\theta$ , on sera amené à distinguer plusieurs cas selon la forme de la section de la masse liquide. Nous en considérerons 2 qui correspondent à la plage des accélérations (3 à 4 m/s<sup>2</sup>) et des taux de remplissage étudiés (0,4 à 1). La forme 1 correspond à la configuration  la forme 2 à la configuration 

Le taux de remplissage correspondant au cas limite intermédiaire est donné par la relation :

$$\tau_t = 1 - \frac{a'}{2h} \operatorname{tg} \left( \operatorname{arctg} \frac{\Gamma_T}{g} + \theta \right)$$

dans laquelle  $a'$  et  $h$  sont la demi largeur et la demi hauteur de la citerne.

Cette relation permettra de déterminer, pour un ensemble ( $\tau, \Gamma_T$ ) donné, si l'on se trouve dans l'une ou l'autre des configurations étudiées.

Le centre de gravité  $G_1 (z_1)$  de l'ensemble châssis-citerne vide ( $M_1$ ) de la remorque sera déterminé comme résultant de l'association d'une masse invariable et fixe ( $M'_1, z'_1$ ) constituée par le châssis et d'une masse fonction des dimensions et de la géométrie de la citerne ( $z''_1, M''_1$ ).

$$z_1 = \frac{z'_1 M'_1 + z''_1 M''_1}{M_1}$$

Le centre de gravité ( $G''$ ) de la citerne sera supposé coïncider avec son centre géométrique ( $z''_1 = z_0$ ) tandis que la masse de la citerne sera prise proportionnelle au périmètre de sa section, le coefficient de proportionnalité étant identique pour toutes les formes considérées.

Afin que des conclusions assez simples puissent être tirées de l'étude, nous avons été amenés à considérer des citernes dont la section est invariante en fonction de l'abscisse (direction horizontale dans le plan de symétrie de la remorque) ; elles sont donc cylindriques au sens large du terme. Les formes des sections étudiées sont :

- le cercle,
- l'ellipse,
- le rectangle,
- le carré.

Toutes ces citernes, quelle que soit leur forme, ont leur point le plus bas situé à la même hauteur : 1,25 m au-dessus du sol.

Afin de réaliser un ensemble cohérent, nous avons placé l'articulation de sellette à 1,15 m\* au-dessus du sol. C'est le seul aménagement effectué pour les besoins de cette étude, par rapport au modèle utilisé en 7 qui a montré que la hauteur de sellette était pratiquement sans influence sur les propriétés de l'équilibre transversal.

Compte tenu de la réglementation en vigueur qui fixe des limites à la longueur et à la largeur hors tout des véhicules, toutes les citernes considérées présentent la même longueur.

Pour une même densité de fluide transporté, elles présentent toutes des sections de surface identique.

Les citernes circulaires et carrées exploitent une fraction de la largeur maximale autorisée tandis que les citernes de section elliptique et rectangulaire l'exploitent totalement afin de bénéficier au mieux de l'abaissement du centre de gravité qu'elles autorisent (largeur intérieure : 2,48 m).

Pour cette raison, en fonction de la densité du fluide transporté, le rapport largeur sur hauteur des citernes elliptiques et rectangulaires n'est pas conservé, alors que du fait de leurs propriétés de symétrie les dimensions des sections circulaires et carrées seront dans le rapport des racines carrées des densités.

L'influence de la densité du fluide, qui du fait de la limite de poids imposée, conduit à des volumes transportés différents, sera étudiée en traitant deux exemples :

- transport de propane liquide (P.L.) 510 Kg/m<sup>3</sup>
- transport de fuel domestique (F.D.) 834 Kg/m<sup>3</sup>

Enfin précisons que pour simplifier, nous n'avons pas tenu compte de la masse de gaz située au-dessus de la surface de séparation.

Les coordonnées  $Y_{GR}$  et  $Z_{GR}$  du centre de gravité global de la masse suspendue de la semi-remorque sont données par les relations :

$$Y_{GR} = \frac{y_G \cdot M_L}{M_1 + M_L} = \frac{M_{100} \times \tau}{M_1 + M_{100} \times \tau} \cdot y_G$$

$$Z_{GR} = \frac{z_1 M_1 + (z_0 + z_G) \cdot M_L}{M_1 + M_L} =$$

$$\frac{z_1 M_1 + (z_0 + z_G) \cdot M_{100} \tau}{M_1 + M_{100} \cdot \tau}$$

où  $M_L$  = masse du liquide

$M_{100}$  = masse du liquide pour  $\tau=1$ ,

$y_G, z_G$  coordonnées du centre de gravité du liquide par rapport au trièdre lié à la citerne, dont l'origine est au centre de la citerne, l'axe des  $z$  étant vertical pour  $\Gamma_T = 0$ .

Les diverses données nécessaires à l'élaboration de  $Y_{GR}$  et de  $Z_{GR}$  sont consignées, avec ces derniers, dans les tableaux des annexes 3.4 à 3.7.

### 8.3. Période propre d'oscillation transversale de la masse liquide en fonction de la forme de citerne et de la densité de liquide.

Les citernes ont la géométrie définie dans les annexes 3.4 à 3.7.

Pour les taux de remplissage les plus courants ( $\sigma = 0,7 ; 0,8 ; 0,9$ ) l'exploitation des formules établies dans les annexes (3.1, 3.2, et 3.3) nous fournit les résultats consignés en annexe 3.8.

On constate que :

- pour le cercle et le carré, pour un taux de remplissage donné, les périodes croissent avec les dimensions des citernes, c'est-à-dire, dans le cas présent lorsque la densité du liquide diminue.

\*Au lieu de 1,25 m dans le modèle de base de l'étude antérieure.



- Au contraire, pour l'ellipse et le rectangle l'effet de l'aplatissement de la section est dominant et la période augmente lorsque la section diminue en conservant la largeur (c'est-à-dire lorsque, dans le cas présent, la densité du liquide augmente).
- Pour toutes les formes de citernes étudiées la période augmente lorsque le taux de remplissage diminue, le carré et le rectangle présentant la plus faible variation relative.
- L'ordre de grandeur des périodes comprises, selon la forme de la section et le taux considéré, entre 0,6 et 1,7 s laisse supposer des possibilités d'excitation par :
  - . les variations de courbure de trajectoire imposées par le conducteur pour suivre le tracé de la route, ou par les oscillations naturelles de lacet, de dérive et de roulis du véhicule ;
  - . les variations de dévers des chaussées.

Les conséquences d'un couplage possible des mouvements des diverses masses oscillantes concernées ne peuvent être appréciées que par une étude de dynamique d'ensemble basée sur une représentation très élaborée

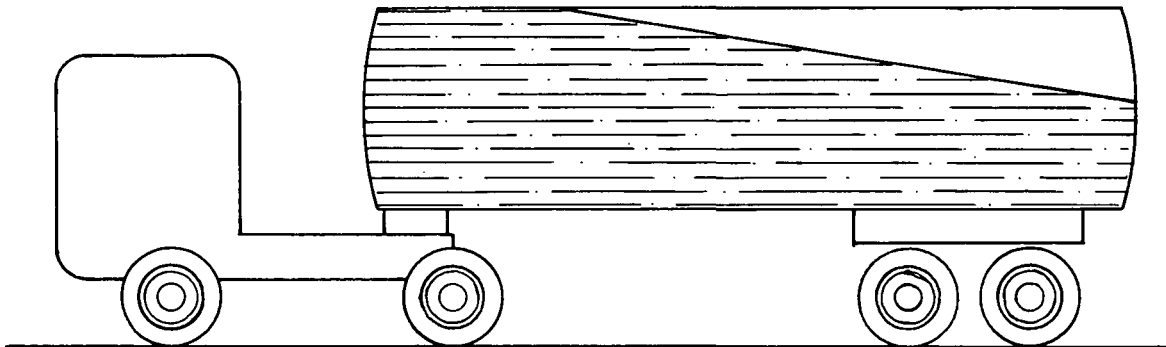
du véhicule qui permettrait notamment de savoir s'il est souhaitable de freiner les oscillations transversales naturelles de la masse liquide.

#### 8.4. Déplacements longitudinaux et verticaux du centre de gravité de la remorque en phase de freinage du véhicule. Période propre d'oscillation longitudinale.

##### 8.4.1. Déplacement du centre de gravité

Sous décélération longitudinale constante  $\Gamma_L$ , en ligne droite, la surface de séparation fluide-gaz s'incline d'un angle  $\beta$  tel que  $\text{tg}\beta = \frac{\Gamma_L}{g}$  sur sol horizontal.

Il en résulte, pour des taux de remplissage inférieurs à 1 un déplacement longitudinal vers l'avant du centre de gravité  $G_2$  de la masse liquide. Ce déplacement est également accompagné d'une légère élévation du centre de gravité.



Pour les configurations suivantes, ces déplacements ont été étudiés.

- forme citerne : section carrée et section circulaire,
- taux de remplissage : 0,9,
- densité du fluide : 0,510 t/m<sup>3</sup> et 0,834 t/m<sup>3</sup>,
- décélération : 0, 2 et 4 m/s<sup>2</sup>.

Les résultats obtenus sont consignés dans les tableaux des annexes 3.9 et 3.10.

On constate que les déplacements longitudinaux du centre de gravité de la masse liquide sont nettement plus faibles pour la citerne circulaire (de 25 à 30 %), tandis que les déplacements verticaux sont très voisins.

## 8.4.2. Période propre d'oscillation longitudinale

### 8.4.2.1. Citerne non compartimentée

Cette période a pu être calculée dans le cas de la citerne de section carrée pour  $\Gamma_L \neq 0$ , et pour un taux de remplissage de 0,9.

Dans le cas du propane liquide  $(T_L)_1 = 4,64$  s

Dans le cas du fuel domestique  $(T_L)_2 = 5,25$  s

### 8.4.2.2. Citerne compartimentée

La période étant directement proportionnelle à la longueur du réservoir, des citernes compartimentées en 5 éléments égaux par exemple auraient des périodes 5 fois plus courtes, soit :

– Cas 1 : densité  $0,510$  t/m<sup>3</sup> :  $(T')_1 = 0,93$  s

– Cas 2 : densité  $0,834$  t/m<sup>3</sup> :  $(T')_2 = 1,05$  s

Les citernes comportent des brise-lames destinés à freiner les mouvements longitudinaux : on peut, en ce qui concerne la période propre d'oscillation longitudinale, les considérer comme des citernes compartimentées.

Dans le cas de citernes non compartimentées de grande longueur un couplage dangereux (par les pneumatiques) serait à craindre entre la dynamique longitudinale du véhicule et sa dynamique transversale (stabilité) du fait de la longueur de la période d'oscillation. En effet, la période propre du mouvement de lacet du véhicule est de l'ordre de 3 à 4 secondes donc proche de la période du liquide et un couplage existe entre les mouvements de lacet et de roulis. La période des citernes compartimentées est intéressante car éloignée de celle des mouvements de lacet et de pompage (0,3 à 0,5 s).

## 8.5. Déplacements longitudinaux, transversaux et verticaux du centre de gravité de la remorque en phase de virage et de freinage combinés.

Ce problème a été étudié dans le cas :

- . d'une citerne de section circulaire,
- . pour un taux de remplissage de 0,9,
- . pour un fluide à faible volume spécifique,
- . pour des décélérations de 0,2 et 4 m/s<sup>2</sup>.

Les résultats obtenus sont consignés dans le tableau de l'annexe n° 11.

## 8.6. Etude analytique de l'équilibre général

Le modèle mathématique utilisé dérive de celui présenté dans le chapitre 7 où le fret solide est rigidement fixé au châssis. L'effet du ballant liquide est introduit par le déport latéral de la masse fluide lorsque le véhicule est soumis à une accélération transversale.

L'excentrement du fret est supposé faible, ce qui est conforme à la réalité, par rapport au rayon minimal et également par rapport aux dimensions longitudinales du véhicule, ce qui entraîne les conséquences suivantes pour la remorque :

- Inertie en lacet avec fret excentré = inertie, en lacet avec fret centré,
- forces d'inertie, centrifuge et tangentielle, calculées avec le fret centré,
- abaissement, dû au roulis, du centre de gravité excentré, négligé.

L'excentrement du fret n'est pris en compte pour le programme de simulation et pour les calculs de vérification que par le moment de roulis destabilisant qu'il crée, sous l'action de la pesanteur.

Les notations précédentes ont été conservées, la notation  $G_R$  ne se rapporte plus au centre de gravité mais à sa projection sur le plan de symétrie de la remorque.

Le développement est analogue à celui réalisé dans le chapitre VII.

La seule équation modifiée est :

- . L'équilibre de la caisse de remorque (par rapport à son axe de dévers) qui devient :

$$(27) \left\{ \begin{array}{l} M_{DR} - \cos \varphi_{DR} \cdot R_{RSM3} \cdot \theta_{RE3} \\ + M_R \cdot g \cdot D_{GRD} \cdot \theta_{RS} - M_{RST} \cos \delta \cdot \cos \varphi_{DR} \\ + (C_{I3} + C_{ICR}) \sin \varphi_{DR} = - y_{GR} \cdot M_R \cdot g \cdot \cos \varphi_{DR} \end{array} \right.$$

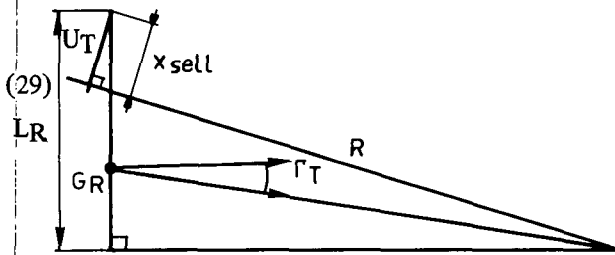
Dans la résolution le terme constant

- $M_{DR} - (C_{I3} + C_{ICR}) \sin \varphi_{DR}$  avec fret rigide devient :

$$(28) \left\{ \begin{array}{l} - M_{DR} - (C_{I3} + C_{ICR}) \sin \varphi_{DR} \\ - y_{GR} \cdot M_R \cdot g \cdot \cos \varphi_{DR} \end{array} \right.$$

avec le fret liquide

La vitesse  $V_T$  du tracteur correspondant à une accélération transversale donnée  $\Gamma_T$  de la semi-remorque est calculée comme suit :



$\Gamma_T$  est indépendant de la position longitudinale de  $G_R$  et vaut :

$$\Gamma_T = \frac{(V_T)^2}{R^2} \cdot \sqrt{(x \text{ selle})^2 + R^2 - (L_R)^2}$$

$$\text{d'où } U_T = \frac{R \sqrt{\Gamma_T}}{\sqrt{(x \text{ selle})^2 + R^2 - (L_R)^2}}$$

d'où les valeurs numériques

$$\Gamma_T = 3 \text{ m/s}^2 \rightarrow U_T = 12,318 \text{ m/s} = 44,345 \text{ km/h}$$

$$\Gamma_T = 3,5 \text{ m/s}^2 \rightarrow U_T = 13,305 \text{ m/s} = 47,899 \text{ km/h}$$

$$\Gamma_T = 4 \text{ m/s}^2 \rightarrow U_T = 14,224 \text{ m/s} = 51,206 \text{ km/h}$$

Dans les données de base les modifications suivantes sont apportées :

- . donnée 18  $\gamma_{GR}$  est introduite par sa valeur,
- . donnée 19  $z_{selle}$  devient 1,15 m au lieu de 1,25 m,
- . donnée 21  $z_{GR}$  devient un paramètre fonction de la forme de la citerne, de la densité du liquide et des hypothèses d'implantation,
- . donnée 36  $M_R$  devient un paramètre fonction du taux de remplissage.

Les calculs de vérification de l'équilibre dynamique de la remorque sont modifiés pour introduire le déport.

### 8.7. Simulation

Elle permet de connaître les charges sur les roues en fonction des paramètres étudiés. L'accélération ( $\gamma_{C1}$ ) correspondant au soulèvement d'une roue intérieure de la remorque d'une part, et l'accélération ( $\gamma_{C2}$ ) qui annule la somme algébrique des charges sur les roues intérieures sont calculées. Les résultats obtenus sont consignés dans les annexes 3.12 et 3.13 et sont illustrés par les figures 3.5, 3.6 et 3.7.

## 8.8. Principaux résultats

### 8.8.1. Accélération latérale critique des semi-remorques citernes

Les figures les plus intéressantes pour le problème qui nous concerne sont les figures 5 et 6. Nous rappellerons que le véhicule de base utilisé avait une accélération latérale critique de renversement de  $3,46 \text{ m/s}^2$  lorsqu'il transportait un fret solide.

Pour les citernes ayant un taux de remplissage de 1 donc faisant intervenir uniquement la forme et la hauteur du centre de gravité les accélérations latérales critiques de renversement deviennent :

#### . Pour les fluides à faible densité :

pour le cercle	$3,12 \text{ m/s}^2$ soit - 10 %
pour l'ellipse	$3,24 \text{ m/s}^2$ soit - 6,5 %
pour le carré	$3,32 \text{ m/s}^2$ soit - 3,3 %
pour le rectangle	$3,66 \text{ m/s}^2$ soit + 5,5 %

#### . Pour les fluides à forte densité :

pour le cercle	$3,57 \text{ m/s}^2$ soit + 3 %
pour l'ellipse	$4,09 \text{ m/s}^2$ soit + 16 %
pour le carré	$3,76 \text{ m/s}^2$ soit + 9 %
pour le rectangle	$4,44 \text{ m/s}^2$ soit + 27 %

Les citernes en forme de carré et de rectangle présentent un inconvénient majeur : la très grande variation du comportement du véhicule selon le taux de remplissage de la citerne. Cet inconvénient se rajoute au problème de poids de ces citernes du fait de la nécessité de prévoir des renforts au niveau des angles vifs.

Pour les cas étudiés, les citernes elliptiques apparaissent plus performantes que les citernes cylindriques. De plus, les citernes elliptiques ont la variation la plus faible en fonction du taux de remplissage.

Cependant, l'utilisation de citernes cylindres est la seule solution possible pour le transport des gaz liquéfiés du fait de la pression.

### 8.8.2. Périodes d'oscillations

Pour les oscillations transversales, les périodes croissent pour le cercle et le carré avec les dimensions des citernes, c'est-à-dire lorsque le volume spécifique décroît. Pour toutes les citernes la période augmente lorsque le taux de remplissage diminue.

## 8.9. Conclusions

L'étude réalisée permet dans le cadre d'hypothèses simples d'examiner à l'état d'un avant-projet l'influence du ballant liquide sur la stabilité et choisir la citerne la mieux adaptée. L'étude a confirmé l'existence pour

certains cas (taux de remplissage, forme de la citerne, volume spécifique du liquide) d'un minimum de stabilité.

Le critère final est la performance d'un ensemble (tracteur, semi-remorque citerne) dont le comportement doit être optimisé. Pour les citernes aussi bien elliptiques que circulaires la conception peut être améliorée par l'utilisation de :

- remorque à 3 essieux surbaissés à roues simples très écartées,

- bossages locaux de passage de roues,
- inclinaison de l'axe longitudinal de la citerne,
- tracteur à deux essieux arrière équipés de roues de faible diamètre.

Les compartiments de la citerne peuvent être également étudiés pour éloigner les périodes d'oscillations de la masse liquide des périodes de roulis et de lacet des véhicules.

## 9 - ETUDE EN DYNAMIQUE ET INFLUENCE DE L'AMORTISSEMENT SUR LA RESISTANCE AU RENVERSAMENT

### 9.1. Généralités

Les études en statico-dynamique ont fourni les accélérations critiques qui annulent les charges sur une ou plusieurs roues ce qui indique une tendance au renversement.

Cependant, en dynamique, c'est-à-dire sous l'influence de forces et couples variables dans le temps, les accélérations transversales, les charges sur les roues, le roulis, peuvent varier fortement durant la phase transitoire, en particulier nous pouvons avoir renversement (repère par l'annulation de la charge sur la roue intérieure) pour une accélération plus faible que l'accélération critique en statico-dynamique.

Le modèle dynamique réalisé se propose d'explorer ces phénomènes et également d'examiner l'influence de l'amortissement sur la résistance au renversement des semi-remorques. Pour cela, les réponses du modèle réalisé à diverses entrées de braquage alterné dont la fréquence est variable, sont étudiées pour plusieurs vitesses d'évolution et divers taux d'amortissement. Les conclusions relatives à la résistance au renversement en dynamique sont tirées pour deux cas : fret solide et fret liquide.

Le modèle mathématique élaboré est un système linéaire traduisant les mouvements propres à la dynamique transversale d'un ensemble mobile à 16 degrés de liberté\* qui sont :

- . dérive, lacet, roulis de tracteur (3),
- . lacet de la remorque (1),
- . roulis de fret (1),
- . roulis des essieux (5),
- . flexion latérale des pneumatiques (5),
- . braquage des roues directrices (1).

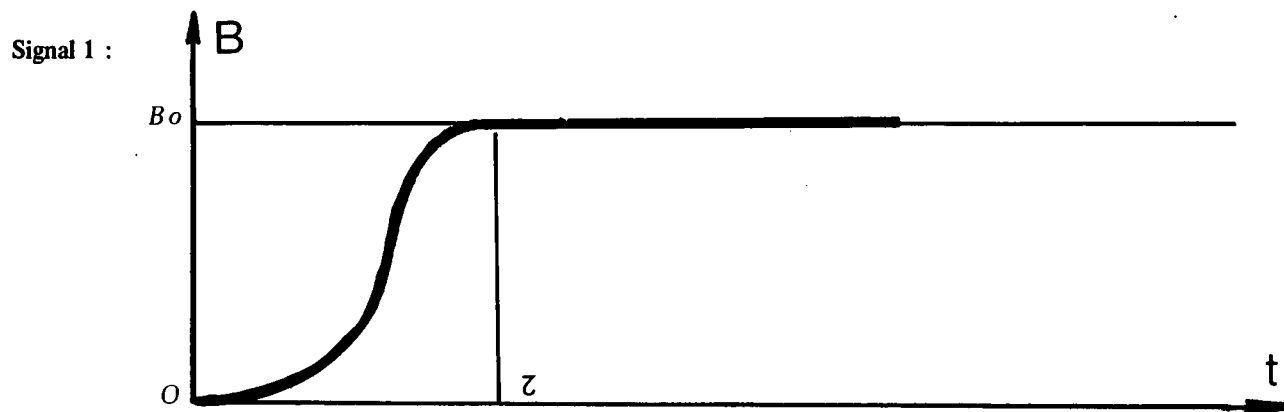
Ce modèle représente la tendance actuelle des véhicules français à deux essieux pour le tracteur, trois essieux pour la semi-remorque. Le système encore le plus général à deux essieux pour la semi-remorque est obtenu par suppression d'un essieu c'est-à-dire de deux degrés de liberté.

Comme le statico-dynamique, le modèle dynamique a été réalisé par le Bureau d'Etude SERA-CD ainsi que les calculs correspondants.

Les caractéristiques de la réponse (transitoire et permanente) du véhicule au braquage du volant de direction conformément aux deux signaux ci-dessous seront déterminées. Les grandeurs de sortie étudiées sont l'angle de roulis des masses suspendues, les charges instantanées d'application des roues au sol et la trajectoire des centres des essieux, en fonction de l'amortissement global de la suspension.

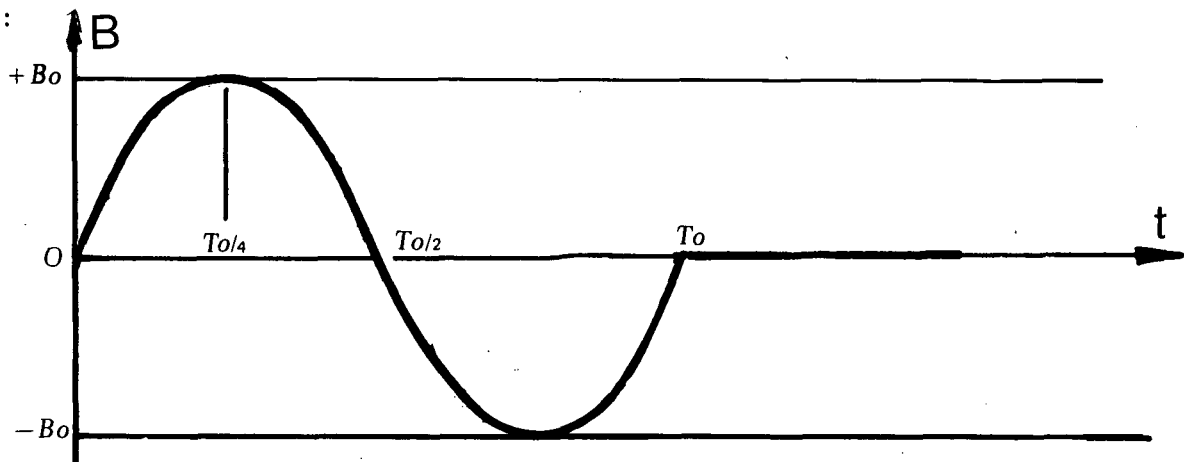
Un optimum dans le dosage de l'amortissement permettant de minimiser les fluctuations de charge sur les roues et par là, d'améliorer la tenue au versemment latéral sera recherché.

Simultanément la trajectoire du véhicule sera étudiée afin de déterminer s'il existe également un optimum du taux d'amortissement de roulis en ce qui concerne la tenue de cap et si cet optimum coïncide avec l'optimum précédemment déterminé.



\* Par commodité, le système des équations comprend un nombre plus grand d'inconnues liées par des relations complémentaires.

Signal 2 :



Le modèle étudié fait l'objet de l'annexe 4

## 9.2. Discussion des résultats

### 9.2.1. Signal de braquage simple

La représentation des critères en fonction d'un taux croissant d'amortissement de la suspension verticale du véhicule  $\varepsilon_v$  (planche 41 à 44) fait apparaître comme attendue une réduction des coefficients d'amplification dynamique (C.A.D.) de l'angle de roulis et de transfert de charge, en soulignant toutefois leurs valeurs modérées pour des amortissements très faibles ( $\varepsilon \rightarrow 0$ ) et pour des amortisseurs bloqués ( $\varepsilon \rightarrow \infty$ ).

#### 9.2.1.1. Cas de l'amortissement très faible

Les coefficients d'amplification dynamique (C.A.D.) sont modérés, ce qui traduit l'existence d'amortissements secondaires.

Ces amortissements secondaires sont au nombre de deux et correspondent d'une part à l'amortissement en rotation de la masse oscillante, et, d'autre part, aux propriétés de la liaison transversale établie avec le sol par les pneumatiques.

La constante d'amortissement de la masse oscillante  $\frac{\partial L_F}{\partial f}$  vaut 2062 (ce qui correspond à un taux d'amortissement du pendule découplé de 0,2) alors que l'amortissement total du roulis vaut, pour  $\varepsilon_v = 0,4$  vaut 246.714. L'amortissement de la masse oscillante présente donc une contribution négligeable à l'amortissement de roulis.

Dans les rotations de roulis des masses suspendues autour d'axes horizontaux passant par les centres de gravité des masses suspendues du véhicule, les pneumatiques se comportent transversalement comme des amortisseurs à relaxation placés en parallèle et mettant

en série une viscosité de valeur  $\frac{D}{V}$  (D rigidité de dérive de

l'essieu considéré) avec une rigidité K (raideur transversale des pneumatiques de l'essieu).

La constante d'amortissement correspondante  $\sum z' \frac{D_i}{i V}$  vaut, pour  $V = 60$  km/h, sensiblement 200.000. Elle est donc du même ordre de grandeur que celle délivrée par les amortisseurs pour le réglage  $\varepsilon_v = 0,4$ .

Il faut donc voir dans le taux d'amplification modéré du roulis et des transferts de charge en l'absence d'amortisseurs de suspension, la manifestation des propriétés d'amortissement transversal des pneumatiques.

#### 9.2.1.2. Cas de l'amortissement très grand

Lorsque les amortisseurs sont bloqués :  $\varepsilon_v = \infty$  (Fort frottement solide dans les lames de ressorts) la seule source notable d'amortissement de roulis demeure le phénomène de dérive et d'élasticité latérale des pneumatiques.

L'amortisseur à relaxation dissipant un maximum d'énergie pour une certaine fréquence de sollicitation, on peut penser qu'il existe, pour un véhicule donné, à une charge et une vitesse données une valeur optimale des propriétés d'élasticité latérale et de dérive des pneumatiques.

Néanmoins, cette propriété d'amortissement n'est pas la seule à considérer. Des rigidités de dérives élevées entraînent, par le jeu des braquages induits, des excitations complémentaires qui, selon leurs sens et leurs intensités, peuvent réduire notablement la stabilité. Un test a été réalisé à 60 km/h et pour  $\varepsilon_v = 0,4$  : On a multiplié les rigidités de dérive par 100.

#### 9.2.1.3. Cas des rigidités de dérive très élevées

En multipliant les rigidités de dérive par 100, on a vu apparaître une instabilité oscillatoire dont l'origine est double.

1. La forte augmentation de  $D$  équivaut à bloquer l'amortisseur transversal équivalent ; seule demeure la propriété d'élasticité latérale, non amortie, du pneumatique.

2. Les poussées induites  $\sum D_i \cdot \frac{\partial \delta_i}{\partial \phi_i} \cdot \Theta$  et le couple de roulis  $\sum D_i z_i \frac{\partial \delta_i}{\partial \phi_i} \cdot \Theta$  sont dans ce cas considérables.

Dans le cas présent l'effet du couple est de réduire le rappel de roulis de moitié tandis que la poussée latérale induite est de l'ordre du poids du véhicule pour  $\Theta \approx 3$  degrés.

Il s'y ajoute compte tenu des valeurs adoptées pour les différents  $\frac{\partial \delta_i}{\partial \phi_i}$  des couples de lacet complémentaires.

Ce test, très théorique, met l'accent sur l'effet des braquages induits. Des cas réels peuvent en effet combiner des raideurs antiroulis plus faibles que celles retenues à des braquages induits et des rigidités de dérive un peu plus fortes que celles prises pour la définition moyenne, et mettre le véhicule dans une définition dynamique intermédiaire entre la définition de base et celle correspondant à ce dernier test. D'où résultera un comportement peu satisfaisant.

#### 9.2.1.4. Configuration standard du véhicule

Dans la configuration standard, notons que l'accroissement de la vitesse a pour effet de réduire l'amortissement des oscillations des diverses variables étudiées ce qui est en accord avec les propriétés connues des systèmes guidés par pneumatiques où les termes d'amortissement des mouvements de dérive pure et de lacet apparaissent

$$\frac{D}{v}$$

L'essieu le plus sollicité en ce qui concerne les transferts de charge est l'essieu 5. Ceci est compréhensible lorsqu'on observe que le centre instantané de rotation de lacet du véhicule est en avant des 3 essieux de la semi-remorque. Il en résulte que l'angle de dérive de l'essieu 5 est assez nettement plus grand que celui de l'essieu 3. Bien que les caractéristiques de suspension (géométrie, flexibilité, amortissement) des 3 essieux soient identiques, les poussées latérales plus élevées des pneus de l'essieu 5 induisent, du fait que les centres de roulis sont assez nettement au-dessus du sol, des transferts de charge plus importants sur cet essieu.

L'amortissement de suspension réduit les coefficients d'amplification des variables qui nous intéressent principalement dans cette étude c'est-à-dire la variation de charge sur les roues.

Mais on observe un assez long palier pour  $\varepsilon_v$  compris entre 0 et 1 pour les vitesses courantes étudiées. Ensuite, l'effet de l'amortissement de roulis devient assez sensible

avec une décroissance linéaire du taux d'amplification, très accusée pour l'angle de roulis, assez nettement sensible pour les variations de charge.

Cette différence d'effet sur ces 2 variables est compréhensible : les variations de charge sur les roues sont non seulement liées à l'angle de roulis mais également d'une part à la vitesse de roulis, et d'autre part à la variation de la poussée latérale des pneumatiques du fait que les centres de roulis des essieux sont nettement au-dessus du sol.

La liaison au sol assurée par la flexion verticale des pneumatiques et les amortisseurs interposés entre pneumatiques et masse suspendue font que l'amortissement de suspension est aussi un amortissement à relaxation. L'amortissement critique (limite de régime oscillatoire) d'un tel système est obtenu pour un réglage d'amortisseur légèrement moins dur que lorsqu'on ne prend en compte que l'étage supérieur de suspension.

Si le système global pouvait être ramené à un simple oscillateur de roulis, ce dernier serait amorti de manière critique (coefficient d'amplification égal à 1) pour un  $\varepsilon_v$  de l'ordre de 2,6. Les résultats obtenus montrent que ce n'est pas le cas. C'est la preuve qu'il existe un très fort couplage des variables étudiées avec celles qui traduisent plus précisément la tenue de route à savoir, les mouvements de dérive et de lacet des 2 parties du véhicule.

L'optimisation des lois d'évolution dynamique des transferts de charge doit donc se faire en prenant en compte les paramètres qui gouvernent également très directement la stabilité de route :

- répartitions des masses,
- rigidités de dérive et flexibilités des pneus,
- géométrie des suspensions,
- raideurs de roulis,
- braquages induits,
- amortissement des mouvements oscillatoires de masses liquides...

#### 9.2.2. Signal de braquage alterné (virage en S)

La période propre d'oscillation de la masse mobile (liquide) est  $T_F = 2\pi\sqrt{\frac{v}{g}} = 0,9$  seconde tandis que les pseudo-périodes  $t_0$  données au signal de braquage transitoire ont été de 0,5, 1 et 2 secondes.

Les observations faites à propos du signal de braquage simples demeurent valables dans leur majorité.

On observe seulement qu'à partir d'un certain taux d'amortissement l'essieu 5 n'est plus l'essieu le plus sollicité en matière de transfert de charge : il est remplacé par l'essieu n°1. Ceci ne peut être expliqué en termes simples de déplacement des centres instantanés de lacet, car en régime transitoire la dérive des pneus ne dépend pas seulement des mouvements de lacet et de

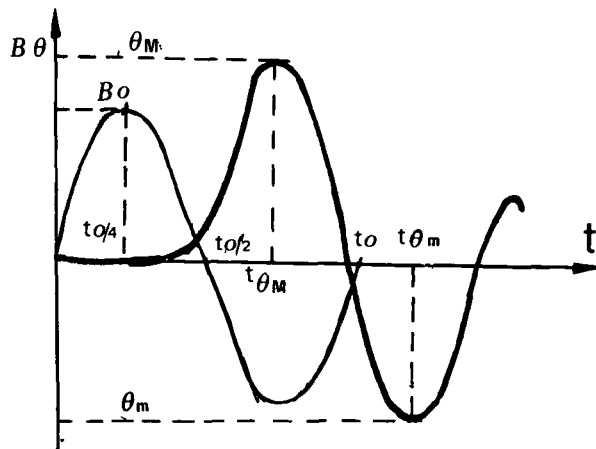
dérive des 2 éléments du véhicule : la flexion latérale des pneus, les mouvements de roulis sont également à prendre en compte.

### 9.2.2.1. Influence de la pseudo-période $t_0$ du signal de braquage

L'étude des 3 pseudo-périodes d'entrées ( $t = 0,5 - 1$  et 2 secondes a été effectuée, pour tous les couples (vitesse  $V$  ; taux d'amortissement  $\varepsilon_v$ ).

Pour une vitesse  $V$  de 60 km/h et un amortissement  $\varepsilon_v$  de 0,4, le test de braquage simple montre que le système présente une crête de valeurs des variables pour  $t$  de l'ordre de 1,2 seconde, et d'un mode oscillatoire principal à basse fréquence de période voisine de 4 secondes.

Ceci nous a amené à étudier, à titre complémentaire, la réponse du système pour des pseudo-périodes  $t_0$  de 3,2 à 5 secondes. Nous donnons ci-dessous les valeurs des extrêmes de l'angle de roulis  $\Theta$  pour les différents  $t_0$ , pour une vitesse  $V$  de 60 km/h et un taux d'amortissement  $\varepsilon_v = 0,4$ .



$t_0$	$\Theta_M$	$t_{\Theta_M}$	$\Theta_m$	$t_{\theta_m}$
0,5	- 1,1491		2,8699	
1	+ 1,1820	0,81	- 2,9582	1,68
2	+ 2,5092	1,17	- 3,3526	2,22
3,2	+ 3,1394	1,50	- 3,5172	2,94
5	+ 3,2322	1,83	- 3,0522	4,29

Nous trouvons donc une amplitude positive maximale ( $\Theta_M$ ) pour  $t_0 \neq 3$  secondes, et une amplitude négative maximale ( $\Theta_m$ ) pour  $t_0 \neq 5$  secondes. Les amplitudes maximales sont donc atteintes par une mise en phase de l'entrée et de la réponse.

En effet, le signal de braquage n'est appliqué qu'une fois, avec les vitesses des variables du système initialement nulles ; les amplitudes maximales sont donc atteintes après le quart de la pseudo-période propre du mode oscillatoire principal à basse fréquence.

On remarque également que les temps de montée ( $t_{\Theta_M}$  et  $t_{\theta_m}$ ) augmentent avec la pseudo-période  $t_0$ . En effet, la loi de braquage étant une fonction algébrique donnée, les différentes courbes de braquage sont homothétiques par rapport à l'axe OY. Pour 2 valeurs de la pseudo-période  $t_0$ , les valeurs du braquage à l'instant  $t$  (pour  $t < \frac{t_0}{4}$ ) sont dans l'ordre inverse des  $t_0$  :

$$t_{01} > t_{02} \Rightarrow B_1(t) < B_2(t)$$

les montées sont donc plus lentes quand  $t_0$  augmente.

Ces conclusions demandent à être réexaminées par une étude comportant un balayage en  $t_0$ , et pour d'autres valeurs des paramètres vitesses  $V$  et taux d'amortissement  $\varepsilon_v$ .

### 9.2.2.2. Influence de la vitesse

Pour interpréter les résultats de la planche 2, rappelons que les grandeurs sans dimensions représentées sont proportionnelles au rapport de l'amplitude maximale dynamique (1) calculée de la variable étudiée pour un braquage alterné d'amplitude donnée, à l'amplitude staticodynamique (2) de la variable obtenue à la même vitesse, pour un braquage simple de même amplitude que celle du braquage alterné.

Le comportement sous-vireur du véhicule fait que les amplitudes staticodynamiques (2) augmentent moins vite que selon le carré de la vitesse.

Des rapports :

$$\frac{\text{amplitude maximale dynamique (1)}}{\text{amplitude staticodynamique (2)}} = \text{C.A.D. égaux}$$

pour deux vitesses différentes signifient que l'amplitude dynamique subit en fonction de la vitesse la même amplification que celle de l'amplitude staticodynamique.

En comparant les diagrammes correspondant aux vitesses de 60 à 100 km/h, on constate au contraire que l'amplitude dynamique croît plus vite avec la vitesse que l'amplitude staticodynamique, d'environ 15 % : il y a donc une nette réduction de l'amortissement du système.



### 9.2.3. Effet de blocage de la masse oscillante

Cet effet a été étudié pour  $V = 60 \text{ km/h}$  et  $\epsilon_v = 0,4$  dans le cas du signal simple.

Les calculs ont montré que :

– les amplitudes staticodynamiques étaient très voisines :

$$\left[ \frac{\left( \frac{\Delta Z}{Z_0} \right)_{\text{st}} \text{ bloqué}}{\left( \frac{\Delta Z}{Z_0} \right)_{\text{st}} \text{ non bloqué}} \right]_{\text{essieu 5}} = \frac{0,92770}{0,98483} \# 0,942$$

Ceci résulte du fait que la seule différence de situation résulte du déport latéral du centre de gravité de la masse oscillante lorsque celle-ci n'est pas bloquée.

– les amplitudes maximales dynamiques sont plus différenciées :

$$\left[ \frac{\left( \frac{\Delta Z}{Z_0} \right)_{\text{max.}} \text{ bloqué}}{\left( \frac{\Delta Z}{Z_0} \right)_{\text{max.}} \text{ non bloqué}} \right]_{\text{essieu 5}} = \frac{1,0844}{1,2188} \# 0,890$$

Le comportement du véhicule pour le cas de vitesse et de sollicitation étudié est donc amélioré lorsque la charge transportée est fixe.

Notons quelques valeurs particulières des grandeurs de sortie  $s(t)$  dans le cas de blocage et déblocage de la masse oscillante.

Les courbes correspondantes se trouvent page suivante

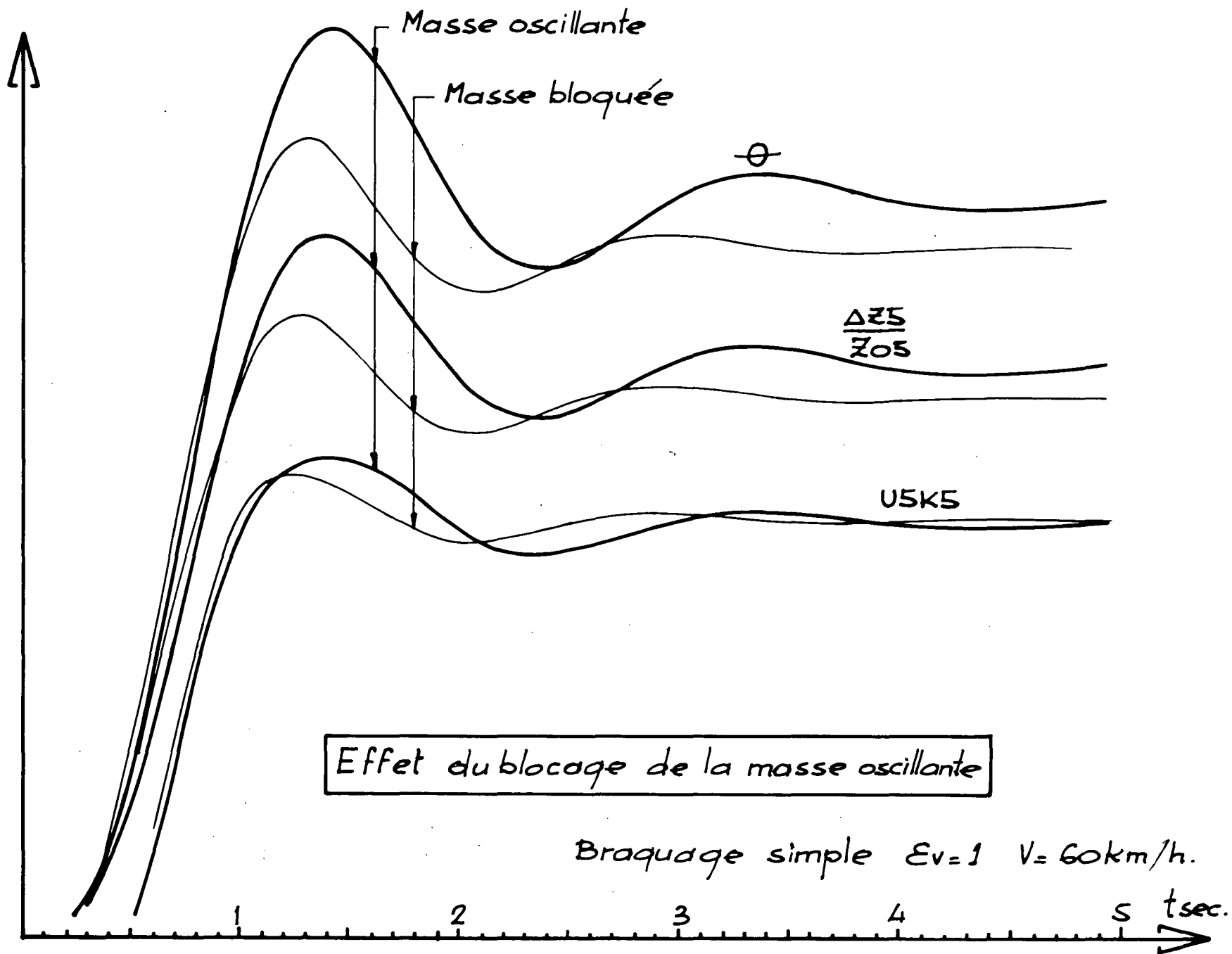
	masse oscillante	masse bloquée	rapport
⊕ 1er maximum	3,5786	3,1488	1,136
t correspondant	1,41	1,29	1,093
⊕ 2ème maximum	3,0100	2,7704	1,086
t correspondant	3,36	2,94	1,143
Δt entre les 2 maxi.	1,95	1,65	1,182
⊖ stabilisé	2,907	2,718	1,070
ΔZ <sub>5</sub> /Z <sub>05</sub> maxi	1,2096	1,0756	1,125
t correspondant	1,38	1,26	1,095
ΔZ <sub>5</sub> /Z <sub>05</sub> stabilisé	0,986	0,9283	1,062
u <sub>5</sub> k <sub>5</sub> maxi	2641,1	2562,5	1,033
t correspondant	1,41	1,23	1,146
u <sub>5</sub> k <sub>5</sub> stabilisé	2367	2301	1,029

Nous constatons donc d'une part, que l'effet dynamique de l'oscillation de la masse est supérieur à l'effet staticodynamique et que ces effets sont destabilisants.

D'autre part, que ces effets affectent dans un ordre décroissant de sensibilité, les grandeurs de sortie :

$$\ominus, \frac{\Delta Z_5}{Z_{05}} \text{ et } u_5 k_5$$

On constate par ailleurs, de façon générale, que le blocage de la masse a pour effet une diminution des pseudo-périodes des modes oscillatoires principaux.



## 9.2.4. Influence de l'amortissement sur les trajectoires

Pour apprécier la tenue de route du véhicule au sens restrictif de ces déplacements latéraux sur la route, nous avons calculé l'évolution en fonction de  $\varepsilon_v$  des coefficients d'amplification dynamique des variables :

$\psi_{21}$  = angle relatif de lacet du tracteur et de la semi-remorque,

$\gamma_{ci}$  = accélération transversale des centres des essieux  $i$ .

Ces coefficients d'amplification sont sensiblement stationnaires dans la zone  $\varepsilon_v$  compris entre 0 et 1 puis après une légère décroissance présentent une augmentation d'autant plus sensible que la vitesse est grande et qui culmine selon les essieux pour  $\varepsilon_v$  compris entre 10 et 30.

Pour  $\varepsilon_v > 30$ , les C.A.D. de  $\psi_{21}$  et  $\gamma_{ci}$  décroissent pour prendre un niveau sensiblement identique à celui obtenu pour  $\varepsilon_v$  faible.

## 9.2.5. Quelques résultats numériques et graphiques

### 9.2.5.1. Calculs effectués

Nous avons calculé la réponse du système pour :

- . 40 valeurs du taux d'amortissement  $\varepsilon_v$  en suite géométrique, de  $3,16 \cdot 10^{-2}$  à 316, avec un pas égal à  $10^{\sqrt{10 \# 1,258}}$ .
- . 4 lois de braquage : 1 braquage simple et 3 braquages alternés de pseudo-période  $t_0$  : 0,5 - 1 et 2 secondes)
- . 3 vitesses  $V$  du véhicule (20, 60 et 100 km/h).

ainsi que quelques autres cas pour améliorer la compréhension des phénomènes :

- . à  $V = 40$  km/h, pour le braquage simple, pour les 40 valeurs de  $\varepsilon_v$ ,
- . à  $V = 60$  km/h,  $\varepsilon_v = 1$ , braquage simple, masse oscillante bloquée,
- . à  $V = 60$  km/h,  $\varepsilon_v = 1$ , braquage alterné avec  $t_0 = 3,2$  et  $t_0 = 5$  secondes,
- . à  $V = 60$ ,  $\varepsilon_v = 1$ , braquage simple, rigidité de dérivées de pneumatiques multipliée par 100. Soit 524 réponses du système dans 524 définitions.

Pour chaque réponse, nous avons calculé les valeurs des :

- . 19 variables du système  $x(t)$
- . 10 dérivées premières des  $x(t)$  dont les dérivées secondes apparaissent dans les équations.
- . 17 grandeurs de sortie  $s(t)$  qui sont les

$$\psi_{21}, \Theta, \frac{\Delta Z_i}{Z_{0i}}, \gamma_{ci}, \frac{u_i k_i}{Z_{0i}}$$

Soit, pour chaque réponse, 48 variables

Pour chaque réponse, le comportement dans le temps (en général de 0 à 5 secondes, mais des tests ont été conduits jusqu'à 20 secondes) a été étudié avec un pas de temps de 0,01 seconde.

Soit donc, pour chaque variable de système, dans chaque définition 500 valeurs.

Nous avons donc calculé  $524 \times 48 \times 500 = 12,5$  millions de valeurs numériques (de 7 chiffres en moyenne).

Il est évidemment impossible de les donner dans un rapport sous forme numérique ni sous forme graphique (Il faudrait 25000 courbes  $x(t)$  et  $s(t)$ ).

### 9.2.5.2. Quelques résultats graphiques

Aussi avons nous extrait de chaque courbe (de 500 points) une valeur (qui est la valeur mini ou la valeur maxi) et nous nous sommes ramenés aux courbes des coefficients d'amplification dynamique (C.A.D.) fonction du taux d'amortissement  $\varepsilon_v$ .

Ces courbes extraient l'essentiel des informations. Cependant, pour faciliter la compréhension, il nous a semblé nécessaire de tracer quelques courbes  $s(t)$  dans quelques cas, à titre d'illustration. Nous avons représenté, en fonction du temps (de 0 à 3 secondes) :

– pour  $\varepsilon_v = 1$  (caractères gras) et  $\varepsilon_v = 25$  (maigre) les variations des  $\Delta Z_i / Z_{0i}$

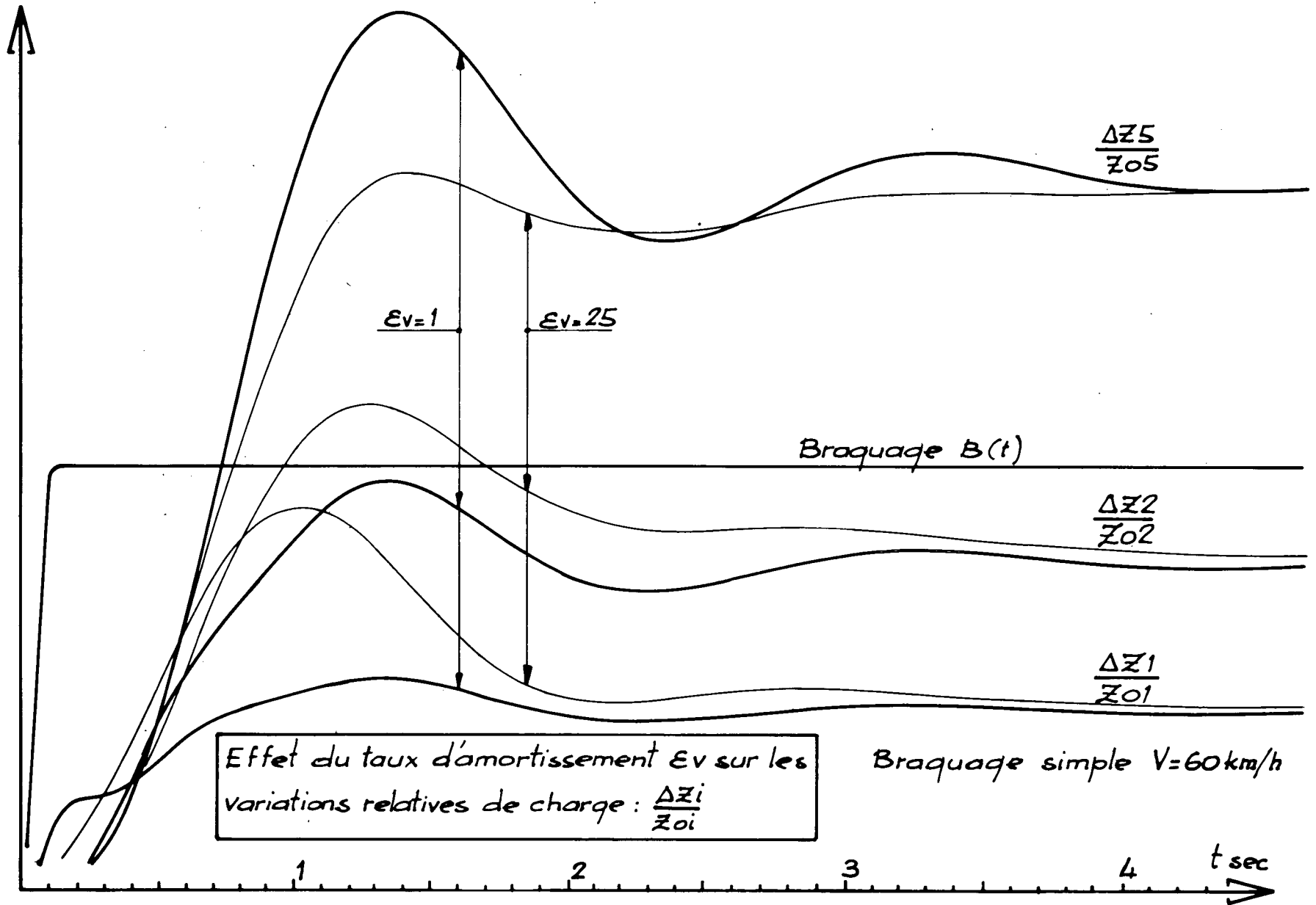
les variations des  $\gamma_{ci}$  et  $\Theta$

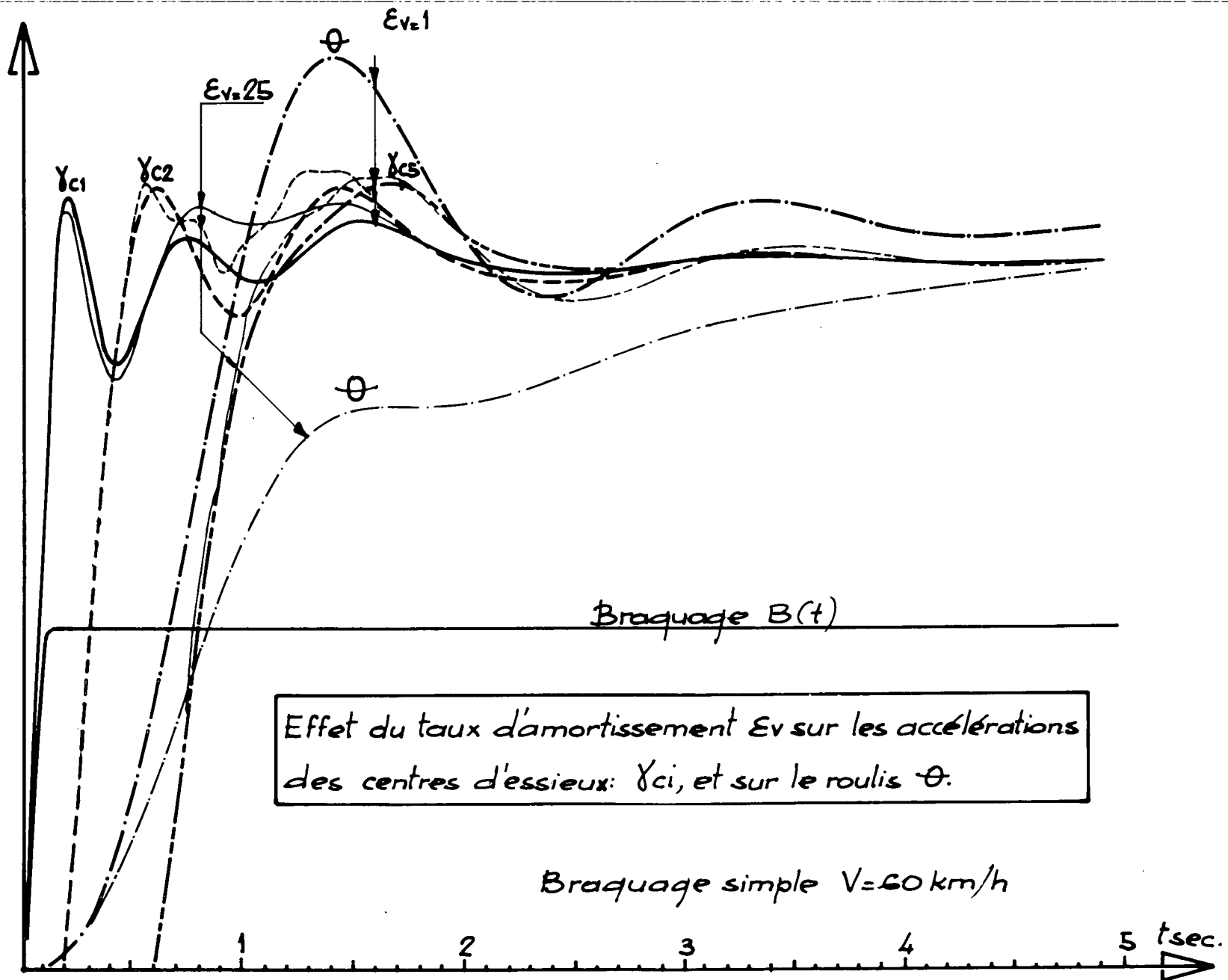
les variations des  $u_i k_i$

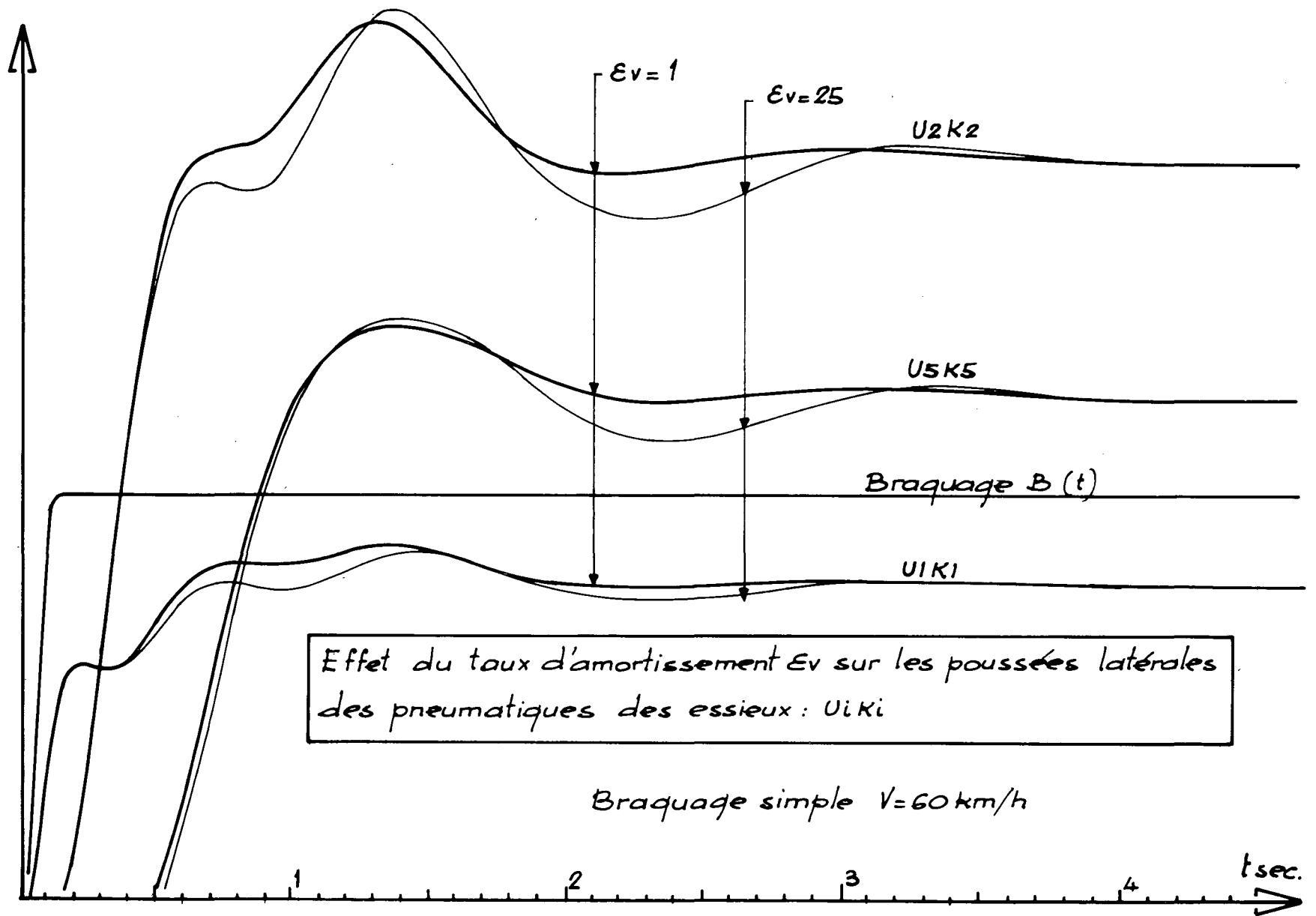
– pour  $\varepsilon_v = 1$ ,  $V = 60$  km/h braquage simple

les variations comparées de  $\Theta, \frac{\Delta Z_5}{Z_{05}}, u_5 k_5$

masse oscillante et masse bloquée.







### 9.2.5.3. Quelques résultats numériques

Nous donnons dans les pages précédentes à titre d'illustration, les valeurs maximales et les valeurs stabilisées des variables dans le cas du braquage simple à 60 km/h, pour deux valeurs du taux d'amortissement  $\varepsilon_v = 1$  et  $\varepsilon_v = 25$ .

Ainsi qu'il apparaît dans le tableau sur la ligne B, les comparaisons sont faites à entrée constante (c'est-à-dire à braquage constant).

On obtiendrait pour  $\varepsilon_v = 25$ , le décollement d'une roue en divisant l'entrée (et par suite toutes les variables) par la valeur maximum sur  $i$  et sur  $t$  de la sortie  $\Delta Z_i/Z_{oi}$  calculée pour  $\varepsilon_v = 25$  et  $B_0 = 1,938$  degré soit 0,817.

Ainsi, en passant de  $\varepsilon_v = 1$  à  $\varepsilon_v = 25$  la stabilité au renversement est améliorée de 22 % ; l'accélération transversale en régime établi que peut supporter le véhicule, sans décoller une roue dans la phase transitoire, passe de 0,234 g à 0,286 g.

D'autre part, nous observons que toutes les variables\* ont, à  $V = 60$  km/h et  $\varepsilon_v = 1$ , leur maximum entre  $t = 1,05$  et  $t = 1,68$  secondes. La plupart des variables ont leur maximum entre  $t = 1,35$  et  $t = 1,44$  secondes ce qui montre :

- le fort couplage des variables,
- la prépondérance du mode oscillatoire principal à basse fréquence.

\* Sauf  $\gamma c_1$ , qui, en plus d'un maximum relatif à  $t = 1,56$  secondes, a un pic un peu plus important à  $t = 0,21$  secondes

Variable	Unité	Valeur stabilisée	Valeur maximum $\varepsilon_v = 1$	C.A.D. $\varepsilon_v = 1$	Valeur maximum $\varepsilon_v = 25$	C.A.D. $\varepsilon_v = 25$	$\frac{(C.A.D.)\varepsilon_v = 1}{(C.A.D.)\varepsilon_v = 25}$
B	°	1,938	1,938	1,00	1,938	1,00	1,00
$\Delta$	°	-0,02317	-0,02548	1,10	-0,02432	1,05	1,05
$\theta$	°	2,4033	2,9585	1,23	2,403	1,00	1,23
A <sub>1</sub>	°	-0,2243	-0,4681	2,09	-0,426	1,88	1,11
A <sub>2</sub>	°	+0,0881	-0,4160	4,72	-0,246	2,76	1,71
$\psi'_1$	°/sec	6,943	8,498	1,22	8,764	1,26	0,97
$\psi'_2$	°/sec	6,943	8,087	1,16	8,429	1,21	0,96
f	°	-13,38	-16,80	1,25	-16,17	1,21	1,04
F	°	-15,79	-19,75	1,25	-17,94	1,14	1,10
Y <sub>s</sub>	daN	-2481	-3044	1,23	2982	1,20	1,02
L <sub>s</sub>	m. daN	369,3	6635	1,72	2492	6,70	0,26
u <sub>1</sub>	cm	-4,114	-4,551	1,11	-4,631	1,13	0,98
u <sub>2</sub>	cm	-3,583	-4,311	1,20	-4,254	1,19	1,01
u <sub>3</sub>	cm	-1,864	-2,580	1,38	-2,388	1,28	1,08
u <sub>4</sub>	cm	-3,369	-4,108	1,22	-3,90	1,18	1,03
u <sub>5</sub>	cm	-4,874	-5,638	1,16	-5,559	1,14	1,01
$\varphi_1$	°	0,3709	0,4306	1,16	0,7669	2,07	0,56
$\varphi_2$	°	0,9079	1,118	1,23	1,327	1,46	0,84
$\varphi_3$	°	1,416	1,759	1,24	1,466	1,04	1,19
$\varphi_4$	°	1,465	1,808	1,23	1,492	1,02	1,21
$\varphi_5$	°	1,514	1,856	1,23	1,519	1,00	1,22
$\Delta Z_1/Z_{01}$	SD	0,2125	0,2467	1,16	0,4394	2,07	0,56
$\Delta Z_2/Z_{02}$	SD	0,3803	0,4683	1,23	0,5558	1,46	0,84
$\Delta Z_3/Z_{03}$	SD	0,7622	0,9465	1,24	0,7892	1,04	1,20
$\Delta Z_4/Z_{04}$	SD	0,7886	0,9732	1,23	0,8033	1,02	1,21
$\Delta Z_5/Z_{05}$	SD	0,8150	1,0000	1,23	0,8174	1,00	1,22
$\delta_{c1}$	m/s <sup>2</sup>	2,292	2,515	1,10	2,502	1,09	1,00
$\delta_{c2}$	m/s <sup>2</sup>	2,292	2,533	1,11	2,599	1,13	0,98
$\delta_{c3}$	m/s <sup>2</sup>	2,292	2,523	1,10	2,572	1,12	0,98
$\delta_{c4}$	m/s <sup>2</sup>	2,292	2,535	1,11	2,572	1,12	0,98
$\delta_{c5}$	m/s <sup>2</sup>	2,292	2,549	1,11	2,574	1,12	0,99
u <sub>1</sub> K <sub>1</sub>	daN	-1221	-1352	1,11	-1375	1,13	0,98
u <sub>2</sub> K <sub>2</sub>	daN	-2743	-3307	1,20	-3263	1,19	1,01
u <sub>3</sub> K <sub>3</sub>	daN	-722,6	-1001	1,39	-926,7	1,28	1,08
u <sub>4</sub> K <sub>4</sub>	daN	-1306	-1594	1,22	-1540	1,18	1,03
u <sub>5</sub> K <sub>5</sub>	daN	-1890	-2188	1,16	-2157	1,14	1,01
$\psi_{21}$	°	3,490	3,543	1,02	3,705	1,06	0,96



### 9.3. Principaux résultats de l'exploitation du simulateur

#### 9.3.1. But de l'étude

L'étude se propose :

- d'étudier l'influence de l'amortissement sur la stabilité au renversement et de définir si possible un optimum,
- de définir l'amortissement optimal pour la tenue de cap du véhicule et de vérifier s'il est compatible avec l'amortissement ci-dessus,
- d'évaluer l'influence en dynamique du ballant liquide.

#### 9.3.2. Réponses

L'étude permet de répondre dans la limite de ses hypothèses restrictives et pour les valeurs des paramètres étudiés.

1. Il est très possible d'améliorer la stabilité ou renversement par une augmentation du taux d'amortissement de suspension. L'amélioration est sensible à partir de  $\varepsilon_v = 1$  (et ce, d'autant plus que la vitesse est grande). L'optimum est atteint pour une valeur d'autant plus grande que la vitesse est élevée, et qui se situe, pour 60 km/h, à environ  $\varepsilon_v = 30$ . Au-dessus de  $\varepsilon_v = 30$ , la stabilité se détériore (d'autant plus que la vitesse est plus faible) mais reste cependant supérieure à ce qu'elle était pour  $\varepsilon_v$  de l'ordre de 1.
2. Il est plus délicat de définir un amortissement optimal pour la tenue de cap du véhicule. A basse vitesse, la tenue de cap est quasi-indifférente à l'amortissement. A vitesse moyenne et élevée, la tenue de cap s'améliore doucement jusque vers une valeur de  $\varepsilon_v$  dépendant de façon importante de la vitesse  $V$  et de la pseudo-période de braquage  $t_0$ . Au-dessus de cette valeur optimale (dépendant de  $V$  et de  $t_0$ ) la tenue de cap se dégrade assez notablement pour rediminuer légèrement pour les très grandes valeurs de  $\varepsilon_v$ . On peut néanmoins considérer que la valeur  $\varepsilon_v = 3$  donne dans la plupart des cas de vitesse et de braquage ( $V$  et  $t_0$ ) une amélioration de la tenue de cap du véhicule. C'est la valeur fixe (indépendante de  $V$  et  $t_0$ ) qui donne le meilleur compromis de tenue de cap pour les différents paramètres  $V$  et  $t_0$ .
3. Pour le phénomène 1, la qualité du comportement en fonction de  $\varepsilon_v$  est monotone jusqu'à  $\varepsilon_v \# 30$  ; pour le phénomène 2, de même jusqu'à  $\varepsilon_v$  optimal  $\# 3$ .

Supposons que le taux d'amortissement usuel est actuellement voisin de 1. Pour chaque choix possible de  $\varepsilon_v$  comparons le comportement pour  $\varepsilon_v \# 1$ .

**Zone 1 :** Choisir un  $\varepsilon_v$  inférieur à 1, c'est à la fois détériorer la stabilité au renversement et la tenue de cap, surtout aux faibles vitesses [ceci vient du fait que les courbes  $CAD = f(\varepsilon)$  restent plates plus longtemps (à partir de  $\varepsilon_v = 0$ ) quand la vitesse augmente].

**Zone 2 :** Choisir un  $\varepsilon_v$  compris entre 1 et 3, c'est à la fois améliorer la stabilité au renversement et la tenue de cap.

**Zone 3 :** Choisir un  $\varepsilon_v$  compris entre 3 et 30, c'est améliorer beaucoup la stabilité au renversement et avoir une tenue de cap voisine de celle où  $\varepsilon_v = 1$ . (les différences sont faibles, leur signe et leur valeur arithmétique dépendent de  $\varepsilon_v$ , de  $V$ , de  $t_0$ ).

**Zone 4 :** Choisir un  $\varepsilon_v$  supérieur à 30, c'est améliorer la stabilité au renversement et détériorer légèrement la tenue de cap.

Il semble que l'on ait intérêt à choisir un  $\varepsilon_v$  dans la zone 2 ou la zone 3.

Remarquons que les conceptions actuelles qui laissent subsister un très fort amortissement solide dans le fonctionnement de la suspension concourent à donner la priorité au contrôle des transferts de charges dynamiques. Ceci justifierait la persistance des ressorts à lames comme moyen de suspension préférentiel des véhicules de transport autres que les véhicules de transport de personnes.

#### 9.3.3. Discussion

Rappelons le cadre de l'étude sur deux points.

##### 9.3.3.1. Paramètres non pris en compte

Plusieurs paramètres ont eu des valeurs fixes durant l'étude, d'autres ont pris plusieurs valeurs, en nombre variable. Pour ces derniers, le système a montré des sensibilités diverses. Ainsi si l'on peut dire que l'on a cerné l'influence de l'amortissement  $\varepsilon_v$  et de la vitesse  $V$ , l'étude de l'influence de la pseudo-période  $t_0$  demande à être complétée par un balayage en  $t_0$ , et les études de l'influence des paramètres suivants demandent à être abordées :

- centrage des masses,
- propriétés des pneumatiques,
- géométries de suspension,
- contrôle des mouvements de masse oscillante.

##### 9.3.3.2. Phénomènes non pris en compte

L'étude se limitait au comportement du véhicule sur sol plan. Dans ces conditions, l'influence de l'amortissement a été déterminée. Cependant, pour un sol non plan, le contrôle de l'adhérence moyenne des roues n'est pas indifférent au taux d'amortissement, et ce phénomène très important pour le comportement du véhicule n'a pas été abordé pour l'optimisation de  $\varepsilon_v$ .

L'étude des accélérations de la masse suspendue pour un système de suspension à 2 étages soumis au niveau inférieur à des sollicitations alternatives montre que ces accélérations peuvent être minimisées dans la zone de

fréquence propre d'oscillation de la masse suspendue par un réglage adapté des amortisseurs assurant une viscosité sensiblement égale à :

$$R = \sqrt{\frac{M k_z}{2 K_z} (2 k_z + K_z)}$$

c'est-à-dire à un taux d'amortissement vertical de la masse suspendue

$$\varepsilon_{v, opt.} = \frac{1}{2\sqrt{2}} \sqrt{1 + 2 \frac{k_z}{K_z}}$$

où  $k_z$  = raideur verticale de la suspension.

$K_z$  = raideur verticale des pneumatiques.

$M$  = masse suspendue du 2ème étage.

Pour le véhicule semi-remorque, caractérisé par son rapport des raideurs  $\frac{k_z}{K_z}$ , très différent de celui des automobiles, on calcule :

$$\varepsilon_{v, opt} = 0,75$$

On peut donc penser avant étude complète, que l'introduction du niveau moyen d'adhérence comme grandeur influant sur le comportement tendrait à diminuer la valeur de  $\varepsilon_{v, opt}$ .

#### 9.4. Conclusions

L'étude, dans ses hypothèses restrictives, montre que si les optima ne coïncident pas, il est cependant possible d'améliorer simultanément la stabilité au renversement et la tenue de cap des véhicules semi-remorques, par une augmentation du taux d'amortissement :  $\varepsilon_v \# 5$  semble souhaitable.

Cette conclusion est limitée aux hypothèses d'études, sur deux points particuliers :

- la fixité de nombreux paramètres très importants (centrage des masses, propriétés des pneumatiques et des suspensions, contrôle des mouvements de masse oscillante) alors que le problème global de la stabilité au renversement et de la tenue de cap devrait être traité comme une optimisation dépendante ;
- l'hypothèse de sol plan fait que cette étude ne s'intéresse pas à l'adhérence du véhicule au sol, qui est une partie du problème, et qui pourrait remettre en cause les conclusions précédentes.

Des progrès complémentaires peuvent être obtenus de deux façons :

- 1) en utilisant des amortissements différents pour le roulis et pour la tenue de cap ainsi que cela était indiqué dans la bibliographie.

Ceci nécessite l'implantation d'amortisseurs de roulis inter-connectés et peut poser des problèmes de disponibilité des volumes nécessaires.

De toute façon, il est recommandé d'implanter les amortisseurs de façon à obtenir les bras de levier les plus importants pour que leur contribution en roulis soit maximale.

- 2) En optimisant le comportement dynamique du poids lourd en jouant sur les autres paramètres (centrage des masses, pneumatiques, suspension, masses oscillantes, etc...). Pour cela, le simulateur apparaît comme un outil nécessaire car il n'est pas possible en cours d'essai de jouer aisément sur ces paramètres.

L'influence défavorable du ballant liquide n'apparaît pas comme primordiale. En effet, les amplitudes dynamiques, ne sont pas très différentes en fret oscillant et fret bloqué. L'influence de l'amortissement et de la vitesse est nettement plus importante.

## 10. CALCUL DU COUT ACTUALISE POUR LA COLLECTIVITE PAR VEHICULE DES ACCIDENTS IMPLIQUANT DES CAMIONS, DES SEMI-REMORQUES ET DES AUTOCARS

par Monsieur Claude FILOU  
Chargé d'Etude au Centre d'Evaluation

En 1974, on a dénombré en France 251 378 accidents corporels de la circulation à la suite desquels 13 327 individus ont été tués et 344 320 blessés (1).

Les accidents corporels dans lesquels un poids lourd, un semi-remorque ou un autocar était impliqué sont au nombre de 19 786 (soit 8 %). Au cours de ces accidents 2 691 individus (soit 20 %) ont trouvé la mort et 26 040 individus (soit 8 %) ont été blessés.

Les coûts actuels, pour la collectivité des tués, des blessés et des dégâts matériels dans les accidents corporels étant respectivement de 380 000 F, de 17 000 F et de 3 200 F (2), le coût global en 1974 des accidents corporels dans lesquels est impliqué un poids lourd, un semi-remorque ou un autocar s'élève à :  $1,53 \cdot 10^9$  F, soit pour un parc de 690 000 véhicules (3), un coût pour la collectivité des accidents corporels impliquant des poids lourds rapporté au parc des poids lourds en circulation en 1974 égal à :

2 220 F

Les accidents corporels représentent environ 6 % de l'ensemble des accidents au cours desquels un poids lourd est impliqué (4), il est possible d'estimer à 330 000 le nombre d'accidents matériels survenus en 1974 et mettant en cause un camion, un tracteur routier ou un autocar.

Pour un coût unitaire moyen de 1 090 F par accident (4), le coût global des accidents matériels impliquant un poids lourd s'élève en 1974 à :  $360 \cdot 10^6$  F, soit un coût des accidents matériels impliquant des camions, des tracteurs routiers ou des autocars rapporté au parc des poids lourds en circulation en 1974 égal à :

520 F

En conséquence, le coût total pour la collectivité, par véhicule, des accidents impliquant des poids lourds peut être estimé à :

2 740 F

Cette estimation est sous-évaluée car les coûts matériels des accidents corporels et matériels sont des coûts moyens calculés pour l'ensemble des accidents et il est évident que les dégâts matériels occasionnés par les poids lourds sont les plus onéreux.

On suppose que le coût moyen reste constant pendant les dix années de la vie moyenne du véhicule.

En prenant un taux d'actualisation égal à 10 %, le coût moyen actualisé des accidents dans lesquels un poids lourd est impliqué peut être estimé à  $2 740 \times 6,37$ , soit :

17 450 F

c'est l'investissement de sécurité maximal par véhicule. Il se justifie si en contrepartie on supprime la totalité des accidents dans lesquels sont impliqués des camions, des semi-remorques et des autocars.

On en déduit qu'une mesure potentielle pour améliorer la sécurité des poids lourds, dont l'efficacité présumée est de x % sur les accidents, est justifiée si elle implique un coût actualisé par véhicule inférieur à  $175 \times F$ .

(1) source SETRA brochure 1974 «Accidents corporels de la circulation routière».

(2) modification apportée à la circulaire du 20/1/70 actualisant ces valeurs à mi - 1974.

(3) source Chambre Syndicale des Constructeurs d'Automobiles.

(4) source GTA recueil des données statistiques sur l'assurance automobile.

## 11. CONCLUSIONS GENERALES

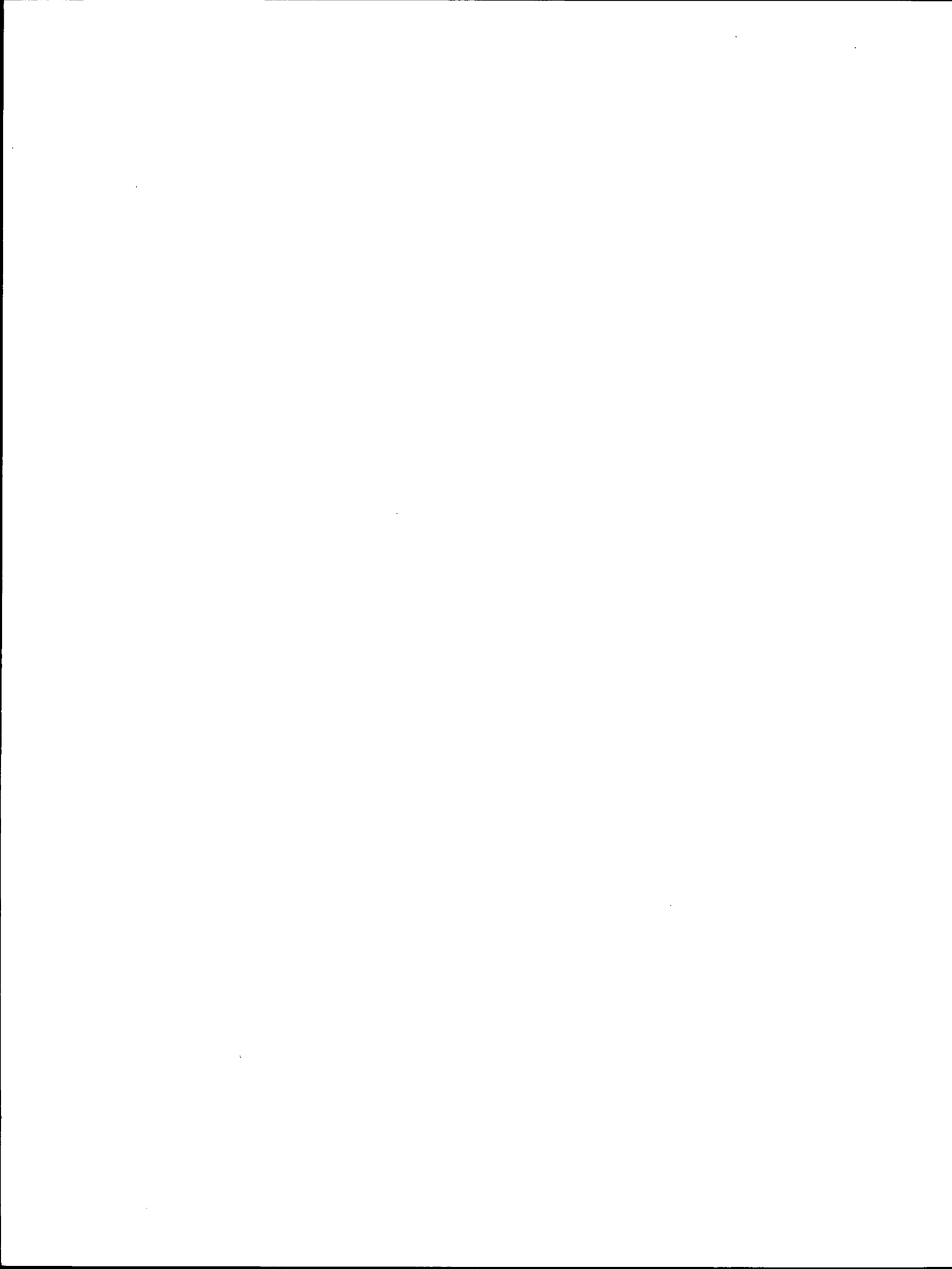
Cette étude a montré l'importance du problème du renversement des poids lourds et décrit les circonstances dans lesquelles il se produit.

Des solutions touchant à la conception du véhicule en statico-dynamique ont été exposées ainsi que l'étude du phénomène en dynamique avec la mise au point d'un modèle permettant de réaliser une optimisation des

paramètres de conception. Au point actuel des études la réalisation d'un prototype de véhicule articulé de sécurité apparaît nécessaire ; il devrait être réalisé dans le cadre des actions thématiques programmées de sécurité.

La disparition prochaine du blocage que constitue la faible résistance au renversement des poids lourds devrait permettre des progrès complémentaires dans un futur proche sur la tenue de route, le freinage, le confort de ces véhicules.

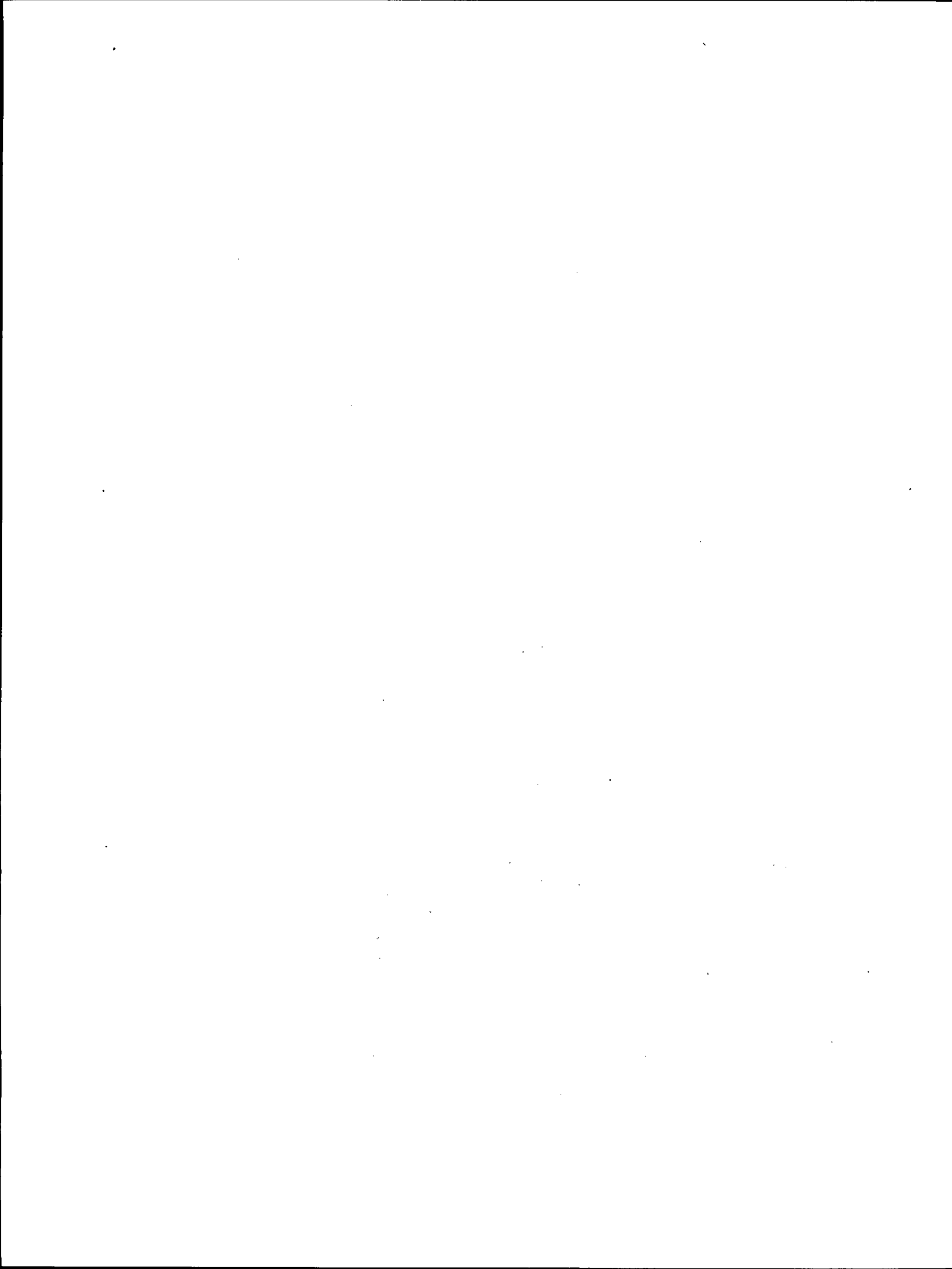
**ANNEXES**



## ANNEXE 1

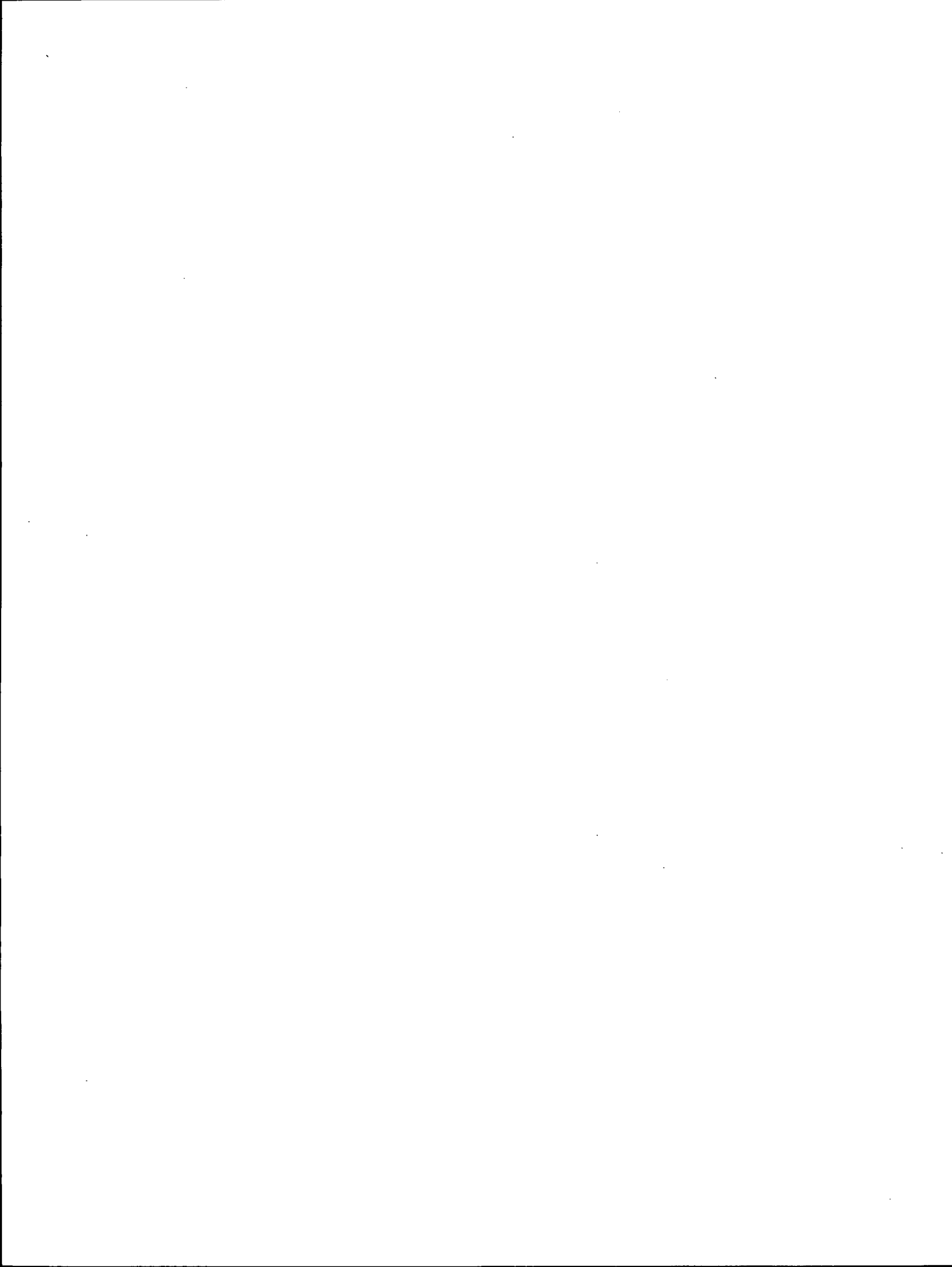
### LISTE BIBLIOGRAPHIQUE

1. Etude de Fruehauf trailer company  
Essais de lests liquides aux USA  
Influence des brise-flots  
Octobre 1962
2. Articulated vehicle roll : effect of inverting the coupling  
K.E. Holmes - TRRL raport LR 464
3. Stabilité transversale d'un attelage (tracteur + remorque)  
VZJA TYSHEV  
Automobil'naja premyshlennost' 1964 n° 12
4. L'amortissement des oscillations transversales des remorques pour véhicules industriels  
par Frederick Jindra  
Revue VDI-Z 107 (1965) n° 27 Sept.
5. Processus des mouvements d'un tracteur semi-remorque attelé dans un virage  
Dr Ing W. G6rge ATZ n° 12 1965
6. Sur la stabilité des camions  
Dr Ing Karl. Erz ATZ 66/10
7. The ride and handling of semi-trailor articulated vehicles  
Prof. J.R. Ellis  
Mechanical engineers 18.396 1967
8. Roll over can be caused by going too slowly  
Commercial motor. Janvier 1969
9. Essais de stabilité effectués aux Etats Unis par Fruehauf Trailer. Détroit 1970  
Texte fourni par la Chambre Syndicale Nationale des Constructeurs de remorques et semi-remorques
10. Les dynamiques de direction du véhicule tracteur semi-remorque commercial pendant le freinage  
Philip M. Lencht  
University of Michigan - SAE 70 0371
11. Inclinaisons et limite de basculement du véhicule semi-remorque  
Dr Ing W. G6rge ATZ Décembre 1971
12. The dynamic performance of articulated highway vehicles  
A review of the state of the art  
Howard Dugoff and R W Murphy  
Automotive engineering congress  
Detroit Michigan Janvier 1971.
13. Simulation of tractor semi-trailer handling  
AI Krauter et RN Wilson  
SAE 72 0922
14. Etude faite par l'Institut Technique des Transports de l'Ecole Supérieure Technique Chalmers en collaboration avec la Société Volvo  
Ollé Nordst6m, Georg Magnusson et Lennart Stranberg  
Rapport n° 9 1972
15. Tractor semi-trailer handling  
A dynamic tractor suspension model  
Ronald I Vincent and Allon I Krauter  
SAE 73 0653
16. Roulis, oscillations des charges des roues et limite de basculement des semi-remorques soumises à des forces transversales variables dans le temps.  
Prof. Dr Ing. Fritz Gauss et Dr Ing. Iserman  
Association des ingénieurs d'Allemagne  
fascicule 232 1973
17. Critères à poser pour le relèvement d'un virage à rayon constant  
Dr Ing. H.B. Facejka  
Ecole technique supérieure de Delft  
Extrait de «Wegen» (Les routes n° 8 Août 1974)
18. Roulis et renversement des véhicules semi-remorques  
Dr Ing. Fritz Gauss et Dr Ing. Horst Iserman  
ATZ n° 76 1974
19. Importance du roulis sur la sécurité primaire  
Moyens étudiés afin d'en réduire les effets nuisibles  
Alberto Morelli  
Congrès FISITA 1974
20. A digital computer method for the prediction of the directional response of trucks and tractor-trailers  
James E. Bernard  
Highway safety research institute - the University of Michigan  
SAE 74 0138
21. Road behnaviour of semi-trailer under steady state conditions  
A. Slibar et H Troger  
ATZ 1974 vol 74 n° 8
22. Stabilité transversale des véhicules industriels  
Bernard Guérin  
Conférence SIA Février 1975





**ANNEXE 2**  
**MODELE STATICO-DYNAMIQUE**



## ANNEXE 2.1

## DONNEES NUMERIQUES DE BASE

(Configurations 1 et 1 bis)

## I. DONNES RELATIVES AU VEHICULE

N°	Code	Symb. Math.	Unité	Valeur	Désignation
1	$r_1$		m	0,502	Rayon roue AV du tracteur
2	$r_2$		m	0,502	d°, AR tracteur
3	$r_3$		m	0,486	d°, remorque
4	$V_{E1}$		m	2,022	Voie AV tracteur
5	$V_{E2}$		m	1,874	Voie AR tracteur
6	$V_{E3}$		m	1,845	Voie remorque
7	$M_{E1}$		t	0,300	Masse essieu AV du tracteur
8	$M_{E2}$		t	0,630	Masse essieu AR du tracteur
9	$M_{E3}$		t	1,100	Masse essieu de la remorque
10	$F_{P1}$		$\frac{mm}{KdaN}$	13,700	Flexibilité V d'un pneu AV du tracteur
11	$F_{P2}$		$\frac{mm}{KdaN}$	6,725	Flexibilité V d'un pneu de la remorque
12	$F_{P3}$		$\frac{mm}{KdaN}$	2,630	Flexibilité V d'un pneu de la remorque
13	$l_T$		m	3,260	Longueur tracteur (empattement)
14	$l_R$		m	7,540	Longueur remorque (de la sellette de l'essieu)
15	$x_{sell}$		m	0,280	Avancement de la sellette par rapport à l'essieu AR du tracteur
16	$x_{GT}$		m	1,962	Avancement du CDG tracteur par rapport à la sellette
17	$x_{GR}$	X	m	4,750	Recul du CDG remorque par rapport à la sellette
18				—	INUTILISE
19	$z_{sell}$		m	1,250	Hauteur sellette par rapport au sol
20	$z_{GT}$		m	0,943	Hauteur du CDG tracteur/sol
21	$z_{GR}$	X	m	2,165	Hauteur du CDG remorque/sol

N°	Code	Symb. Math.	Unité	Valeur	Désignation
22	$z_{CP}$		m	2,165	Hauteur du centre de poussée aérodynamique de la remorque/sol
23	$z_{R1}$		m	0,502	Hauteur du centre de roulis 1/sol
24	$z_{R2}$		m	0,692	Hauteur du centre de roulis 2/sol
25	$z_{R3}$		m	0,611	Hauteur du centre de roulis 3/sol
26	$R_{AR1}$	Conf.1 " 1 bis	$\frac{daN.m}{degré}$	82,75 0	Rigidité anti roulis complémentaire de l'essieu AV tracteur
27	$R_{AR2}$	Conf.1 " 1 bis	$\frac{daN.m}{degré}$	710 0	$d^0$ , essieu AR tracteur
28	$R_{AR3}$	Conf.1 " 1 bis	$\frac{daN.m}{degré}$	2300 0	$d^0$ , essieu remorque
29	$E_{R1}$		m	0,876	Ecartement des 2 ressorts AV tracteur
30	$E_{R2}$		m	1,030	Ecartement des 2 ressorts AR tracteur
31	$E_{R3}$		m	0,890	Ecartement des 2 ressorts remorque
32	$F_{R1}$		$\frac{mm}{KdaN}$	0,500	Flexibilité d'un ressort AV tracteur
33	$F_{R2}$		$\frac{mm}{KdaN}$	6,505	Flexibilité d'un ressort AR tracteur
34	$F_{R3}$		$\frac{mm}{KdaN}$	1,500	Flexibilité d'un ressort remorque
35	$M_T$		t	5,570	Masse caisse tracteur
36	$M_R$		t	28,400	Masse caisse remorque
37	$R_{GT}$		m	1,000	Rayon de giration en lacet de la caisse tracteur
38	$R_{GR}$		m	3,500	Rayon de giration en lacet de la caisse remorque
39	$R_{G1}$		m	0,86	Rayon de giration en lacet, essieu 1
40	$R_{G2}$		m	0,65	Rayon de giration en lacet, essieu 2
41	$R_{G3}$		m	0,85	Rayon de giration en lacet, essieu 3

## ANNEXE 2-2

### MODELE STATICO-DYNAMIQUE

#### 2.2.1. Détermination des efforts de freinage à retenir

Soit  $Z_1, Z_2, Z_3$  (plus vers le haut) les réactions normales du sol sur les trois essieux 1, 2 et 3.

Déterminons les efforts de freinage  $X_i$  pour que le blocage ait lieu sur simultanément les trois essieux pour une décélération de 0,6 g et un taux de freinage au blocage (TF = 0,6 sur un sol de 0,6 de coefficient de frottement).

Les efforts de freinage sont :

$$X_i = \text{TBF } Z_i \text{ (plus vers l'AR)}$$

Le véhicule roulant en ligne droite écrivons l'équilibre en tangage de la remorque autour de la sellette

$$(1) \begin{cases} g \cdot M_{E3} \cdot L_R + g \cdot M_R \cdot x_{GR} + g \cdot \text{TBF} \cdot M_R \cdot (z_{\text{sell}} - z_{GR}) \\ + g \cdot \text{TBF} \cdot M_{E3} \cdot (z_{\text{sell}} - r_3) = L_R \cdot Z_3 + z_{\text{sell}} \cdot \text{TBF} \cdot Z_3 \end{cases}$$

d'où  $Z_3$  et  $X_3 = \text{TBF } Z_3$

Calculons les réactions de la remorque sur la sellette  $X_0$  et  $Z_0$

$$(2) \begin{cases} Z_0 = -g \cdot M_R - g \cdot M_{E3} + Z_3 \\ X_0 = -M_R \cdot g \cdot \text{TBF} - M_{E3} \cdot g \cdot \text{TBF} + X_3 \end{cases}$$

avec  $X_0 = \text{TBF } Z_0$

Ecrivons l'équilibre en tangage autour du point de contact des roues AV.

$$(3) \begin{cases} M_{E1} \cdot g \cdot \text{TBF} \cdot r_1 + M_{E2} \cdot g \cdot \text{TBF} \cdot r_2 + M_T \cdot g \cdot \text{TBF} \cdot z_{GT} \\ - X_0 \cdot z_{\text{sell}} + Z_2 \cdot l_T - M_{E2} \cdot g \cdot l_T \\ - M_T \cdot g \cdot (l_T - x_{\text{sell}} - x_{GT}) + Z_0 \cdot (l_T - x_{\text{sell}}) = 0 \end{cases}$$

d'où  $Z_2$  et  $X_2 = \text{TBF } Z_2$

Calculons  $Z_1$  et  $X_1$

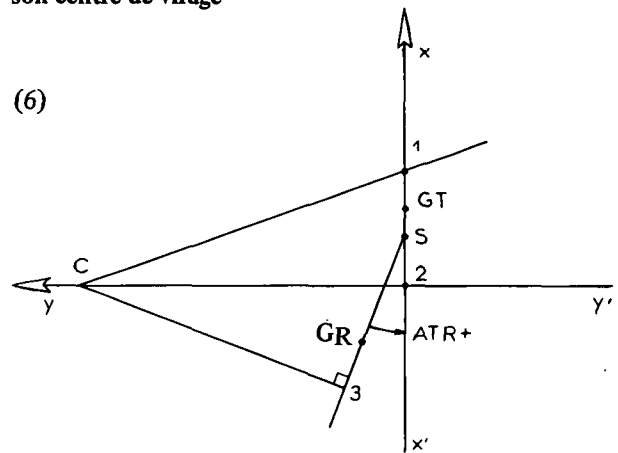
$$(4) \begin{cases} Z_1 = g(M_{E1} + M_{E2} + M_{E3} + M_T + M_R) - Z_2 - Z_3 \\ X_1 = \text{TBF } Z_1 \end{cases}$$

Les efforts de freinage dans le cas où le taux de freinage est différent se calculent par

$$(5) X_i \text{ nouveau} = X_i \text{ précédent} \cdot \frac{\text{TGF}}{\text{TBF}} \quad (i = 1 \text{ à } 3)$$

#### 2.2.2. Equilibre du véhicule dans le plan pseudo-horizontale

##### 2.2.2.1. Calcul de la décélération du véhicule autour de son centre de virage



1 : Centre de l'essieu AV du tracteur, projeté sur le sol  
2 : Centre de l'essieu AR du tracteur, projeté sur le sol

Les inerties de lacet autour du point C et les divers rayons de virage sont calculés ainsi que le moment retardateur de la pesanteur ( $M_{\text{pes}}$ ) quand le sol n'est pas plan.

Les forces de freinage étant connues le moment retardateur a pour expression

$$M_{FR} = \sum X_i \cdot C_i$$

avec  $C_i$  rayon de virage de l'essieu  $i$ .

Le moment retardateur incluant l'obliquité de la pesanteur et la poussée du vent a pour expression

$$M_{RET} = M_{FR} + M_{\text{pes}} + P_V (l_R - x_{GR})$$

La décélération angulaire du véhicule autour du son axe pseudo-vertical de virage est :

$$\frac{d\omega}{dt} = M_{RET} / I_{LC} \text{ (inertie de lacet de l'ensemble par rapport au point C).}$$

### 2.2.2.2. Calcul des forces et couples d'inertie dans le mouvement plan

Les efforts d'inertie se réduisent à :

une force centrifuge au centre de gravité  $mV^2/R = mp^2R$

une force tangentielle  $-m dV/dt = -m R dp/dt$

un couple normal au plan  $i dp/dt$   
(avec  $i$  inertie autour du centre de gravité)

Les cinq parties du véhicule sont soumises à ces efforts. Les couples d'inertie correspondants sont :

$$\text{essieu 1} = C_{I1} = ME_1 \cdot \rho_1^2 \cdot \frac{d\omega}{dt}$$

$$\text{essieu 2} = C_{I2} = ME_2 \cdot \rho_2^2 \cdot \frac{d\omega}{dt}$$

$$\text{essieu 3} = C_{I3} = ME_3 \cdot \rho_3^2 \cdot \frac{d\omega}{dt}$$

$$\text{caisse du tracteur} = C_{ICT} = M_T \cdot \rho_T^2 \cdot \frac{d\omega}{dt}$$

$$\text{caisse de la remorque} = C_{ICR} = M_R \cdot \rho_R^2 \cdot \frac{d\omega}{dt}$$

(8)  $\left\{ \begin{array}{l} \text{Les forces d'inertie centrifuge ont pour composantes} \\ FC_{1x}, FC_{2x}, FC_{3x}, FCT_x, FCR_x \text{ sur l'axe des } x \\ FC_{1y}, FC_{2y}, FC_{3y}, FCT_y, FCR_y \text{ sur l'axe des } y \\ \text{Les forces d'inertie tangentielles ont pour composantes} \\ FT_{1x}, FT_{2x}, FT_{3x}, FTT_x, FTR_x \\ FT_{1y}, FT_{2y}, FT_{3y}, FTT_y, FTR_y \end{array} \right.$

### 2.2.2.3. Calcul de la réaction centripète de l'essieu de la remorque et des forces de liaison au niveau de la sellette

a) équilibre en x

$$X_{3x} + P_{Rx} + PE_{3x} + FCR_x + FC_{3x} + FTR_x + FTE_{3x} + PV_x + FSR_x + RCE_{3x} = 0$$

b) équilibre en y

$$X_{3y} + P_{Ry} + PE_{3y} + FCR_y + FC_{3y} + FTR_y + FTE_{3y} + PV_y + FSR_y + RCE_{3y} = 0$$

c) équilibre des moments par rapport à essieu 3

$$(9) \left\{ \begin{array}{l} l_R \sin \delta \cdot FSR_x + l_R \cos \delta \cdot FSR_y \\ + (l_R - x_{GR}) \cdot \sin \delta \cdot (PR_x + FCR_x + FTR_x + PV_x) \\ + (l_R - x_{GR}) \cdot \cos \delta \cdot (PR_y + FCR_y + FTR_y + PV_y) \\ + C_{I3} + C_{ICR} = 0 \end{array} \right.$$

d) la direction de la réaction centripète de l'essieu 3

$\vec{R}_{CE3}$  est radiale

$$RCE_3 \cdot \cos(-\delta) + RCE_{3y} \sin(-\delta) = 0$$

### 2.2.2.4. Calcul de la réaction centripète des essieux du tracteur

a) direction de  $\vec{R}_{CE2}$  radiale

$$RCE_{2x} = 0$$

b) équilibre en lacet par rapport au point 2

$$(10) \left\{ \begin{array}{l} l_T (RCE_{1y} + PE_{1y} + FC_{1y} + FT_{1y} + X_{1y}) \\ + (x_{sell} + x_{GT}) \cdot (PT_y + FCT_y + FITT_y) \\ + x_{sell} \cdot FST_y + C_{I1} + C_{I2} + C_{ICT} = 0 \end{array} \right.$$

c) équilibre en Y

$$X_{1y} + Y_{2y} + PT_y + PE_{1y} + PE_{2y} + FCT_y + FC_{1y} + FC_{2y} + FTT_y + FT_{1y} + FT_{2y} + FST_y + RCE_{1y} + RCE_{2y} = 0$$

d) direction de  $\vec{R}_{CE1}$  (radiale)

$$RCE_{1x} = -RCE_{1y} \cdot t_g A_1$$

2.2.2.5. Calcul des efforts pseudo-horizontaux appliqués par les essieux sur les caisses

a) équilibre en x (i de 1 à 3)

$$F_{EiCX} = X_{ix} + P_{Eix} + F_{Cix} + F_{Tix} + R_{CEix}$$

b) équilibre en y

$$(11) \quad F_{EiCy} = X_{iy} + P_{Eiy} + F_{Ciy} + F_{Tiy} + R_{CEiy}$$

c) couples

$$C_{EiC} = C_{Ii}$$

2.2.3. Equilibre du véhicule en roulis

Calcul des angles de roulis et du moment transmis par la sellette

Les inconnues que nous voulons déterminer sont :

- $\theta_1$       roulis essieu 1
- $\theta_2$       roulis essieu 2
- $\theta_3$       roulis essieu 3
- $\theta_{TE1}$     roulis caisse tracteur/essieu 1
- (12)  $\theta_{TE2}$     roulis caisse tracteur/essieu 2
- $\theta_{TE3}$     roulis caisse remorque/essieu 3
- $\theta_{TS}$      roulis tracteur/sol
- $\theta_{RS}$      roulis remorque/sol
- $M_{RST}$     moment de roulis sellette/tracteur

Les diverses notations que nous utiliserons sont :

- la rigidité en roulis des pneus de l'essieu 1
 
$$R_{RP1} = \frac{1}{2} (V_{Ei})^2 / F_{pi} \quad (i = 1 \text{ à } 3)$$
- la rigidité en roulis de la suspension mécanique de l'essieu i
 
$$R_{RSM} = \frac{1}{2} (E_{Ri})^2 / F_{Ri} + R_{ARi} \quad (i = 1 \text{ à } 3)$$
- centre de roulis caisse/essieu i  $C_{Ri}$
- angle de tangage de l'axe de dévers de la caisse du tracteur
 
$$\varphi_{DT} = \text{arc tg} [(z_{R1} - z_{R2}) / L_T]$$
- angle de tangage de l'axe de dévers de la caisse de la remorque

$$\varphi_{DT} = \text{arc tg} [(z_{sell} - z_{R3}) / L_R]$$

- distance du centre de gravité caisse-tracteur au-dessus de son axe de dévers

$$D_{CTD} = [z_{GT} - z_{R2} - (x_{sell} + x_{GT}) \cdot \text{tg} \varphi_{DT}] \cos \varphi_{DT}$$

- distance du centre de la sellette au-dessus de l'axe de dévers du tracteur

$$D_{SD} = (z_{sell} - z_{R2} - x_{sell} \text{tg} \varphi_{DT}) \cos \varphi_{DT}$$

- distance du centre de gravité caisse-remorque au-dessus de son axe de dévers

$$D_{GRD} = [z_{GR} - z_{R3} - (l_R - x_{GR}) \text{tg} \varphi_{DR}] \cos \varphi_{DR}$$

- distance du centre de poussée du vent de la remorque au-dessus de son axe de dévers

$$D_{CLD} = D_{CRD} + (z_{CP} - z_{GR}) \cos \varphi_{DR}$$

- moment des forces ( $M_{DT}$ ) y compris celles d'inertie autour de l'axe de dévers du tracteur à l'exclusion des forces élastiques de la suspension, de la composante de la pesanteur et du moment de roulis sellette ( $M_{RST}$ ).

$$M_{DTGT} = D_{GTD} (-P_{TY} - F_{CTY} - F_{ITY})$$

$$(13) \quad M_{DTS} = D_{SD} \cdot (-F_{STY})$$

$$M_{DT} = M_{DTGT} + M_{DTS}$$

- moment identique pour la remorque :  $M_{DR}$

$$M_{DRGRx} = D_{GRD} \sin \delta (-P_{Rx} - F_{CRx} - F_{ITRx})$$

$$M_{DRGRy} = D_{GRD} \cos \delta (-P_{Ry} - F_{CRy} - F_{ITRy})$$

$$(14) \quad M_{DRGR} = M_{DRGRx} + M_{DRGRy}$$

$$M_{DRV} = D_{CPD} \cdot P_V$$

$$M_{DR} = M_{DRGR} + M_{DRV}$$

Les équations disponibles sont :

- géométrie tracteur

$$(15) \quad \theta_{T/S} = \theta_{E1} + \theta_{TE1}$$

- géométrie remorque

$$\theta_{RS} = \theta_{E3} + \theta_{RE3}$$

- géométrie sellette

$$\theta_{TS} = \cos \gamma \cdot \theta_{RS}$$

- équilibre en roulis des essieux du tracteur (/sol)  
(i = 1, 2)

$$(16) \quad - R_{RPi} \cdot \theta_{Ei} + z_{Ri} \cdot F_{EiCy} + R_{RSMi} \cdot \theta_{TEi} - (P_{Eiy} + F_{Ciy} + F_{Tiy}) \cdot R_i = 0$$

- équilibre en roulis de l'essieu remorque (/sol)

$$(17) \quad - R_{RP3} \cdot \theta_{E3} + Z_{R3} (F_{E3Cy} \cdot \cos \delta + F_{E3Cx} \sin \delta) + R_{RSM3} \cdot \theta_{RE3} - (P_{Ezy} + F_{C3y} + F_{T3y}) \cdot \cos A_3 \cdot R_3 + (P_{E3x} + F_{C3x} + F_{T3x}) \cdot \sin A_3 \cdot R_3 = 0$$

- équilibre en roulis de la caisse du tracteur (par rapport à son axe de dévers)

$$(18) \quad M_{DT} - \cos \varphi_{DT} (R_{RSM1} \cdot \theta_{TE1} + R_{RSM2} \cdot \theta_{TE2}) + M_T \cdot g \cdot D_{GTD} \cdot \theta_{TS} + M_{RST} \cdot \cos \varphi_{DT} + (C_{I1} + C_{I2} + C_{ICT}) \sin \varphi_{DT} = 0$$

- équilibre en roulis de caisse remorque (par rapport à son axe de dévers)

$$(19) \quad M_{DR} - \cos \varphi_{DR} \cdot R_{RSM3} \cdot \theta_{RE3} + M_R \cdot g \cdot D_{CRD} \cdot \theta_{RS} - M_{RST} \cos \delta \cdot \cos \varphi_{DR} + (C_{I3} + C_{ICR}) \cdot \sin \varphi_{DR} = 0$$

Ces neuf équations permettent de trouver les neuf inconnues.

## 2.2.4. Equilibre longitudinal

Calcul des charges pseudo-verticales (Z) sur les essieux et sur la sellette

Soit

$R_{ZSi}$  réaction pseudo-verticale du sol/l'essieu i

$F_{ZSR}$  réaction pseudo-verticale de la sellette/remorque

La réaction pseudo-verticale de la sellette est calculée à partir de l'équilibre dynamique en tangage de la caisse de la remorque incluant l'essieu 3.

$$(20) \quad - \frac{F_{ZSR}}{I_R} (F_{SRs} \cos \delta - F_{SRy} \sin \delta) \cdot z_{sell} + (F_{TRx} \cos \delta - F_{TRY} \sin \delta) \cdot z_{GR} + (F_{CRx} \cos \delta - F_{CRY} \sin \delta) \cdot z_{CR} + (F_{T3x} \cos \delta - F_{T3y} \sin \delta) r_3 + (F_{C3x} \cos \delta - F_{C3y} \sin \delta) r_3 + (P_{E3x} \cos \delta - P_{E3y} \sin \delta) r_3 + M_R \cdot g \cdot (1_R - x_{GR}) + (P_{Rx} \cos \delta - P_{Ry} \sin \delta) z_{GR} - M_{RST} \sin \delta = 0$$

La réaction pseudo-verticale de l'essieu 3 est calculée à partir de l'équilibre statique de la caisse remorque, en z, incluant l'essieu 3

$$R_{ZS3} - M_{E3} \cdot g - M_R \cdot g + F_{ZSR} = 0$$

La réaction pseudo-verticale de l'essieu 1 est calculée à partir de l'équilibre dynamique en tangage de la caisse du tracteur incluant les essieux 1 et 2.

$$(21) \quad R_{ZS1} l_T - P_{Tx} \cdot z_{GT} - P_{E1x} \cdot r_1 - P_{E2x} \cdot r_2 - F_{STx} z_{sell} - F_{CTx} \cdot z_{GT} - F_{C1x} \cdot r_1 - F_{C2x} \cdot r_2 - F_{T1x} \cdot z_{GT} - F_{T1x} \cdot r_1 - F_{T2x} \cdot r_2 - M_{E1} \cdot g \cdot l_T - M_T \cdot g \cdot (x_{sell} + x_{GT}) - F_{ZSR} x_{sell} = 0$$

La réaction pseudo-verticale de l'essieu 2 est calculée à partir de l'équilibre statique de la caisse du tracteur, en z, incluant les essieux 1 et 2 :

$$R_{ZS2} + R_{ZS1} - M_{E1} \cdot g - M_{E2} \cdot g - M_T \cdot g - F_{ZSR} = 0$$

## 2.2.5 Calcul des réactions sol/roues

### 2.2.5.1. Réactions normales (Z) (plus vers le haut)

$$(22) \quad R_{M1D} = 0,5 R_{ZS1} + R_{RP1} \cdot \theta_{E1} / V_{E1}$$

$$R_{M1G} = 0,5 R_{ZS1} - R_{RP1} \theta_{E1} / V_{E1}$$

idem pour  $R_{M2D}$ ,  $R_{M2G}$ ,  $R_{M3D}$  et  $R_{M3G}$  en remplaçant indice 1 par 2 puis par 3.



### 2.2.5.2. Réactions transversales aux roues (plus à gauche)

$$R_{L1D} = (R_{CE1y} \cos A_1 - R_{CE1x} \sin A_1) \cdot R_{M1D}/R_{ZS1}$$

$$R_{L1G} = R_{L1D} \cdot R_{M1C}/R_{M1D}$$

$$R_{L2D} = R_{CE2y} \cdot R_{M2D}/R_{ZS2}$$

$$R_{L2G} = R_{L2D} \cdot R_{M2G}/R_{M2D}$$

$$R_{L3D} = (R_{CE2y} \cdot \cos A_3 - R_{CE3x} \cdot \sin A_3) \cdot$$

$$R_{M3D}/R_{ZS3}$$

$$R_{L3G} = R_{L3D} \cdot R_{M3G}/R_{M3D}$$

### 2.2.5.3. Réactions tangentées aux roues :

$$R_{T1D} = -0,5 X_1$$

$$R_{T1G} = -0,5 X_1$$

idem en remplaçant l'indice 1 par 2, puis 3.

