

Rapport Technique N° RT-53

juillet 1982

Analyse de la productivité et du coût du transport forestier

**PREMIÈRE PARTIE: Étude préliminaire d'établissement
des facteurs nécessaires à l'examen de
la consommation d'énergie et des performances
sur route d'un véhicule de transport**

D.A. Ljubic

Analyse de la productivité et du coût du transport forestier

PREMIÈRE PARTIE: Étude préliminaire d'établissement des facteurs nécessaires à l'examen de la consommation d'énergie et des performances sur route d'un véhicule de transport

Rapport Technique N° RT-53
juillet 1982

This Technical Report is available in English

FERIC **FOREST ENGINEERING RESEARCH INSTITUTE OF CANADA**
INSTITUT CANADIEN DE RECHERCHES EN GÉNIE FORESTIER

REMERCIEMENTS

La présente étude - première partie d'une série d'enquêtes - est le résultat des travaux effectués grâce à une collaboration entre deux compagnies forestières, des fabricants de matériel de transport et L'Institut canadien de recherches en génie forestier.

On espère que cette étude servira non seulement à l'amélioration de la productivité des moyens de transport mais aussi à la diminution des coûts, grâce à la réduction de la consommation d'énergie et à une plus grande durabilité des camions, des remorques et des pièces qui les constituent.

Cette étude vise enfin à établir une méthode pour les futures études de simulation de cycles de transports que l'Institut entreprendra et qui pourront servir à ses membres ou dans d'autres domaines de transport au Canada.

L'auteur adresse ses vifs remerciements à la direction, aux chauffeurs et aux mécaniciens de James Maclaren Co. Ltd. et de la Compagnie Internationale de Papier du Canada et en particulier à MM. B. Hunt, E. Hébert, J-C. Léonard, G. Brunet, E. Scott, G. Ouellet de chez Maclaren et à MM. K. Allen, C. Fournier, A. Vallée, G. Valiquette et J-P. Carpentier de la Compagnie Internationale de Papier du Canada pour leur aide et leur appui durant nos enquêtes.

De plus, les spécialistes de chez Eaton Corporation, Pacific Truck and Trailers, La Société Canadienne des Pneus Michelin Ltée., Caterpillar (Hewitt), H. Ruhl Machinery Co. Ltd., Compagnie Pétrolière Impériale Ltée., La Corporation des Lubrifiants Sentinel et d'autres compagnies ont apporté leur aide pour cette étude.

Enfin, puisqu'il s'agit d'un travail d'équipe, l'auteur adresse ses remerciements aux techniciens de L'Institut: M. St. Amour, J. Courteau, D. MacGregor et K. Hadley pour leur soutien et leur enthousiasme à travailler dans les conditions très difficiles qui sévissaient l'hiver dernier lors des essais.

Les travaux théoriques et informatiques ont été faits en collaboration avec MM. P. Giguère et R. Levesque de L'Institut, leur patience, leurs connaissances et leurs efforts soutenus ont grandement facilité et accéléré les travaux. L'auteur leur en est très reconnaissant.

D. Ljubic

SOMMAIRE

Les responsables de la construction des routes et des transports dans l'industrie savent que la conception de la route, la qualité du revêtement, la sélection et le maniement des camions et des éléments qui les composent, ainsi que le comportement des chauffeurs, influencent le coût du transport du bois. Ils se sentent souvent désemparés par l'absence de la réelle information dont ils auraient besoin pour prendre leurs décisions et pour présenter des arguments assez convaincants à ceux qui prennent les engagements financiers et aux acheteurs que quelques frais supplémentaires investis dans les routes, dans l'équipement ou dans la formation des chauffeurs seraient largement payés de retour. L'Institut a entrepris une série d'études destinées à recueillir cette information par une méthode dite "par inertie", simple, précise et souple, qui permet de déterminer directement sur le terrain les diverses pertes d'énergie des unités de transport, et comment on peut faire varier la combinaison route/machine/chauffeur afin d'influencer ces pertes. Aussi, le programme d'étude offre l'intéressante possibilité de fournir des données qui peuvent d'une part être immédiatement mises en application pour réduire les frais de carburant et d'entretien des opérations existantes de transport routier, et d'autre part guider nos membres dans la sélection de combinaisons camions/routes optimales pour l'avenir.

Le présent rapport énonce la théorie du bilan énergétique d'une unité de transport en une série d'équations dans lesquelles les données obtenues par la méthode "par inertie" peuvent servir à différencier et à quantifier les pertes d'énergie individuelles et les facteurs qui influencent leur importance. Ces données s'appliquent aussi bien au transport sur route qu'au transport hors-route.

Les premiers résultats obtenus avec des camions dans deux différentes exploitations forestières, lors d'essais effectués en hiver confirment la méthodologie et l'exactitude des données obtenues.

La poursuite du programme confirmera et quantifiera les économies d'énergie qu'il est possible d'obtenir avec les camions-remorques existants. L'ampleur de l'économie réalisable est indiquée par les travaux limités accomplis jusqu'à présent dans trois domaines.

- a) Il y a eu une différence de 10% dans la consommation de carburant entre deux chauffeurs avec le même camion, le même jour, sur le même parcours, avec les mêmes charges.
- b) La diminution de la viscosité de l'huile de transmission et d'essieux (par chauffage ou choix du lubrifiant) pour les conditions hivernales a réduit la consommation de carburant de 3 à 7%.

- c) La diminution du gonflage des pneus de 30 lbs/po.ca. par rapport à la pression optimale de 110 psi a augmenté la consommation de carburant de 6%. Cette consommation a également monté avec des pneus trop gonflés.

D'autres rapports seront publiés à mesure que les différentes phases du programme seront menées à bien.

TABLE DES MATIÈRES

	Page
REMERCIEMENTS	i
SOMMAIRE	ii
PREMIÈRE PARTIE: Étude préliminaire d'établissement des facteurs nécessaires à l'examen de la consommation d'énergie et des performances sur route d'un véhicule de transport	1
A. INTRODUCTION	1
B. EXAMEN DE L'INFLUENCE DE CERTAINS FACTEURS DE CONCEPTION SUR LES QUALITÉS OPÉRATIONNELLES D'UN CAMION	2
1. Influence du coefficient d'élasticité tangentielle du pneumatique (K_x)	2
2. Influence du coefficient de résistance à la dérive latérale (K_y)	3
3. Influence de la position des essieux intermédiaires le long de l'empattement	3
4. Influence de la répartition des charges sur les roues (essieux)	3
C. BILAN ÉNERGÉTIQUE D'UN VÉHICULE SUR ROUTE	4
1. Consommation due aux pertes mécaniques (internes) du moteur	9
2. Consommation due à l'entraînement des accessoires du moteur	9
3. Consommation due aux pertes du système de propulsion	10
4. Consommation due aux pertes de résistance au roulement des pneumatiques au sol	10
5. Consommation due à la résistance de l'air	10
6. Consommation totale sur route	10
D. DÉTERMINATION DES PARAMÈTRES NÉCESSAIRES AU CALCUL DE LA CONSOMMATION ET A LA SIMULATION SUR ROUTE DE LA MARCHE D'UN ENSEMBLE DE TRANSPORT	12
1. Détermination par la méthode dite "par inertie" des forces P_{TP}° , P_{fa}° , $P_{f\Sigma}^\circ$, P_{TP}° et des coefficients a et c.	12

	Page
2. Détermination de la force de résistance au roulement $P_{f\Sigma}^M$ des pneumatiques subissant la force tractive	22
3. Détermination du coefficient "K" de la résistance de l'air pour un véhicule donné	23
4. Détermination du coefficient de frottement " μ " du système de propulsion d'un camion	24
5. Détermination in situ du moment d'inertie des roues d'un camion	25
6. Calcul du coefficient Δ représentant la dispersion des points de mesure des consommations dans l'équation (7)	26
7. Détermination de la portion de la force de résistance à la rotation du système propulsif due à l'application du couple	27
E. QUELQUES RÉSULTATS PRATIQUES DES ESSAIS	28
F. QUELQUES POSSIBILITÉS D'ÉTUDES PAR LA MÉTHODE INDIQUÉE	37
1. Étude de l'influence du rapport de l'essieu arrière d'un camion tracteur sur la consommation et sur la vitesse moyenne sur une route donnée	37
2. Étude de l'influence de la température de l'eau de refroidissement du moteur sur la consommation	38
3. Étude de l'influence du gonflage des pneumatiques sur la consommation	39
4. Étude de l'influence du genre de pneumatiques sur la consommation	40
5. Autres facteurs qui influencent la consommation sur route dans l'ensemble de transport	41
G. CONCLUSION	41
BIBLIOGRAPHIE	43
ADDENDUM - SYMBOLES UTILISÉS	44

LISTE DES FIGURES

	Page
FIGURE 1. Influence du coefficient d'élasticité tangentielle sur la résistance au roulement et sur la vitesse critique du véhicule.	2
FIGURE 2A. Moment de résistance dû aux accessoires du moteur en fonction de la vitesse angulaire du moteur.	7
FIGURE 2B. Moment des frictions internes du moteur en fonction de la vitesse angulaire du moteur.	7
FIGURE 3. Rapport entre la consommation et le moment indiqué du moteur.	8
FIGURE 4. Bilan énergétique d'un camion en fonction de la vitesse sur route.	11
FIGURE 5. Coefficient "a" tenant compte du taux de l'augmentation des pertes dans le système propulsif en fonction de la vitesse.	16
FIGURE 6. Méthode de détermination du coefficient "a".	17
FIGURE 7. Diagramme servant pour la détermination du coefficient "c" pour la résistance totale (incluant la résistance au roulement et la résistance de l'air).	20
FIGURE 8. Bilan énergétique du camion n° 2757 avec un poids brut total de 61,030 kg, surface frontale 13 m ² et gonflage des pneumatiques 77,337 kg/m ² (110 psi).	29
FIGURE 9. Efficacité du système propulsif.	31
FIGURE 10. Rapport entre la consommation du carburant et la vitesse sur route avec différentes températures des huiles de transmission et des essieux arrières.	32
FIGURE 11. Rapport entre la consommation du carburant et la vitesse sur route avec l'huile standard et l'huile synthétique.	33
FIGURE 12. Rapport entre le gonflage des pneumatiques et la consommation du carburant.	34
FIGURE 13. Rapport entre le coefficient de la résistance au roulement et la vitesse pour une surface en neige et glace dure dégagée, avec pneumatiques radiaux Michelin et avec un gonflage de 70,307 kg/m ² (100 psi).	35

FIGURE 14.	Rapport entre la consommation du carburant et la vitesse pour l'essieu hypoïde et l'essieu standard. Essais effectués le même jour, températures stabilisées des huiles à la température ambiante de -17°C .	36
FIGURE 15.	Rapport entre la vitesse moyenne sur route et la consommation du carburant en fonction des rapports des essieux arrières.	37
FIGURE 16.	Rapport entre la vitesse sur route et la consommation du carburant pour différentes températures de l'eau de refroidissement du moteur.	38
FIGURE 17.	Rapport entre la vitesse sur route et la consommation du carburant pour deux différents gonflages des pneumatiques.	39
FIGURE 18.	Rapport entre la vitesse sur route et la consommation du carburant pour les pneumatiques radiaux et standards.	40

PREMIÈRE PARTIE: ÉTUDE PRÉLIMINAIRE D'ÉTABLISSEMENT
DES FACTEURS NÉCESSAIRES A L'EXAMEN DE LA CONSOMMATION
D'ÉNERGIE ET DES PERFORMANCES SUR ROUTE D'UN VÉHICULE
DE TRANSPORT

A. INTRODUCTION

Avec l'augmentation rapide des coûts du transport dans les exploitations forestières, la nécessité d'étudier tous les éléments qui entrent en jeu se fait de plus en plus sentir. Il devient impératif d'étudier nos transports dans les exploitations forestières de façon systématique, pour en dégager les facteurs coût-production, les examiner et essayer de les optimiser. Pour ce faire, nous nous proposons d'utiliser des méthodes simples (déjà expérimentées) de détermination de ces facteurs. La connaissance de ces valeurs appliquées aux routes forestières est aujourd'hui très rudimentaire, ce qui laisse échapper de nombreuses occasions d'optimiser l'ensemble route-machine-hommes lors de la spécification et de l'achat des camions, des remorques et des chargeuses et déchargeuses.

Le présent rapport est le premier d'une série d'études systématiques que nous désirons entreprendre dans un proche avenir sur les exploitations forestières actuelles, afin d'en dégager les facteurs qui devraient permettre d'améliorer les performances, la fiabilité et le coût du transport forestier, d'examiner les modifications à apporter aux systèmes actuels ou de proposer la création de nouveaux systèmes.

Dans un premier stade (et c'est précisément le but de cette étude préliminaire), nous allons examiner les machines existantes en fonction des routes existantes, du point de vue des spécifications actuelles et des surfaces de routes actuelles, ce qui nous permettra de dégager des coefficients importants comme:

- 1) Les coefficients de résistance à la rotation dans le système propulsif du camion en fonction de sa spécification, des huiles utilisées, du couple appliqué, des températures des huiles, de l'état du système, etc.
- 2) Les coefficients de résistance au roulement des pneumatiques en fonction du genre et de la marque, du gonflage, de la température et du poids appliqué sur le pneumatique, de la force tractive appliquée, de la surface de la route, etc.
- 3) Les coefficients de résistance au roulement dus au genre de suspension utilisée.
- 4) Les coefficients de résistance de l'air en fonction de la surface frontale, de la vitesse du véhicule sur route, et des conditions atmosphériques.

Ces études préliminaires seront effectuées par la méthode dite "par inertie" qui est extrêmement simple, exige peu d'instruments de mesure et peut être conduite directement sur le terrain avec les camions en marche.

Les facteurs ou les coefficients que nous en dégagerons pourront non seulement servir à nos membres pour leurs études de minimisation des coûts et d'optimisation de la productivité, mais à nous-mêmes, qui les utiliserons comme données de base nécessaires à nos simulations d'opérations et à nos études complètes des modèles de transport. Ces études suivront dans les prochains rapports.

B. EXAMEN DE L'INFLUENCE DE CERTAINS FACTEURS DE CONCEPTION SUR LES QUALITÉS OPÉRATIONNELLES D'UN CAMION

Avant d'aborder le bilan énergétique d'un camion sur la route, nous désirons d'abord examiner en quelques lignes l'influence de certains facteurs de conception des camions sur leurs performances.

1. Influence du coefficient d'élasticité tangentielle du pneumatique (K_x)

L'élasticité tangentielle influence grandement la stabilité sur route des camions. Dans une plage de 0.03 à 0.07 kgf/mm, un camion avec une distribution habituelle des charges verticales et une disposition normale des essieux a une valeur minimale de vitesse critique de V_{CR} (voir figure 1). La figure indique que si le coefficient K_x augmente ou baisse par rapport à la valeur 0.060, la vitesse critique monte rapidement.

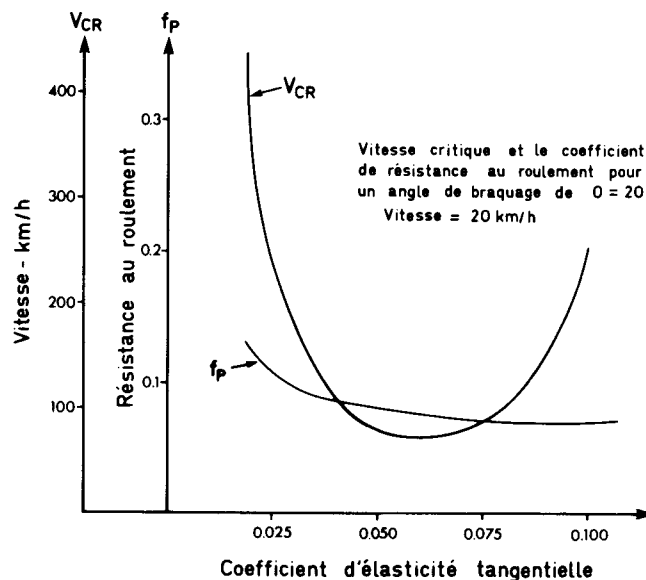


FIGURE 1: Influence du coefficient d'élasticité tangentielle sur la résistance au roulement et sur la vitesse critique du véhicule.

L'augmentation du coefficient K_x améliore l'aptitude statique aux manoeuvres d'un camion dont les deux différentiels sont accouplés.

L'augmentation du coefficient K_x a une grande influence sur la réduction de la force spécifique de propulsion (donc sur le coefficient de résistance au roulement f_p d'un camion - voir figure 1). On peut voir ici que le genre de pneumatiques utilisés (avec différents coefficients d'élasticité tangentielle K_x) influence beaucoup la résistance au roulement, donc la consommation de carburant et par conséquent le coût de l'exploitation.

L'augmentation du coefficient K_x agit favorablement sur l'aptitude à circuler sur tous terrains, étant donné qu'il y a une amélioration du contact au sol de tous les pneumatiques.

2. Influence du coefficient de résistance à la dérive latérale (K_y)

Le changement du coefficient de résistance à la dérive latérale provoque un changement des réactions latérales sur les roues.

L'élasticité latérale d'un pneumatique agit de la façon suivante sur l'aptitude statique aux manoeuvres:

- a) Le coefficient de résistance au roulement f_p augmente avec l'augmentation de K_y . Ce changement est linéaire: $\frac{df_p}{dK_y} = 0.34$
(sur 1000 kgf/rad.).

- b) L'augmentation du coefficient K_y rend les conditions de contact plus mauvaises dans le cas des essieux non directeurs, et par conséquent diminue l'aptitude au service sur tous terrains.

3. Influence de la position des essieux intermédiaires le long de l'empattement

L'augmentation de la distance entre les essieux intermédiaires (dans le cas d'un tandem, entre les essieux 1 et 2), pour un véhicule dont les charges sont théoriquement distribuées, améliore la stabilité sur route, l'aptitude statique aux manoeuvres et le contact au sol. L'augmentation de la distance entre les essieux 1 et 2 (essieu avant et essieu avant du tandem arrière) réduit la force spécifique de propulsion f_p et par conséquent la consommation du carburant.

4. Influence de la répartition des charges sur les roues (essieux)

Plus le centre de gravité d'un camion chargé est déplacé vers l'avant, plus la vitesse critique augmente.

Plus le centre de gravité est déplacé vers l'arrière, moins grande est la force spécifique de propulsion et par conséquent la résistance au roulement.

Les camions dont le centre de gravité est situé vers l'arrière ont une meilleure aptitude aux manoeuvres.

La réduction de la charge sur les roues avant améliore les contacts au sol et l'aptitude aux manoeuvres.

De nombreux autres facteurs de conception influencent le rendement et les performances d'un véhicule sur la route. Nous devrions examiner ces facteurs à l'avenir pour en tirer des conclusions destinées à l'amélioration des moyens de transport dans les opérations forestières. Pour le moment, nous allons commencer par examiner l'influence des facteurs opérationnels et de la combinaison du système propulsif sur le rendement (coût) d'un transport.

L'influence des facteurs de conception sur les performances et la consommation d'énergie pourra être étudiée plus tard lors de nos essais dits "par inertie".

C. BILAN ÉNERGÉTIQUE D'UN VÉHICULE SUR ROUTE

Pour augmenter le rendement d'un ensemble sur la route, il est indispensable de réduire le plus possible d'une part les résistances de l'air, du roulement des pneumatiques, des frottements dans le système propulsif, et d'autre part la puissance nécessaire pour entraîner les accessoires d'un moteur et vaincre ses résistances passives internes. En d'autres termes, il faut réduire toutes les résistances au mouvement sur route.

Examinons le bilan énergétique d'un véhicule. L'énergie calorifique qui est libérée lors de la combustion de carburant est transformée en travail par les gaz en expansion. La différence entre l'énergie introduite et le travail utile représente les pertes.

C'est pourquoi il est utile d'établir la relation entre les valeurs de chaque élément de la résistance à l'avancement d'un véhicule et la consommation de carburant.

La pression moyenne indiquée (p_i) ou le moment correspondant M_i caractérisent le travail libéré dans les cylindres.

$$M_i = 0.0795 \cdot p_i \cdot V_c \quad (1)$$

où: - V_c est la cylindrée du moteur en cm^3

p_i est la pression moyenne indiquée en kgf/cm^2

La relation entre le moment M_i et le moment effectif M_e combinée avec toutes les pertes qui se produisent lorsqu'un véhicule est en marche est la suivante:

$$M_i = M_M + M_e = M_M + M_V + M_{KP} \quad (2)$$

où: - M_M est le moment des pertes mécaniques internes du moteur, par exemple les pertes dues au frottement des segments de piston, des pistons, des paliers et aussi les pertes dues à l'entraînement des organes internes d'un moteur (pompe à eau, pompe à huile, etc.).

M_V est le moment des pertes dues aux accessoires, comme le ventilateur, le compresseur, le générateur, la pompe d'amenée d'huile à la direction assistée, etc.

M_{KP} est le moment à la sortie du moteur ou à l'entrée de la transmission.

On a trouvé expérimentalement sur plusieurs diesels que les courbes des moments M_V et M_M suivent des allures qui peuvent être déterminées par les formules suivantes:

$$M_V = M_{V_o} + \beta \omega^2 \quad (3)$$

$$M_M = M_{M_o} + \alpha \omega^2 \quad (4)$$

où: - M_{V_o} en kgf.m est la valeur du moment perdu à cause des accessoires d'un moteur donné à une vitesse proche de zéro.

- β en kgf.m.s² est le coefficient caractérisant le changement des pertes en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin du moteur.
- ω est la vitesse angulaire de la rotation du vilebrequin du moteur en s⁻¹.
- M_{M_o} est la valeur du moment perdu pour entraîner le vilebrequin à une vitesse du moteur proche de zéro.
- α est le coefficient représentant le changement des pertes internes en fonction de la vitesse du moteur.

Ces formules présupposent que les pertes ne dépendent pas de la charge, ce qui a été déterminé par plusieurs chercheurs.

Si le M_{M_o} et le coefficient α pour ce moteur particulier ne peuvent pas être obtenus du constructeur du moteur, nous indiquons la formule qui donne une approximation suffisante pour nos calculs.

$$M_M = \frac{4.55.V_h}{\tau} + 0.00075.\omega^2 \quad (\text{kgf.m}) \quad (4a)$$

$$\text{où: } M_{M_o} = \frac{4.55.V_h}{\tau} \quad (\text{kgf.m}) \quad (4b)$$

$$\alpha = 0.00075 \quad (\text{kgf.m}) \quad (4c)$$

- V_h est la cylindrée totale en litres (dm^3)
- τ est le nombre de temps du moteur
- ω est la vitesse angulaire du moteur en s^{-1}

Le moment M_V en fonction de la vitesse angulaire peut être obtenu du constructeur de camions ou de moteurs et à partir de l'allure de la courbe on pourra dégager le moment M_{V_0} et le coefficient β .

D'autre part en connaissant le moment M_M ou la puissance N_M pour chaque vitesse, nous pouvons déterminer M_V de la manière suivante:

- Tout d'abord, moteur sans accessoires: on procède à la mesure des décélérations à partir des diverses vitesses et jusqu'à l'arrêt du moteur. Par exemple: de 600, 700, 800 t/mn etc. et on enregistre pour chaque essai des décélérations. Ensuite on branche les accessoires du moteur et on refait la même série d'essais à partir des mêmes vitesses et jusqu'à l'arrêt en enregistrant les décélérations. En possession des deux séries de décélérations, on peut calculer pour chaque vitesse la puissance N_V ou le moment M_V par la relation suivante:

$$\eta_M (\text{vitesse donnée}) = \frac{N_V - N_M}{N_V} \frac{\left(\frac{dn}{dt}\right)_V - \left(\frac{dn}{dt}\right)_M}{\left(\frac{dn}{dt}\right)_V} \frac{\text{tg}\alpha_V - \text{tg}\alpha_M}{\text{tg}\alpha_V}$$

$$\text{d'où: } N_V = \frac{N_M}{1 - \eta_M} \quad (4d)$$

où: $\left(\frac{dn}{dt}\right)_V$ est la décélération, moteur équipé des accessoires

$\left(\frac{dn}{dt}\right)_M$ est la décélération, moteur sans accessoires.

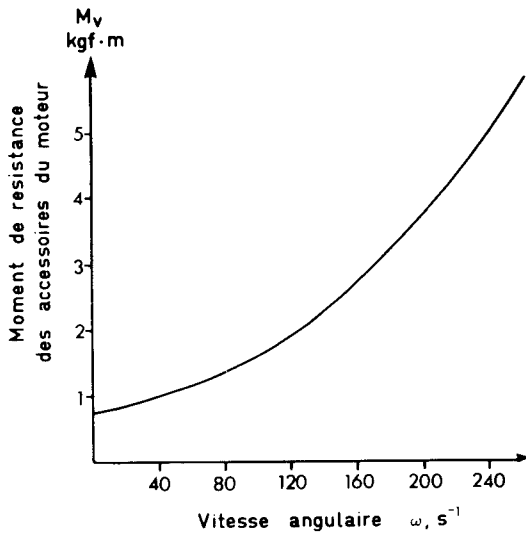
α_V est l'angle d'inclinaison de la courbe de chute de vitesse, moteur avec accessoires.

α_M est l'angle d'inclinaison de la courbe de chute de vitesse, moteur sans accessoires.

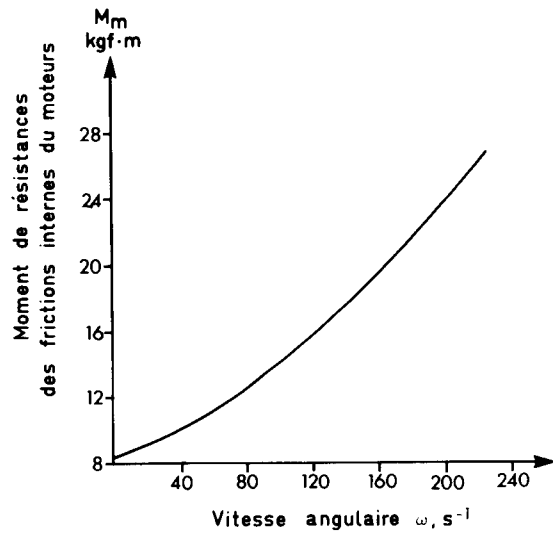
η_M est le rendement mécanique du moteur à la vitesse n donnée.

n est la vitesse du moteur en t/min.

La figure 2 donne les courbes trouvées pour un moteur diesel. La partie A) représente les moments de résistances dus aux accessoires, et la partie B) représente les moments de résistances mécaniques du moteur en fonction de la vitesse angulaire ω en s^{-1} .



A



B

FIGURE 2A: Moment de résistance dû aux accessoires du moteur en fonction de la vitesse angulaire du moteur.

FIGURE 2B: Moment des frictions internes du moteur en fonction de la vitesse angulaire du moteur.

La valeur du couple M_{KP} peut être obtenue par la formule suivante:

$$M_{KP} = \frac{P_{f_a} \cdot r_a^{\circ}}{i_{TR}} \quad (5)$$

où: P_{f_a} est la résistance totale à l'avancement d'un ensemble en kg

r_a° est le rayon des pneumatiques propulseurs en m, sous charge avec gonflage choisi et en roue libre.

i_{TR} est le rapport de la transmission multiplié par le rapport de l'essieu arrière (rapport total).

Le problème fondamental qui se pose ici est de relier les diverses résistances à la consommation de carburant.

Pour résoudre ce problème on se sert de la consommation par tour de vilebrequin:

$$q = \frac{Q_T}{n_{\Sigma}} \quad (6)$$

où: q est la consommation par tour de vilebrequin en kg.

Q_T est la consommation du carburant en kg/h.

n_Σ est le nombre total de tours de vilebrequin pour une heure.

D'autre part, on a déterminé expérimentalement la relation entre la valeur q et le moment indiqué M_i du moteur:

$$q = M_i \cdot \gamma + 1.5 \cdot \Delta \cdot \left(1 - \frac{\omega}{0.75 \omega_{\max}} \right) \quad (7)$$

où: γ est le coefficient de réciprocité entre le moment M_i et la consommation q . Il est différent pour chaque moteur et nous montrerons plus tard comment l'établir;

Δ est le coefficient représentant la dispersion des points de mesure pour différentes vitesses (voir figure 3). Nous verrons plus tard comment l'établir;

ω et $\omega_{\max}$ sont respectivement la vitesse angulaire examinée et la vitesse maximum du moteur.

La figure 3 donne graphiquement la relation entre q et M_i .

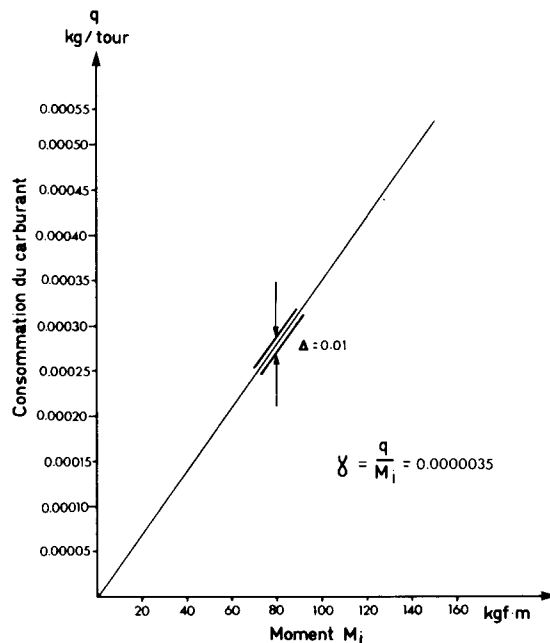


FIGURE 3. Rapport entre la consommation et le moment indiqué du moteur.

On sait qu'une des caractéristiques principales d'un véhicule sur route est sa consommation en litres pour un chemin parcouru donné.

Les valeurs q et Q_s sont liées par la relation suivante:

$$Q_s = \frac{S \cdot i_{TR} \cdot q}{\rho \cdot 2\pi \cdot r_a^{\sigma}} \quad (8)$$

où: ρ est le poids spécifique du carburant en kg/L.

Q_s est la consommation en L pour un chemin donné S

En utilisant les formules (7) et (2) nous obtenons la relation suivante pour le bilan énergétique sur la route:

$$Q_s = \frac{S \cdot i_{TR}}{\rho \cdot 2\pi \cdot r_a^{\sigma}} \left[\gamma \cdot (M_M + M_V + M_{KP}) + 1.5 \cdot \Delta \cdot \left(1 - \frac{\omega}{0.75 \cdot \omega_{\max}} \right) \right] \quad (9)$$

La relation (9) nous permet de calculer la consommation d'un véhicule en fonction de ses critères de spécification et des conditions d'utilisation sur route. Son exactitude est confirmée par les essais de plusieurs camions en utilisation équipés de moteurs diesels. Les erreurs absolues de calculs par cette formule dépendent des erreurs de mesures et des dispersions des résultats de divers moteurs diesels de même type. Elles ne dépassent pas $\pm 3\%$, ce qui est amplement suffisant étant donné que dans la plupart des cas il s'agit de calculs relatifs.

Pour montrer comment on peut se servir de cette formule dans la pratique, examinons le cas simple d'un camion qui se déplace sur une route horizontale et droite, à une vitesse régulière. En introduisant les divers moments et en éliminant le moment d'inertie de l'ensemble sur la route nous obtenons les relations suivantes:

1. Consommation due aux pertes mécaniques (internes) du moteur

$$Q_{SM} = \frac{S \cdot i_{TR}}{\rho \cdot 2\pi \cdot r_a^{\sigma}} \left[\gamma (M_{M_o} + \alpha \cdot \omega^2) + 1.5 \cdot \Delta \cdot \left(1 - \frac{\omega}{0.75 \cdot \omega_{\max}} \right) \right] \quad (10)$$

2. Consommation due à l'entraînement des accessoires du moteur

$$Q_{SV} = \frac{S \cdot i_{TR} \cdot \gamma}{\rho \cdot 2\pi \cdot r_a^{\sigma}} (M_{V_o} + \beta \cdot \omega^2) \quad (11)$$

3. Consommation due aux pertes du système de propulsion

$$Q_{STR} \equiv \frac{S \cdot \gamma}{2\pi \cdot \rho} \left\{ P_{TP_o}^{\circ} + a v + \mu \left[P_{f\Sigma_o}^{\circ} + \left(\frac{KF}{12.96} + k \right) v^2 + P_{f\Sigma}^M \right] \right\} \quad (12)$$

4. Consommation due aux pertes de résistance au roulement des pneumatiques au sol

$$Q_{Sf} \equiv \frac{S \cdot \gamma}{2\pi \cdot \rho} \left(P_{f\Sigma_o}^{\circ} + k \cdot v^2 + P_{f\Sigma}^M \right) \quad (13)$$

5. Consommation due à la résistance de l'air

$$Q_{SW} = \frac{S \cdot \gamma}{2\pi \cdot \rho} \cdot \frac{KF}{12.96} \cdot v^2 \quad (14)$$

6. Consommation totale sur route

$$Q_S = Q_{SM} + Q_{SV} + Q_{STR} + Q_{Sf} + Q_{SW} \quad (15)$$

Cette consommation totale Q_S devrait être égale à la consommation que nous désirons mesurer et enregistrer d'une manière constante sur une route horizontale et droite, au moyen des appareillages nécessaires. L'importance de ces mesures sera expliquée plus tard.

Dans ces formules, nous avons plusieurs grandeurs que nous examinerons ici:

- Force en kg $P_{TP_o}^{\circ}$ est la force de résistance contre la rotation du système propulsif sans aucune application du couple (à vide). Le signe supérieur signifie "à vide" et l'indice $_o$ signifie que la vitesse de rotation du véhicule est proche de zéro (elle sera déterminée par nos essais dits "par inertie", voir plus loin).
- a est le coefficient représentant l'intensité d'augmentation des pertes dans le système propulsif en fonction de la vitesse du véhicule.
- μ est le coefficient destiné à tenir compte du frottement des dents dans le système propulsif. La méthode de détermination sera montrée plus loin.
- $P_{f\Sigma_o}^{\circ}$ est la force, en kg, représentant la résistance au roulement des pneumatiques à vide (sans couple). Sa détermination sera faite lors des mesures dites "par inertie".

- k est le coefficient représentant l'intensité d'augmentation des pertes dues au roulement des pneumatiques en fonction de la vitesse.
- $P_{f\Sigma}^M$ est la force en kg représentant la partie de la résistance au roulement, couple appliqué aux pneumatiques. Sa détermination sera examinée plus tard.
- K est le coefficient de résistance de l'air dont la détermination sera examinée plus tard.
- F est la surface frontale du camion chargé.
- ω et $\omega_{\max}$ sont respectivement la vitesse examinée et la vitesse maximum angulaire du moteur.
- v est la vitesse sur route en km/h.

Sur la figure 4 nous reproduisons les consommations en litres aux cent kilomètres en fonction de la vitesse en km/h pour un moteur donné. Ce bilan énergétique nous permet de juger de l'influence de chaque paramètre sur la consommation d'énergie dans un cas particulier donné, et d'étudier théoriquement comment améliorer chaque paramètre pour une combinaison et une opération donnée. Soulignons ici que chaque élément de consommation tient compte des pertes thermiques lors de la combustion du moteur.

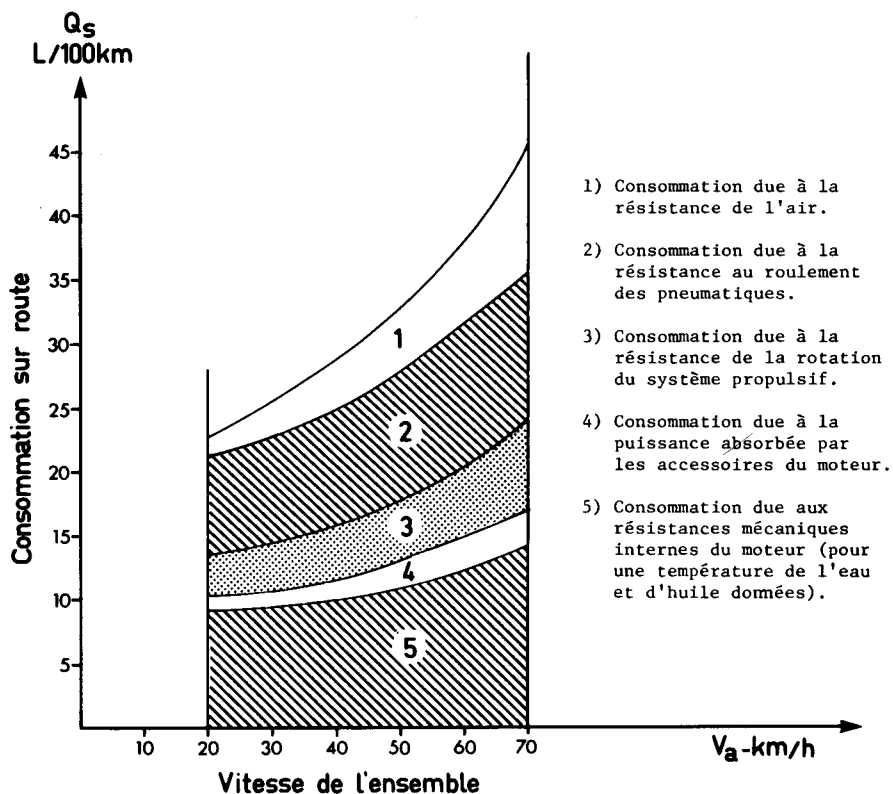


FIGURE 4: Bilan énergétique d'un camion en fonction de la vitesse sur route.

Au moyen de ces calculs, nous pouvons étudier l'influence: de la combinaison du système propulsif, du genre de pneumatiques et de leur gonflage, du genre et du niveau des huiles de graissage, de la température de l'eau de refroidissement du moteur, des accessoires du moteur, de la forme du camion et de la remorque, et beaucoup d'autres influences sur la consommation d'énergie. Grâce aux données de base qui seront recueillies lors des simulations, nous pourrions examiner aussi les spécifications des camions et des remorques, puis les consommations de carburant, et enfin la productivité et le coût d'opération d'un ensemble en tant que partie intégrante d'un cycle de transport. Par la méthode dite "énergétique" nous pourrions également examiner tous les organes d'un système propulsif et diagnostiquer le problème si la consommation est plus élevée que dans des camions avec des organes identiques, sans pour autant démonter l'élément.

D. DÉTERMINATION DES PARAMÈTRES NÉCESSAIRES AU CALCUL DE LA CONSOMMATION ET A LA SIMULATION SUR ROUTE DE LA MARCHÉ D'UN ENSEMBLE DE TRANSPORT

1. Détermination par la méthode dite "par inertie" des forces P_{TP}° , P_{fa}° , $P_{f\Sigma}^{\circ}$, P_{TP} et des coefficients a et c .

Si un véhicule est lancé à basse vitesse (mettons 20 km/h) et ensuite débrayé et qu'on le laisse rouler sur une route plate jusqu'à ce qu'il s'arrête, il peut nous servir, dans l'état où il est et sur la route donnée, à déterminer certaines forces résistantes agissant sur lui.

La méthode expérimentale dite "par inertie" est fondée sur les conditions théoriques du mouvement d'un véhicule en roue libre.

L'équation générale dans ce cas peut être examinée comme il suit:

$$\frac{\delta G_a}{g} \cdot \frac{dv}{dt} = - \left(P_{TP}^{\circ} + P_{f\Sigma}^{\circ} + P_W \right) \quad (16)$$

où:

- G_a est le poids du camion (ensemble) en kg.
- g est l'accélération de la pesanteur en m/s^2 (9.81).
- δ est le coefficient destiné à tenir compte des masses tournantes.
- P_{TP}° est la force représentant les pertes dans le système propulsif en roue libre en kg.
- $P_{f\Sigma}^{\circ}$ est la force résistante au roulement des pneumatiques en roue libre, en kg.
- P_W est la force de résistance de l'air en kg.

Le coefficient δ destiné à tenir compte des masses tournantes (en roue libre) peut être déterminé de la manière suivante:

$$\delta = 1 + \frac{\sum J_k \cdot g}{G_a (r_a^{\circ})^2} \quad (17)$$

où:

- ΣJ_k est la somme des moments d'inertie de toutes les roues de l'ensemble en kgf.m.s^2 .
- r_a° est le rayon du pneumatique en m, mesuré lors de l'essai. Pour une vérification de la mesure, nous indiquons ici la formule de détermination approximative, en fonction du rayon libre, du gonflage et de la charge sur le pneumatique:

$$r_a^\circ = r_o - 0.205 \sqrt{\frac{G_{ch}}{p_\omega}} \quad (19)$$

où:

- r_o est le rayon libre en m du pneumatique sous gonflage mais sans charge (on peut le mesurer sur la partie supérieure du pneumatique)
- p_ω est le gonflage du pneumatique en kgf/m^2
- G_{ch} est le poids sur le pneumatique, en kg.

Si on ne peut l'obtenir des fournisseurs de pneumatiques, on peut le calculer par la formule approximative suivante:

$$J_k = \frac{0.0245 \cdot G_p \cdot (r_a^\circ)^2}{9.81} \text{ Kgf} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2 \quad (18)$$

où:

- G_p est la capacité nominale d'un pneumatique (en jumelé) à son gonflage nominal en kg,

Pour déterminer la force P_{TP}° (l'exposant $^\circ$ signifie en roue libre), on se sert de la méthode "par inertie" avec les roues du camion surélevées. En fait, on lance le système de propulsion à une certaine vitesse, on débraye et on laisse les roues s'immobiliser. Lors de cet essai, on enregistre la vitesse initiale et le temps jusqu'à l'arrêt. Ce mouvement peut être représenté par l'équation suivante:

$$J \cdot \frac{1}{(r_a^\circ)^2} \cdot \frac{dv}{dt} = - P_{TP}^\circ \quad (20)$$

où:

- J est le moment d'inertie de toutes les roues tractrices et du système propulsif qui tournent lors de l'essai. Si ce moment ne peut être obtenu des constructeurs, on peut le calculer par la formule approximative suivante:

$$J = J_k \cdot N_m \cdot \Lambda \quad (21)$$

où:

- J_K est le moment d'inertie d'une roue en kgf.m.s
- N_m est le nombre de roues motrices
- Λ est le coefficient destiné à tenir compte des moments d'inertie des parties tournantes du système propulsif. On peut le prendre à 1.05.

Pour résoudre les équations (16) et (20) il est indispensable de représenter les forces P_{TP}° et $P_{f\Sigma}^\circ$ en fonction de la vitesse du véhicule v .

Les résultats des essais sur bancs et sur route par plusieurs chercheurs montrent qu'il est possible d'admettre que les pertes dans le système propulsif sont une fonction linéaire de la vitesse et les pertes par les pneumatiques sont une fonction parabolique du deuxième degré.

Ainsi, on peut écrire les équations (16) et (20) comme il suit:

$$J \cdot \frac{1}{(r_a^\circ)^2} \cdot \frac{dv}{dt} = - P_{TP}^\circ - av \quad (22)$$

et

$$\frac{\delta \cdot G_a}{g} \cdot \frac{dv}{dt} = - P_{fa}^\circ - av - cv^2 \quad (23)$$

où:

- P_{TP}° est la force de résistance contre la rotation du système propulsif lorsque la vitesse de l'ensemble est proche de zéro,
- a est le coefficient représentant l'intensité d'augmentation des pertes dans le système de propulsion en fonction de l'augmentation de la vitesse,

$$P_{fa}^\circ = P_{TP}^\circ + P_{f\Sigma}^\circ \quad (24)$$

$$c = k + \frac{KF}{12.96} \quad (25)$$

- v est la vitesse du véhicule, km/h.
- c est le coefficient représentant l'intensité d'augmentation des résistances au roulement des pneumatiques et de la résistance de l'air, $kg.h^2/km^2$.
- P_{fa} est la force de résistance au roulement des pneumatiques et de la rotation du système propulsif, kg.
- k est le coefficient représentant l'intensité d'augmentation des pertes dues au roulement des pneumatiques en fonction de l'augmentation de la vitesse, $kg.h^2/km^2$.
- K est le coefficient représentant l'intensité d'augmentation des pertes dues à la résistance de l'air au fonction de la vitesse, $kg.h^2/km^2$.

Si nous intégrons l'équation (22) pour un temps de zéro à t correspondant à la baisse de la vitesse à partir d'une vitesse initiale v_i jusqu'à v , nous obtenons l'expression du temps de décélération pour le système propulsif avec roues tractrices surélevées (tournant dans le vide):

$$t_{sp} = \frac{J}{3.6.a (r_a^\circ)^2} \cdot \ln \left(\frac{av_i + P_{TP}^\circ}{av + P_{TP}^\circ} \right) \quad (26)$$

et pour un véhicule sur route:

$$t_a = \frac{2.\delta.G_a}{3.6.g \sqrt{4c P_{fa}^\circ - a^2}} \left(\operatorname{arctg} \frac{2cv_i + a}{\sqrt{4c P_{fa}^\circ - a^2}} - \operatorname{arctg} \frac{2cv + a}{\sqrt{4c P_{fa}^\circ - a^2}} \right) \quad (27)$$

Pour déterminer les valeurs de a et de P_{TP}° , nous introduisons dans l'équation (26) $v = 0$, et à partir de deux vitesses initiales v_i' et v_i'' , nous mesurons les temps t' et t'' jusqu'à l'arrêt.

Cette opération résulte en deux équations avec a et P_{TP}° comme inconnues:

$$\ell \left[\frac{3.6.t'.(r_a^\circ)^2}{J} \cdot a \right] = \frac{v_i'}{v_i''} \left\{ \ell \left[\frac{3.6.t''.(r_a^\circ)^2}{J} \cdot a \right] - 1 \right\} + 1 \quad (28)$$

et

$$P_{TP}^\circ = \frac{av_i'}{\ell \left(\frac{3.6.t'.(r_a^\circ)^2}{J} \cdot a \right) - 1} \quad (29)$$

L'équation (28) contient une seule inconnue, mais elle ne peut pas être résolue algébriquement. On peut néanmoins tracer un faisceau de courbes à partir de cette équation, comme sur la figure 5. Le diagramme est conçu de telle manière que l'ordonnée est à l'échelle semi-logarithmique. Dans la formule (28) nous désignons la partie gauche par y_1 et la partie droite par y_2 .

La relation y_1 représente un faisceau de droites déterminées par l'origine du diagramme et par la valeur de

$$\frac{3.6t' (r_a^\circ)^2}{J}$$

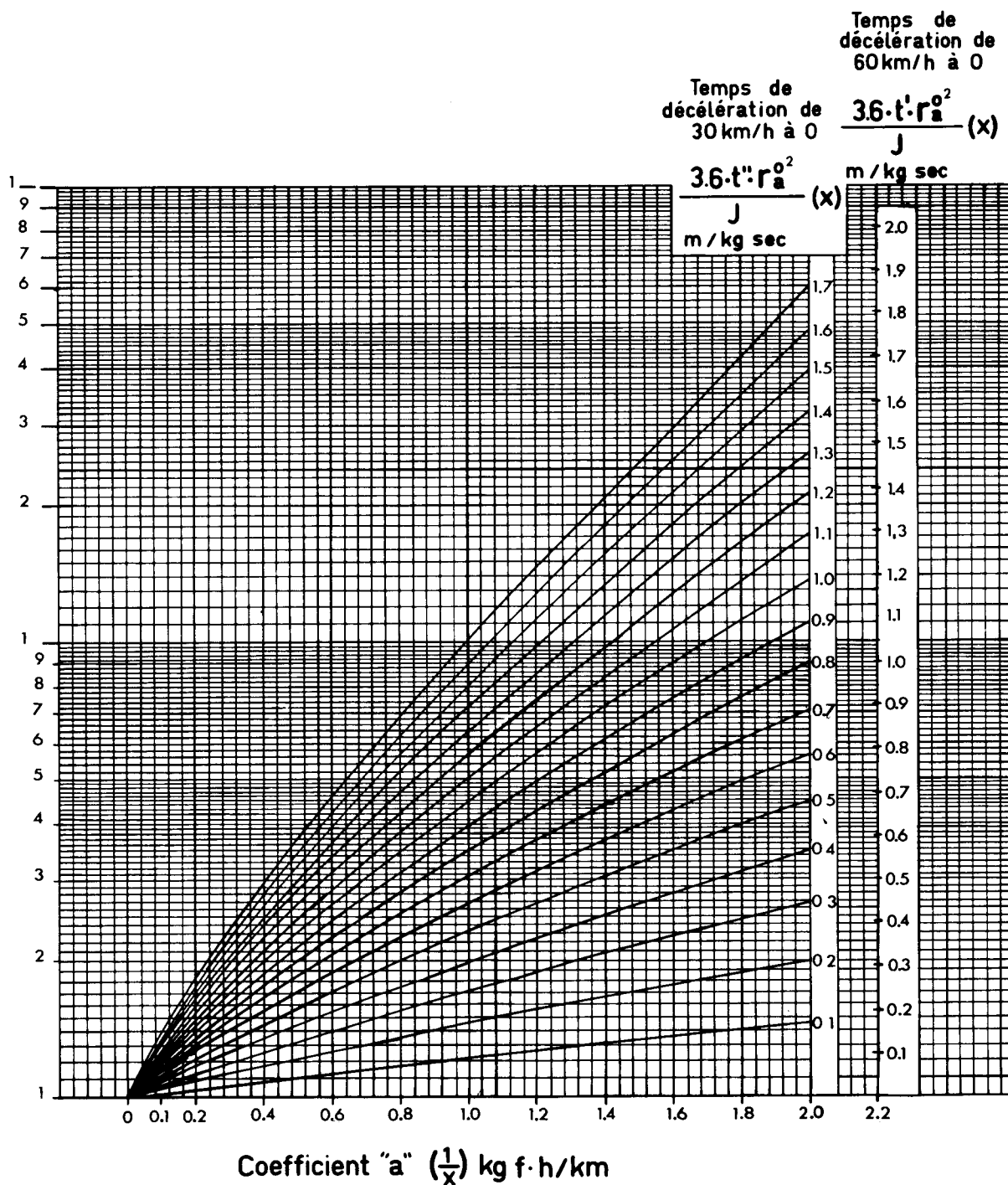


FIGURE 5: Coefficient "a" tenant compte du taux de l'augmentation des pertes dans le système propulsif en fonction de la vitesse.

sur une échelle régulière, indiqué à droite du diagramme en m/kg.h. La relation y_2 est représentée sur le diagramme par un faisceau de courbes dont la position est déterminée par

$$\frac{3.6t''(r_a^\circ)^2}{J}$$

L'échelle de y_2 est également donnée à droite du diagramme, mais dans une échelle irrégulière, également en m/kg.h. Dans notre cas le diagramme est construit en fonction des deux vitesses initiales $\frac{v_i'}{v_i''} = 2$, qui sont pratiques

pour les mesures. Si nous connaissons les valeurs des paramètres initiaux représentés par les points D et C (voir figure 6), le coefficient a est obtenu par l'intersection de la droite représentant y_1 et la courbe représentant y_2 au point A, projeté sur l'abscisse (point B).

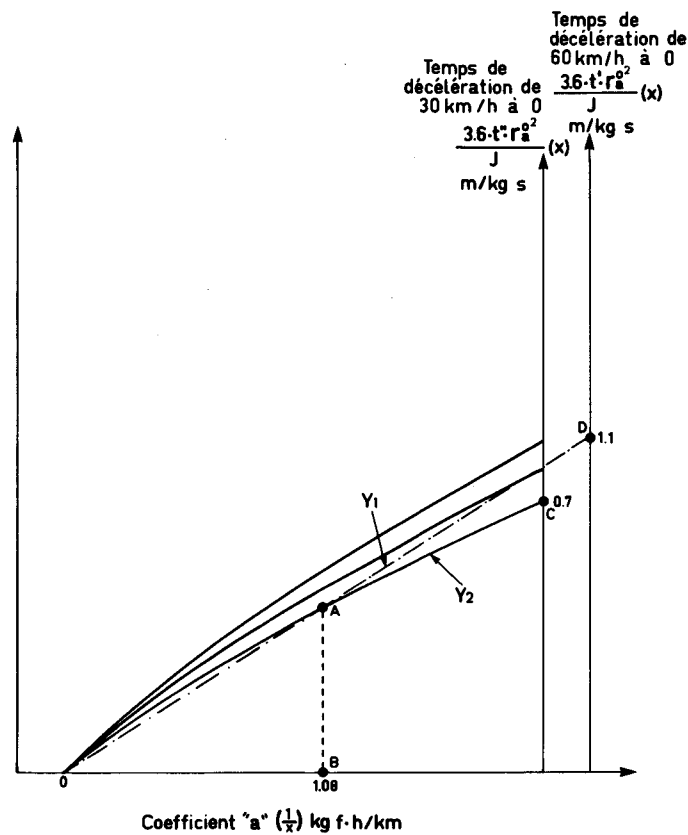


FIGURE 6. Méthode de détermination du coefficient "a".

Nous avons indiqué sur le diagramme des échelles telles que nos valeurs puissent être multipliées par x si c'est nécessaire. Dans ce cas l'échelle de a doit être multipliée par 1/x.

Pour déterminer la valeur $P_{fa_o}^o$, on considère que l'augmentation de la résistance au roulement et de la résistance de l'air en fonction de la vitesse est négligeable à basse vitesse. Dans ce cas on suppose que $c = 0$. La vitesse d'essai ne doit être ni trop élevée ni trop basse. Nous allons utiliser une vitesse $v_1 = 20$ km/h.

Nous nous servons de l'équation (23) en y introduisant $c = 0$. Le résultat du calcul donne:

$$P_{fa_o}^o = \frac{a \cdot v_1}{\ell \left(\frac{3.6 \cdot g \cdot t_1}{G_a \cdot \delta} \right) \cdot a - 1} \quad (30)$$

dans cette équation:

- a est en unité kgf.h/km.
- t_1 est le temps écoulé pour que le véhicule roule en roue libre de 20 à 0 km/h, s.
- g est l'accélération de la pesanteur en m/s².

Les calculs de vérification ont montré que l'erreur de détermination de $P_{fa_o}^o$ par cette formule est de l'ordre de 1 à 3%.

Pour déterminer le coefficient c nous supposons que les pertes provenant des résistances sont représentées par une courbe du second degré. Pour cela, on remplace dans la partie droite de l'équation (23) la somme $av + cv^2$ par une expression $c_o v^2$. L'interdépendance des coefficients a, c et c_o est déterminée au moyen de l'équation qui exprime l'égalité des travaux effectués par les éléments des forces résistantes à l'avancement $av + cv^2$ et $c_o v^2$ dans une plage de vitesses de v_i à v avec des intervalles de temps égaux, c'est-à-dire:

$$\int_0^t (av + cv^2) v dt = \int_0^t c_o v^2 \cdot v dt$$

d'où on obtient:

$$c = \frac{a}{v_i \cdot v} \cdot \frac{v \cdot \ell \left[\frac{a}{c_o} \cdot \left(\frac{1}{v} - \frac{1}{v_i} \right) \right] - v_i}{1 - \ell \left[\frac{a}{c_o} \cdot \left(\frac{1}{v} - \frac{1}{v_i} \right) \right]} \quad (31)$$

Après substitution, intégration et modification de l'équation (23), on a

$$\frac{t_{96.6-48.3}}{G_a \cdot \delta} = \frac{1}{3.6 \cdot g \sqrt{c_o \cdot P_{fa_o}^o}} \left(\arctg \frac{c_o \cdot v_i}{\sqrt{c_o \cdot P_{fa_o}^o}} - \arctg \frac{c_o \cdot v}{\sqrt{c_o \cdot P_{fa_o}^o}} \right) \quad (32)$$

L'expression (32) peut être résolue pour la valeur c_o graphiquement (voir figure 7) où on a sur l'abscisse la valeur

$$\frac{t_{96.6 - 48.3}}{\delta G_a}$$

et sur l'ordonnée la valeur de $P_{fa_o}^o$. Le paramètre $t_{96.6 - 48.3}$ correspond à la plage des vitesses $v'_1 - v''_1$ (96.6 - 48.3 km/h). Lors des essais, il est nécessaire d'avoir la vitesse initiale la plus élevée possible (96.6 km/h) et une plage de vitesses pas trop étendue. Nous avons choisi la vitesse initiale de 96.6 km/h et une plage de vitesses de 48.3 km/h car ce sont les vitesses que nous aurons le plus souvent dans les exploitations forestières.

Si on connaît la valeur $P_{fa_o}^o$ (point 1 sur la figure 7) et la valeur $\frac{t_{96.6 - 48.3}}{\delta G_a}$ (point 2 sur la même figure, la valeur c_o peut être déterminée

au point 3. Enfin, nous déterminerons le coefficient c par la formule (31).

En nous servant des formules (24) et (25) et des valeurs trouvées pour $P_{TP_o}^o$, $P_{fa_o}^o$ et c nous déterminons la force $P_{f\Sigma_o}^o$:

$$P_{f\Sigma_o}^o = P_{fa_o}^o - P_{TP_o}^o \quad (33)$$

et

$$k = c - \frac{KF}{12.96} \quad (34)$$

Ayant ces données, nous pouvons maintenant calculer $P_{f\Sigma}^o$ à partir de:

$$P_{f\Sigma}^o = P_{fa_o}^o - P_{TP_o}^o + kv^2$$

d'où:

$$P_{f\Sigma}^o = P_{fa_o}^o - P_{TP_o}^o + \left(c - \frac{KF}{12.96} \right) v^2 \quad (35)$$

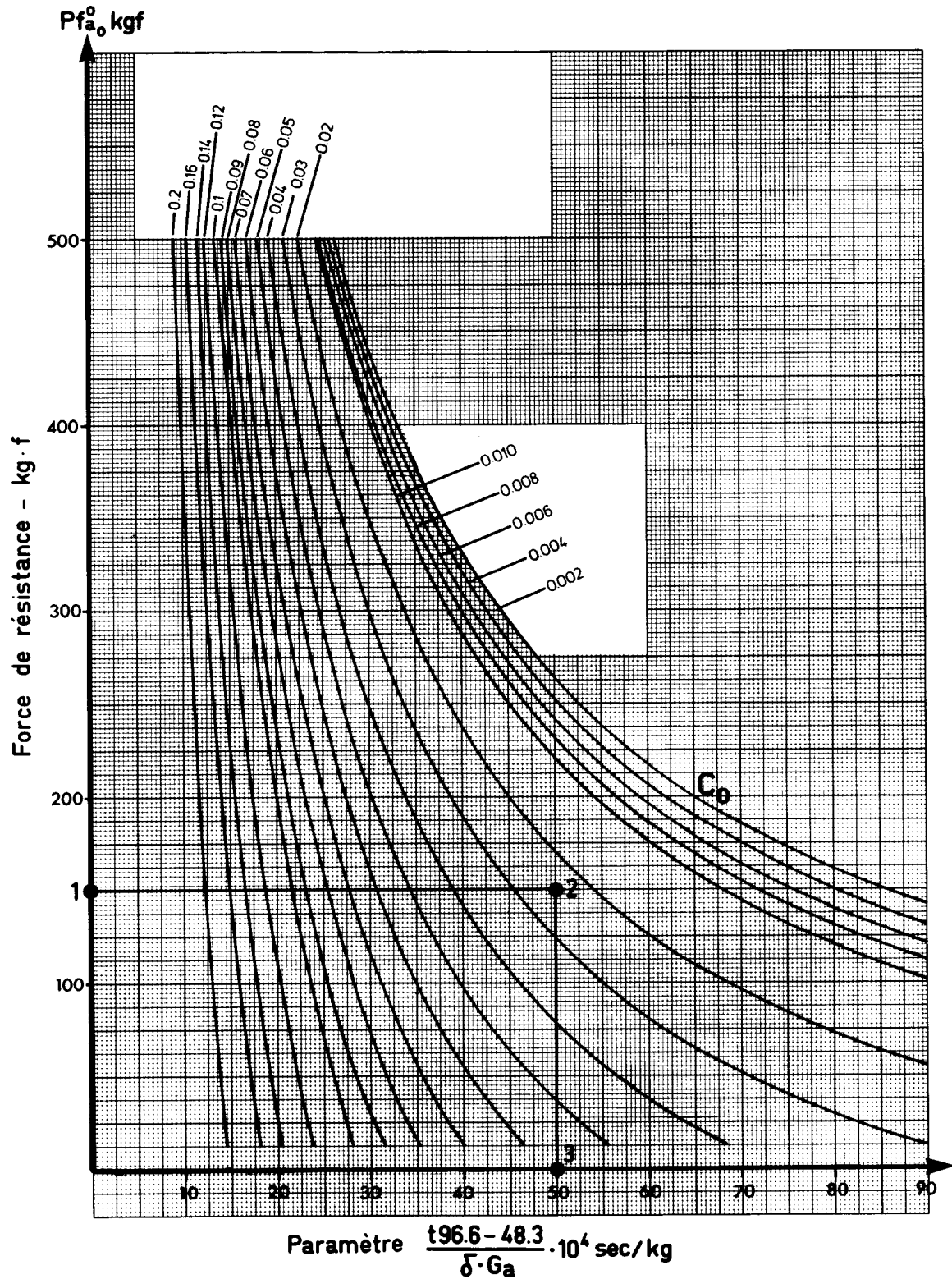


FIGURE 7. Diagramme servant pour la détermination du coefficient " c_0 " pour la résistance totale (incluant la résistance au roulement et la résistance de l'air).

où:

- k est le coefficient représentant l'intensité d'augmentation de la résistance au roulement des pneumatiques en fonction de la vitesse.

A partir des équations (20) et (22) on obtient la valeur de P_{TP}° :

$$P_{TP}^{\circ} = P_{TP_0}^{\circ} + av \quad (36)$$

De cette façon, il est très simple de déterminer les forces résistantes: P_{TP}° , P_{fa}° , P_{TP} et $P_{f\Sigma}$, ainsi que le coefficient c représentant l'intensité d'augmentation des forces résistantes du roulement des pneumatiques et de la résistance de l'air en fonction de la vitesse. Nous verrons plus tard comment déterminer:

- le complément des forces résistantes dues à la transmission du couple à travers le système propulsif et à la transmission du couple à travers les pneumatiques au sol,
- le facteur de résistance de l'air K .

Pour cette première partie d'étude, il nous faut connaître seulement le poids de l'ensemble, le moment d'inertie des roues et du système propulsif, et faire des essais pour déterminer les temps t' , t'' , t_1 et t_2 .

Pour effectuer ces mesures, nous avons besoin d'un tachygraphe étalonné. Les valeurs des temps t' et t'' sont déterminées avec les roues du véhicule surélevées. A une vitesse de 60 km/h on fait partir un chronomètre, et exactement à la moitié de cette vitesse (30 km/h), on en fait partir un autre. On les arrête tous les deux au moment où les roues s'immobilisent.

Les valeurs de t_1 et t_2 sont établies avec le véhicule roulant sur une route horizontale, de la façon suivante: à partir d'une vitesse de 20 km/h et jusqu'à 0 km/h on prend le temps t_1 . A partir de 96.6 km/h et jusqu'à 48.3 km/h on prend le temps t_2 . On doit effectuer ces mesures dans les deux sens et prendre la moyenne, pour éliminer l'influence d'une éventuelle inclinaison de la route.

Si nous introduisons les valeurs des forces résistantes et les coefficients obtenus expérimentalement par la méthode précitée dans les équations (26) et (27), nous pouvons vérifier l'exactitude de notre méthode pour $v = f(t)$.

De cette manière, et au moyen d'un minimum d'instruments de mesure, il sera possible d'étudier l'influence de divers facteurs dessin-route sur les performances, le bilan énergétique et le coût d'opération (consommation de carburant, etc.).

2. Détermination de la force de résistance au roulement $P_{f\Sigma}^M$ des pneumatiques subissant la force tractive.

Le rayon r_K (avec le moment de traction appliqué) subit une réduction et par conséquent n'est pas tout à fait le même que le rayon d'un pneumatique roulant "en roue libre". Ces dernières années il y a eu énormément d'études faites à ce sujet, et divers chercheurs ont publié des résultats. Nous reproduisons ici une formule qui nous semble être une des meilleures approximations pour calculer le rayon du pneumatique en fonction de la charge, de son gonflage, du moment tractif appliqué et de son rayon libre (sans charge mais avec le gonflage donné). Cette formule est la suivante:

$$r_K = r_o - 0.205 \sqrt{\frac{G_{ch}}{P_w} - \frac{5 \cdot P_{TR}^2}{G_{ch}^3 \cdot P_w}} \quad (37)$$

où: G_{ch} et P_{TR} sont relatifs à un seul pneumatique.

Connaissant le rayon dynamique sous traction des pneumatiques, nous pouvons maintenant calculer la force $P_{f\Sigma}^M$ à partir de l'équation qui a été déterminée et vérifiée empiriquement par certains auteurs:

$$P_{f\Sigma}^M = \frac{P_{TR} (r_a^o - r_K)}{r_a^o} \quad (38)$$

où:

- P_{TR} est la force de traction au sol à un moment donné, en kg (totale).

3. Détermination du coefficient "K" de la résistance de l'air pour un véhicule donné.

La méthode de détermination du coefficient K est la suivante: on charge un ensemble et on pèse la charge totale de l'ensemble, d'où on détermine la charge par pneumatique, par exemple sur l'essieu arrière du camion. Avec cette charge, on détermine les forces résistantes par la méthode "par inertie".

Ensuite, on dégonfle un ou plusieurs pneumatiques de l'essieu arrière du camion, et on réduit la charge en pourcentage de la réduction du nombre des pneumatiques. Par exemple, si nous avons une charge sur l'essieu arrière du camion de 44,000 lbs avec les huit pneumatiques gonflés et si nous en dégonflons deux, nous devons réduire la charge sur l'essieu d'un quart, c'est-à-dire de 11,000 lb. Avec cette nouvelle disposition, nous refaisons l'essai "par inertie" sur une route plate, et nous déterminons les forces résistantes. Dans ce cas, nous aurons deux équations suivantes:

$$P_{fa(N)}^o = P_{TP}^o + P_{fN}^o + P_W \quad (39)$$

$$P_{fa(N-m)}^o = P_{TP}^o + P_{f(N-m)}^o + P_W \quad (40)$$

où:

- $P_{fa(N)}^{\circ}$ et $P_{fa(N-m)}^{\circ}$ sont les valeurs totales des résistances à l'avancement en roue libre pour le véhicule avec tous les pneumatiques (N) au sol et le véhicule avec un nombre réduit de pneumatiques (N-m) au sol.

La résolution de ces deux équations donne:

$$P_f^{\circ} = \frac{P_{fa(N)}^{\circ} - P_{fa(N-m)}^{\circ}}{m} \quad \text{et} \quad (41)$$

$$P_W = P_{fa(N)}^{\circ} - P_{TP}^{\circ} - \frac{[P_{fa(N)}^{\circ} - P_{fa(N-m)}^{\circ}] N}{m} \quad (42)$$

où:

P_f° est la force résistante pour un pneumatique en roue libre, kg.

Étant donné que les coefficients c peuvent être déterminés par la méthode dite "par inertie" et par la formule (33), le coefficient K peut par conséquent être calculé par la relation suivante:

$$KF = C_N - \frac{N}{m} \left[C_N - C_{(N-m)} \right] \quad (43)$$

où:

- F est la surface frontale d'un ensemble en m².
- C_N est le coefficient représentant l'intensité d'augmentation des résistances au roulement des pneumatiques et de l'air en fonction de la vitesse, ensemble avec n pneumatiques;
- $C_{(N-m)}$ est le même coefficient que C_N , mais avec (N-m) pneumatiques.

Ainsi, il est possible, avec des moyens limités et directement en utilisation, de déterminer la résistance au roulement d'un pneumatique et la résistance de l'air d'un ensemble donné dans une opération donnée. Par les méthodes classiques de détermination de la résistance de l'air, il est pratiquement impossible de trouver les valeurs correctes.

4. Détermination du coefficient de frottement " μ " du système de propulsion d'un camion

Le coefficient de frottement μ d'un système propulsif dépend de plusieurs facteurs qui peuvent être divisés en deux catégories:

- nombre de pignons en prise, qualité de leur usinage, frottement dans les roulements, état dans lequel se trouve le système, etc.
- qualité de l'huile, sa température, etc.

Il existe une multitude de formules pour calculer la valeur de μ , mais elles sont seulement indicatives et approximatives.

Nous indiquons ici la méthode au moyen de laquelle nous pourrions déterminer μ facilement et avec une très bonne exactitude pour un camion donné.

- a) Nous procédons aux essais "par inertie" de l'ensemble donné et calculons tous les facteurs nécessaires pour déterminer les consommations par les formules (10), (11), (12), (13), et (14), sauf bien entendu μ dans l'équation (12), qui pour le moment est une inconnue.
- b) Le même ensemble avec le même poids total est essayé sur la même route (une portion plate) sur laquelle, dans un rapport de transmission donné, on maintient la vitesse v constante et on mesure la consommation Q_s en kg/h.

Par l'équation (15):

$$Q_s = Q_{SM} + Q_{SV} + Q_{STR} + Q_{Sf} + Q_{SW}$$

En connaissant Q_s et en calculant par les équations précitées Q_{SM} , Q_{SV} , Q_{Sf} et Q_{SW} on obtient:

$$Q_{STR} = Q_s - Q_{SM} - Q_{SV} - Q_{Sf} - Q_{SW}$$

Après avoir déterminé la consommation Q_{STR} on peut calculer le coefficient μ d'après l'équation (12), c'est-à-dire:

$$\mu = \frac{\frac{Q_{STR} \cdot 2\pi \cdot \rho}{S \cdot \gamma} - P_{TPo}^{\circ} - av}{\left[P_{f\Sigma}^{\circ} + \left(\frac{KF}{12.96} + k \right) v^2 + P_{f\Sigma}^M \right]} \quad (44)$$

Lors de ces essais, il est impératif d'avoir les mêmes huiles dans le système propulsif et les mêmes températures, ainsi que tous les autres facteurs qui entrent en jeu.

De cette manière, il nous sera possible non seulement de déterminer simplement et avec une exactitude suffisante le coefficient de frottement dans un camion donné, mais également de le comparer à ceux de camions semblables, et si le résultat est différent, de déterminer préventivement les problèmes mécaniques ou d'usure de son système propulsif.

5. Détermination in situ du moment d'inertie des roues d'un camion

Le calcul du moment d'inertie d'une roue peut être effectué par l'équation empirique (18).

Si nous voulons déterminer expérimentalement d'une manière assez exacte le moment d'inertie d'une roue de notre camion, nous pouvons le faire expérimentalement de la façon décrite ci-dessous. Tout d'abord, nous devons déterminer le moment d'inertie du moteur. Pour un quatre-temps Diesel, nous avons:

$$J_m = \frac{1}{232.9} \left[4 + 5958 \left(\frac{V_h}{100} \right)^2 \right] \text{ en kgf.m.s}^2 \quad (45)$$

Connaissant le moment d'inertie de notre moteur, nous pouvons procéder aux essais suivants; les roues du camion étant surélevées, on fait tourner le moteur à une vitesse de rotation n (moteur désembrayé) et on coupe le carburant. Au moyen d'un tachygraphe ou autre instrument de mesure, on enregistre la décélération ou l'inclinaison de la courbe de la chute de vitesse de n à zéro. Ensuite, on refait le même essai, mais avec le système propulsif, et système propulsif et les roues arrières. Avec ces trois décélération, on peut, au moyen de la relation suivante, déterminer les moments d'inertie des roues arrière et de là, les moments d'inertie de chaque roue. L'équation est tirée du bilan des énergies cinétiques, elle est la suivante:

$$J_{KN} = \frac{J_m (\varepsilon_2 - \varepsilon_1)}{(\varepsilon_2 - \varepsilon_1) - \varepsilon_3} \quad J_m \frac{\text{tg} \alpha_2 - \text{tg} \alpha_1}{(\text{tg} \alpha_2 - \text{tg} \alpha_1) - \text{tg} \alpha_3} \quad (46)$$

où:

- J_m est le moment d'inertie du moteur
- ε_3 est la décélération du moteur tout seul
- ε_1 est la décélération du moteur et du système propulsif sans roues
- ε_2 est la décélération de tout l'ensemble avec les roues.
- α_1, α_2 et α_3 sont les angles des tangentes des courbes au point donné.

De cette manière nous pouvons vérifier le moment d'inertie J_K calculé par l'équation (18).

6. Calcul du coefficient Δ représentant la dispersion des points de mesure des consommations dans l'équation (7)

Nous reprenons ici l'équation (7):

$$q = M_i \cdot \gamma + 1.5\Delta \left(1 - \frac{\omega}{0.75 \omega_{\max}} \right)$$

Il est clair que pour une vitesse angulaire ω représentant les trois quarts de la vitesse maximum, nous aurons:

$$\gamma = \frac{q}{M_i}$$

Pour déterminer le coefficient γ , nous procédons tout d'abord de la manière suivante:

Pour un moteur donné, et à 0.75% de sa vitesse maximum, nous prenons sa consommation spécifique publiée par le constructeur. A cette même vitesse nous lisons sa puissance brute (sans accessoires) et multiplions la consommation spécifique par la puissance:

$$C_{sp} \text{ (kg/ch}_h\text{)} \cdot P_B \text{ (ch)} = Q_T \text{ (kg/h)}$$

Nous obtenons la consommation horaire Q_T . Si maintenant nous multiplions notre vitesse de rotation du moteur par minute par 60, nous aurons le nombre total de tours par heure. En divisant Q par n_Σ (nombre de tours pour une heure) nous avons:

$$q = \frac{Q_T}{n_\Sigma} \text{ en kg/tours du moteur}$$

En nous servant de la formule (4a) nous calculons les moments résistants internes du moteur en fonction de la vitesse du moteur représentant 0.75% de la vitesse maximum, et avec le moment M_M , d'après la formule (2) calculons M_i :

$$M_i = M_M + M_e$$

où:

M_e est le moment du couple du moteur à cette même vitesse en kgf.m publié par le constructeur du moteur.

Ayant M_i et q , nous pouvons calculer γ d'après:

$$\gamma = \frac{q}{M_i}$$

Cette fonction est représentée par une droite qui va du centre de coordonnées et passe par le point obtenu pour le moteur donné. Cette droite donne la relation des consommations et des moments M_i pour toute la plage des moments de ce moteur (voir fig. 3).

Si nous déterminons maintenant q et M_i pour une autre vitesse quelconque, nous pouvons, d'après l'équation (7), calculer le coefficient Δ ; ainsi:

$$\Delta = \frac{q_n - M_{in} \cdot \gamma}{1.5 \left(1 - \frac{\omega_n}{0.75 \omega_{nmax}}\right)} \quad (47)$$

où:

- ω_n est la vitesse angulaire choisie
- ω_{nmax} est la vitesse angulaire maximum pour ce moteur.

7. Détermination de la portion de la force de résistance à la rotation du système propulsif due à l'application du couple.

Connaissant μ nous pouvons déterminer cette résistance de la manière suivante:

$$P_{TP}^M = \mu \left[P_{f\Sigma}^{\circ} + \left(\frac{KF}{12.96} + k \right) v^2 + P_{f\Sigma}^M \right] \quad (48)$$

E. QUELQUES RÉSULTATS PRATIQUES DES ESSAIS

Des essais pratiques ont eu lieu en janvier, février et mars 1982, sur des camions en utilisation, chez Maclaren (au nord de Mont-Laurier).

Voici les spécifications des camions et des remorques qui ont servi aux essais:

- Camions Pacific modèle P-510 équipés de moteur CAT 3406, 298 kW (400 hp), transmission Spicer 1420-3A à 12 rapports, essieux arrières Eaton et Rockwell de 58,000 lb de capacité (rapport de l'essieu arrière 6.12 à 1) et pneus radiaux Michelin.
- Semi-remorques Timmins à trois essieux dont le premier à levage. Largeur du lit de charge 3.3 m à l'avant et 2.44 m à l'arrière, hauteur du lit de charge 2.44 m. Longueur de la remorque 13.72 m, pneus radiaux Michelin.

La surface des routes sur lesquelles nous avons effectué des essais était en neige dure glacée et nettoyée. Cet état de surface paraît général pendant l'hiver sur toute la longueur du trajet et les résultats pourront servir à des calculs futurs, à condition qu'il s'agisse d'une route nettoyée de la neige fraîchement tombée.

Les instruments de mesure sont très simples. Ils consistent en chronomètres manuels, en tachygraphes électroniques Kienzle dont l'enregistrement se fait en 60 mn au lieu de 24 h, et en un dispositif de mesure de consommation Kienzle permettant une lecture tous les dixièmes de litres.

Pour que nous puissions contrôler les résistances déterminées, nous avons simultanément enregistré les consommations de carburant. Ainsi nous pouvions étudier en même temps les résistances au mouvement d'un ensemble et les consommations dues aux diverses résistances.

La figure 8 représente le bilan énergétique sur route avec le camion n° 2757 ayant les spécifications précitées, avec un gonflage des pneumatiques de 77,337 kg/m² (110 psi), une charge totale de 61,030 kg et une surface frontale de 13 m².

Pour déterminer les résistances à l'avancement, nous avons utilisé une section de la route horizontale et droite d'une longueur de 264 m à une vitesse constante de 40 km/h et en 8^e rapport de transmission. La consommation de carburant a été mesurée en même temps de manière à pouvoir comparer les consommations calculées en présence des résistances à l'avancement avec les consommations mesurées directement.

On peut voir que la différence entre la consommation mesurée et calculée est d'environ 4.5%, ce qui est entièrement satisfaisant compte tenu du nombre de variables et des petites erreurs de mesure. Si cette tendance à une différence minime entre les consommations mesurées et les consommations calculées se confirme, nous pourrions étudier à l'avenir les résistances et par conséquent les consommations d'énergie directement par calcul, sans avoir à effectuer des mesures de consommation.

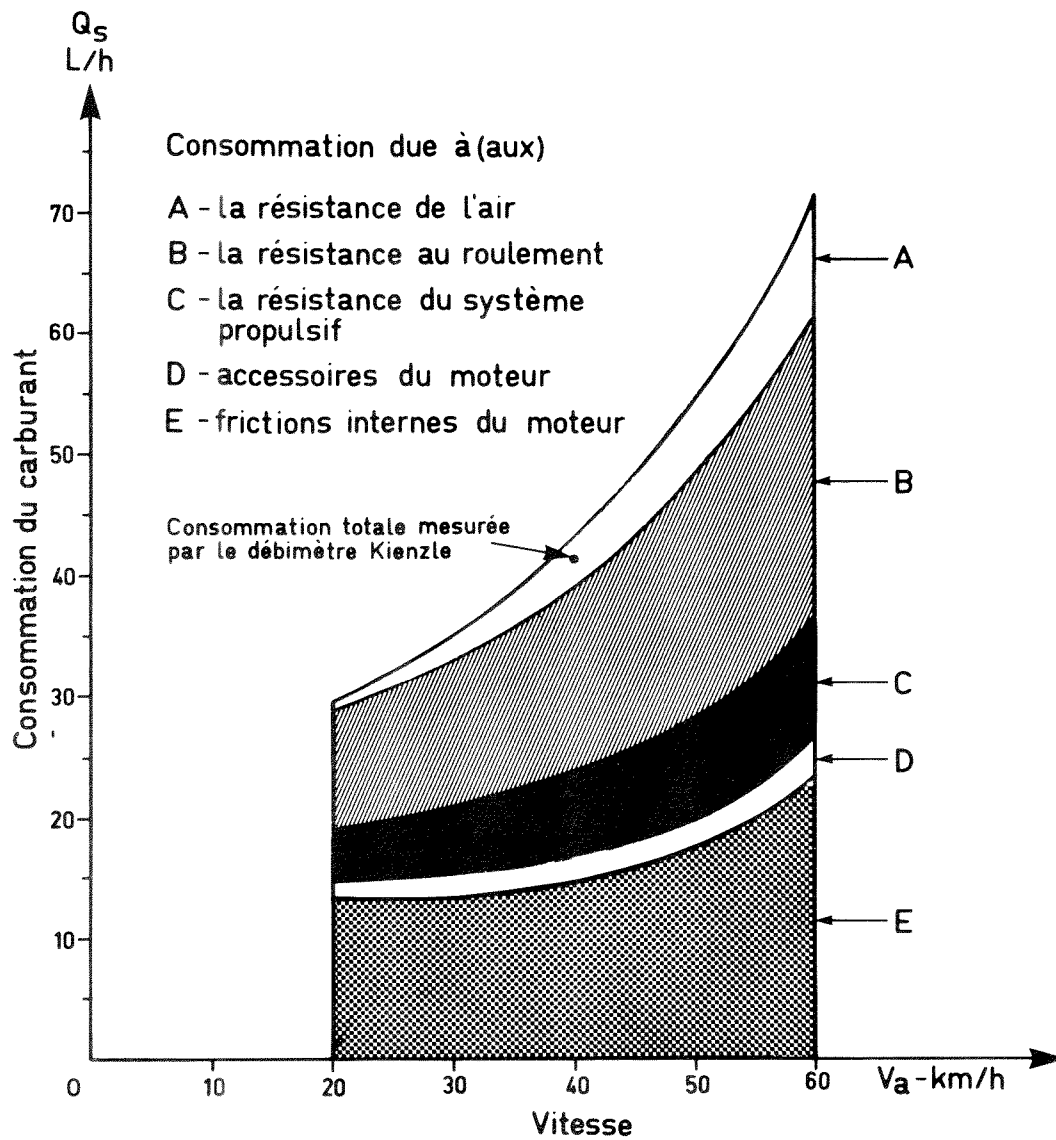


FIGURE 8. Bilan énergétique du camion n° 2757 avec un poids brut total de 61,030 kg, surface frontale 13 m² et gonflage des pneumatiques 77,337 kg/m² (110 psi).

D'un autre côté, cette conformité prouve que tout notre système d'établissement des résistances et des consommations est exact et qu'en même temps nos mesures de consommation correspondent à la réalité.

La figure 8 montre que la plus grande partie du carburant est perdue pour entraîner les résistances passives du moteur lui-même. Cela prouve que les fabricants de moteurs ont beaucoup à faire pour rendre leurs moteurs plus efficaces. Par exemple, à 60 km/h, un tiers d'énergie environ est perdu dans le moteur même.

En ce qui concerne l'efficacité des moteurs, nous allons l'examiner dans un proche avenir et étudier surtout l'influence des huiles synthétiques, la température de l'eau de refroidissement, la température du carburant, l'énergie absorbée par les accessoires, etc. sur la consommation d'énergie et par conséquent les dépenses de transport.

La deuxième constatation est que les résistances du système de propulsion varient entre 30% à 20 km/h et 23% à 60 km/h du couple total (maximum) transmis. Cela bien entendu avec la température des huiles stabilisée (après plusieurs heures de travail). Les températures stabilisées mesurées sont:

Température de l'huile de transmission 40°C
Température de l'huile de l'essieu arrière-avant 31°C
Température de l'huile de l'essieu arrière-arrière 30°C

Ces températures sont les maximas atteints pour les conditions atmosphériques suivantes:

- Température -38°C
- Humidité relative 93%
- Pression barométrique 759 mm

La figure 9 donne les rendements du système propulsif en fonction de la vitesse et en pourcentage du total. Ces rendements varient de 0.70 à 0.78. En comparant ces valeurs aux rendements donnés dans la documentation technique, qui sont en général de 0.85, nous nous rendons compte que nos rendements pendant l'hiver sont bien moins élevés et qu'une grande partie de l'énergie est perdue parce que nos huiles restent très froides. Idéalement les températures de nos huiles devraient être d'environ 80°C.

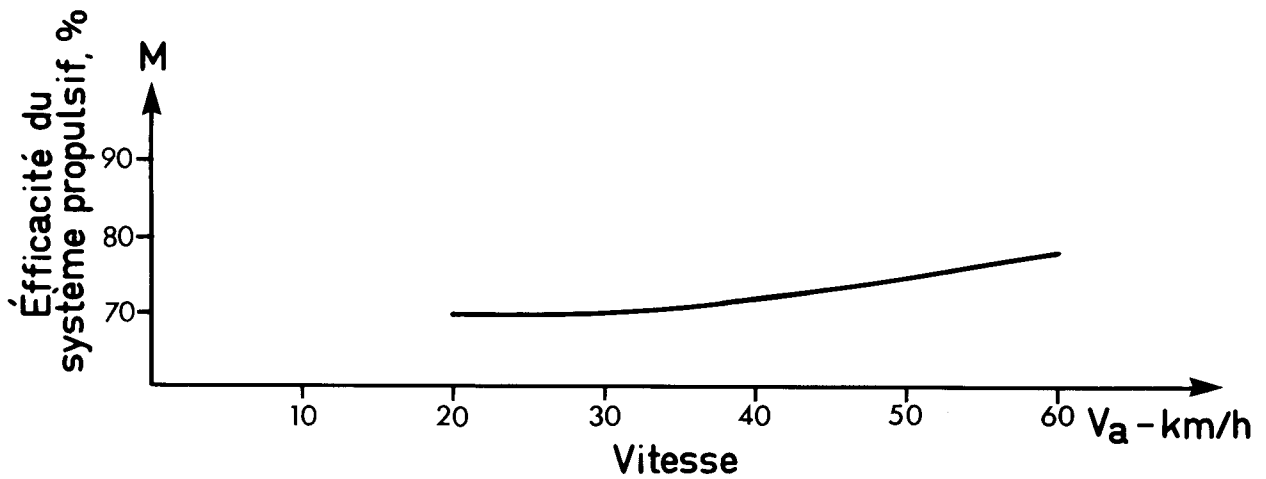


FIGURE 9. Efficacité du système propulsif.

Températures stabilisées des huiles

transmission	- 56°C
essieu arrière-avant	- 36°C
essieu arrière-arrière	- 35°C

Plusieurs essais ont été effectués avec les essieux arrières sur-élevés de manière à déterminer l'énergie perdue pour entraîner l'huile dans la transmission et dans les essieux. Une série d'essais a été effectuée avec les huiles complètement froides et l'autre avec des huiles dont la température était stabilisée. La figure 10 donne les résultats pour des consommations calculées en fonction de la vitesse sur route et une comparaison avec les consommations mesurées à 60 km/h. Encore une fois on peut voir que la différence entre les consommations mesurées et les consommations calculées est minime, ce qui confirme le bien-fondé de notre procédé.

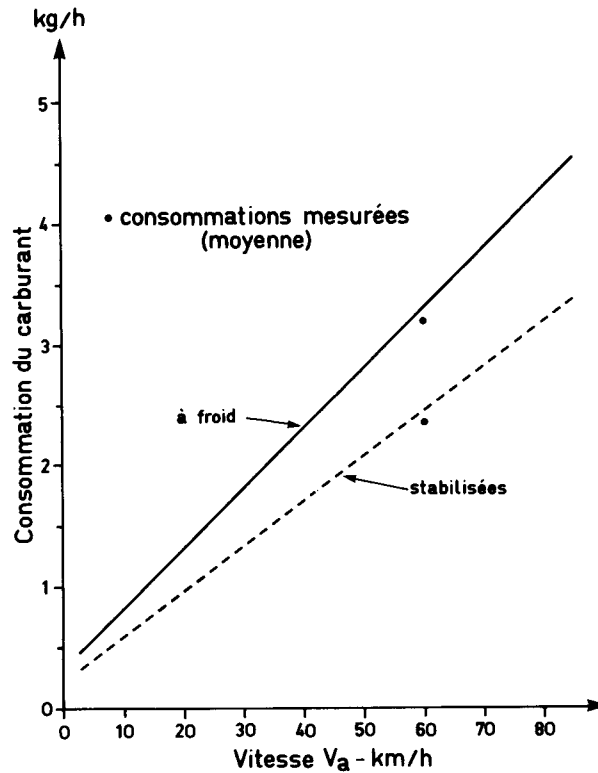


FIGURE 10. Rapport entre la consommation du carburant et la vitesse sur route avec différentes températures des huiles de transmission et des essieux arrières.

La différence entre les consommations à froid et les consommations avec les huiles stabilisées est très importante (environ 0.9 kg/h). Cette différence tient compte seulement de l'énergie perdue pour entraîner l'huile et non pas de l'énergie perdue à cause des frottements internes. Sur la figure 8, par contre, on donne l'énergie perdue combinée dans le système de propulsion.

Ces résultats démontrent qu'on pourrait, en préchauffant les huiles du système de propulsion par exemple au moyen de l'eau de refroidissement du moteur, réduire la consommation de carburant et par conséquent le coût du transport. FERIC étudiera dans un proche avenir un tel système et en rapportera les résultats.

Dans le même ordre d'idées, la figure 11 montre la différence entre la consommation d'un camion muni d'huile semi-synthétique et d'huile standard. La différence est également importante, ce qui prouve qu'une utilisation de l'huile synthétique pourrait également réduire sensiblement la consommation de carburant avec les avantages secondaires d'une étanchéité aux fuites d'huile accrue, et surtout une plus longue durabilité des pignons et des roulements. En outre, chaque fois que les résistances sont réduites, il reste davantage de puissance disponible pour le travail utile, donc il s'ensuit une meilleure performance.

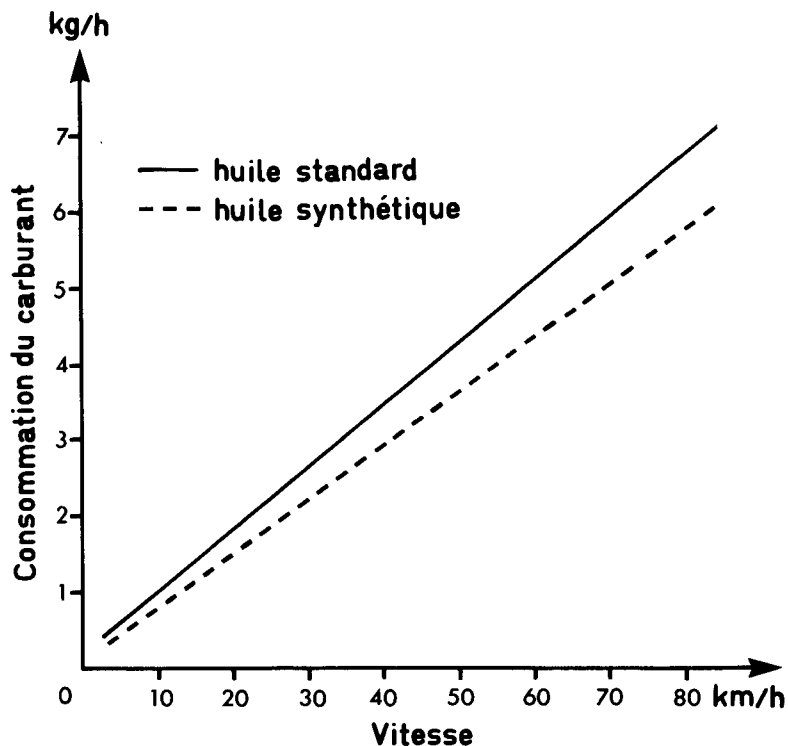


FIGURE 11. Rapport entre la consommation du carburant et la vitesse sur route avec l'huile standard et l'huile synthétique.

Températures stabilisées des huiles

transmission	-	~40°C
essieu avant-arrière	-	~30°C
essieu arrière-arrière	-	~30°C

En se reportant à la figure 8, on voit que la consommation la plus élevée après celle du moteur lui-même est la consommation due à la résistance au roulement des pneumatiques. Elle dépend de plusieurs facteurs:

- genre de pneumatiques (radiaux, standard ou autres)
- gonflage des pneumatiques
- genre de route (surface, conditions atmosphériques, côtes, tournants, etc.)

Dans notre cas, les essais ont été faits avec des pneus radiaux (Michelin) type XM+S4 sur des roues tractrices et XZZ sur les autres.

Sur la figure 12 nous pouvons voir qu'il peut y avoir une grande différence de consommation et par conséquent de résistance au roulement en fonction du gonflage des pneumatiques.

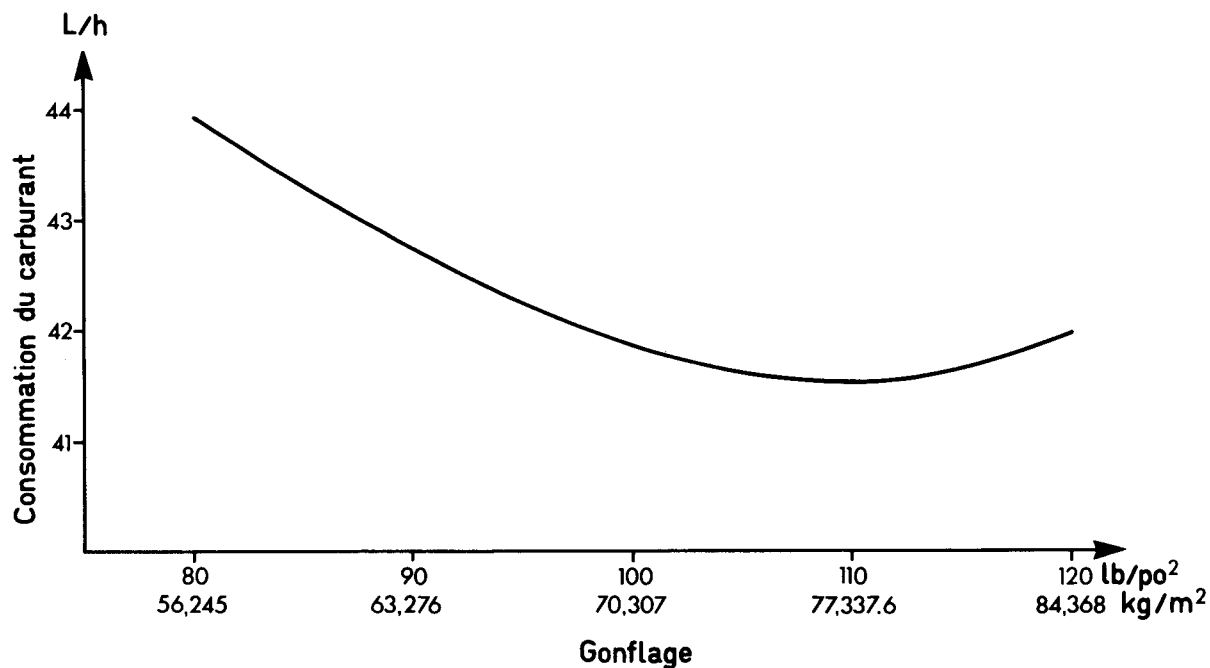


FIGURE 12. Rapport entre le gonflage des pneumatiques et la consommation du carburant.

La figure 13 donne le coefficient de résistance au roulement pour un gonflage de 70,307 kg/m² (110 psi) sur une route en neige dure et glacée (nettoyée) en fonction de la vitesse sur route. On voit que le coefficient et par conséquent la consommation augmentent avec la vitesse (le coefficient varie entre 0.7% à 10 km/h jusqu'à 1.8% à 60 km/h).

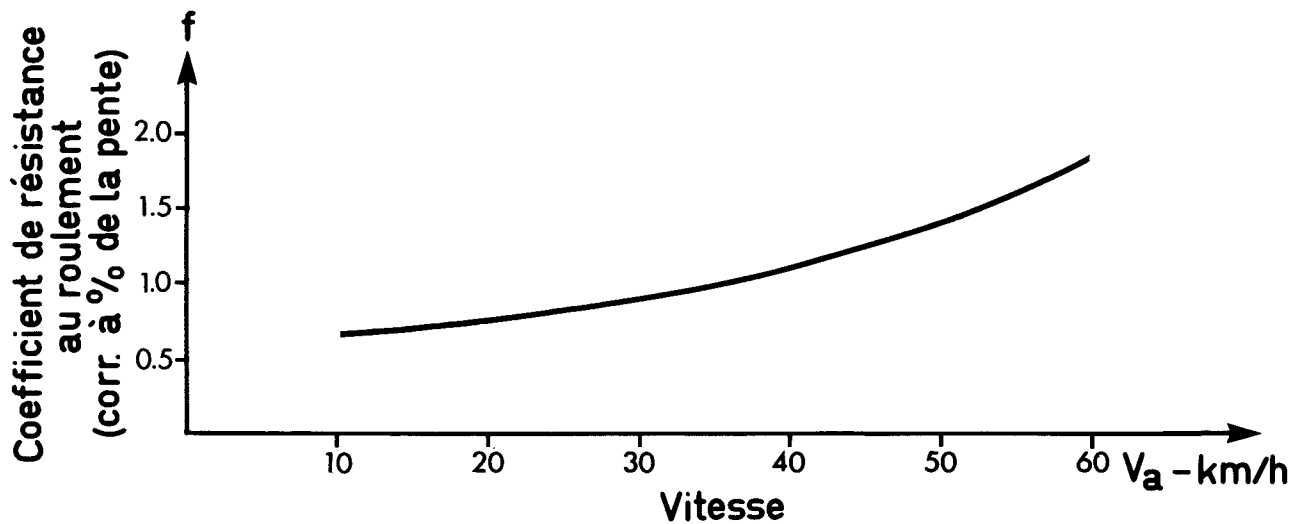


FIGURE 13. Rapport entre le coefficient de la résistance au roulement et la vitesse pour une surface en neige et glace dure dégagée, avec pneumatiques radiaux Michelin et avec un gonflage de $70,307 \text{ kg/m}^2$ (100 lb/po^2).

Figure 14 donne une comparaison des consommations obtenues avec deux essieux différents (double réduction - hypoïde et standard) toutes les autres conditions étant les mêmes. On peut voir qu'une différence assez importante de consommation existe. FERIC étudiera dans le futur ce phénomène et en rapportera des résultats.

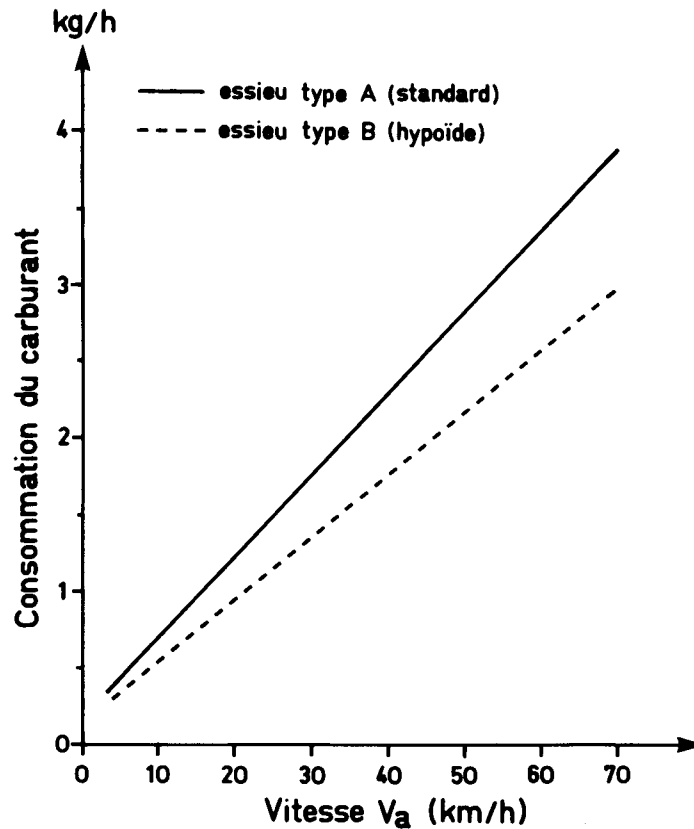


FIGURE 14. Rapport entre la consommation de carburant et la vitesse pour l'essieu hypoïde et l'essieu standard. Essai effectué le même jour, températures stabilisées des huiles à la température ambiante de -17°C .

Finalement nous tenons à mentionner que dans les conditions identiques d'essais sur route il fut constaté qu'une différence d'environ 10% de consommation entre les différents chauffeurs existe. Nous allons étudier dans un proche avenir, au moyen d'enregistreur automatique du cycle de travail d'une machine, la technique de conduite de différents chauffeurs pour pouvoir examiner les raisons de ces différences de consommation. Ceci fera l'objet d'une étude spéciale.

Nous venons de voir seulement quelques possibilités d'études énergétiques du transport routier en forêt. Dans le rapport de progression que nous publierons plus tard, nous montrerons les études faites dans des conditions d'été et d'automne, qui donneront une image plus complète sur la dépense d'énergie dans nos machines.

F. QUELQUES POSSIBILITÉS D'ÉTUDES PAR LA MÉTHODE INDIQUÉE

Cette méthode mixte (théorique et expérimentale) nous permettra d'étudier les spécifications des machines directement en utilisation dans le milieu de service réel. Sur une base comparative, nous allons être en mesure d'étudier tous les éléments homme-machine-route-conditions atmosphériques en vue d'une optimisation de la combinaison.

Citons ici quelques exemples d'optimisation qui pourront être étudiés :

1. Étude de l'influence du rapport de l'essieu arrière d'un camion tracteur sur la consommation et sur la vitesse moyenne sur une route donnée

Le rapport de l'essieu arrière est choisi à l'heure actuelle tout d'abord en fonction de la vitesse maximum (géométrique) désirée, et ensuite pour avoir un pouvoir de démarrage en côte et une tenue de vitesse en côte suffisants pour une route donnée.

Nous indiquons sur la figure 15 les vitesses moyennes et les consommations pour deux véhicules en fonction du rapport de l'essieu arrière. En examinant la figure 15, on se rend immédiatement compte qu'il existe un rapport optimum pour la vitesse moyenne, donc pour la performance, et un optimum de consommation de carburant. Pour ces deux véhicules, il y a un rapport idéal (de compromis) qui permet de réduire la consommation de plus de 10% tout en gardant la vitesse moyenne la plus élevée.

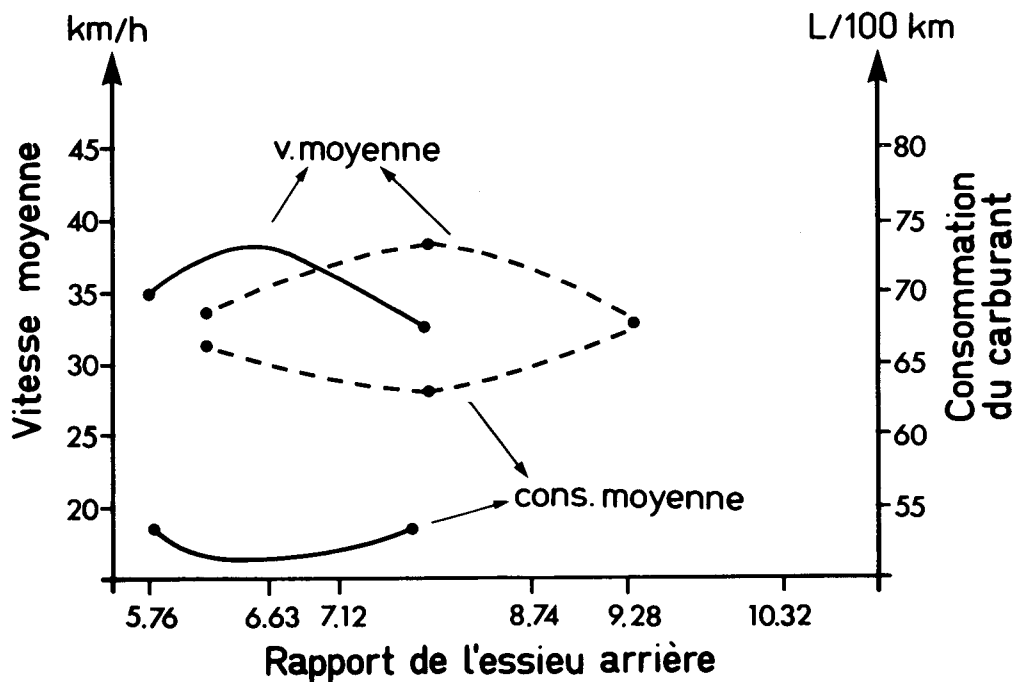


FIGURE 15. Rapport entre la vitesse moyenne sur route et la consommation du carburant en fonction des rapports des essieux arrière.

2. Étude de l'influence de la température de l'eau de refroidissement du moteur sur la consommation

A partir de la figure 16, il est clair que la consommation dépend beaucoup de la température de l'eau du moteur. En outre, la puissance baisse avec la température de l'eau d'environ 7% pour 10°C au-dessous de 95°C. Dans notre cas, un abaissement de la température de 95°C à 85°C augmente la consommation de 6 à 7%. Un abaissement de 95°C à 65°C augmente la consommation de 25%.

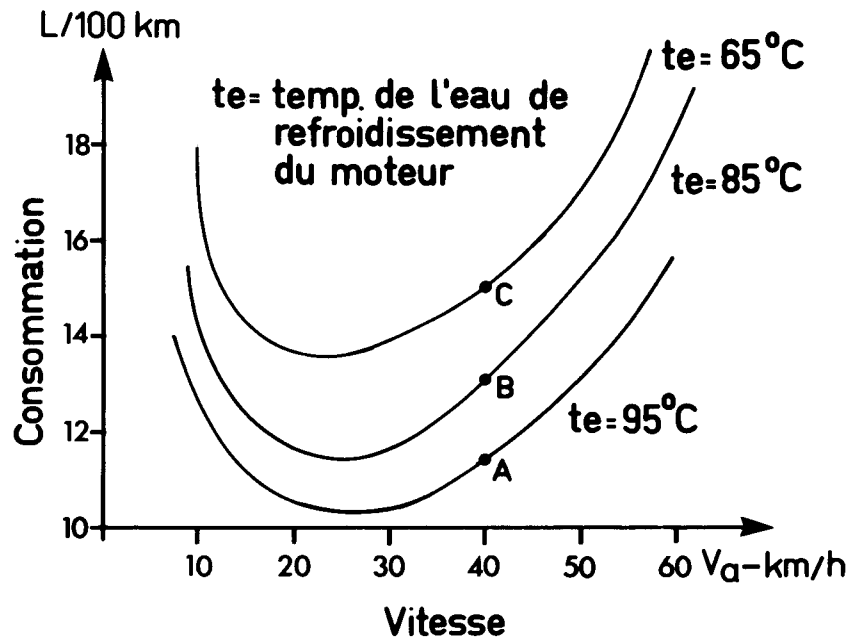


FIGURE 16. Rapport entre la vitesse sur route et la consommation du carburant pour différentes températures de l'eau de refroidissement du moteur.

3. Étude de l'influence du gonflage des pneumatiques sur la consommation

Le gonflage des pneumatiques a une grande influence sur la résistance au roulement et par conséquent sur la consommation.

Notre exemple (figure 17) fait ressortir que si nous passons de 3.5 kg/cm à 2.0 kg/cm², la consommation à 50 km/h augmente d'environ 17%.

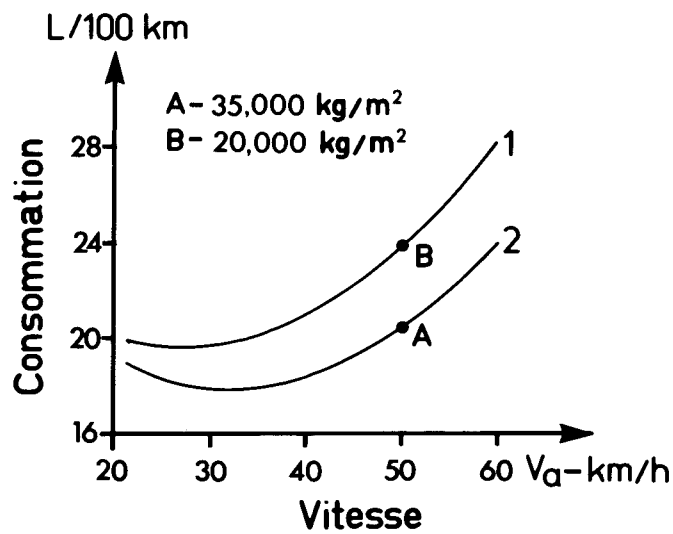


FIGURE 17. Rapport entre la vitesse sur route et la consommation du carburant pour deux différents gonflages des pneumatiques.

4. Étude de l'influence du genre des pneumatiques sur la consommation

Le genre de pneumatiques influence énormément la consommation. Sur la figure 18, on peut voir que la différence entre des pneumatiques à carcasse diagonale et des pneumatiques à carcasse radiale est de 20% à 30 km/h.

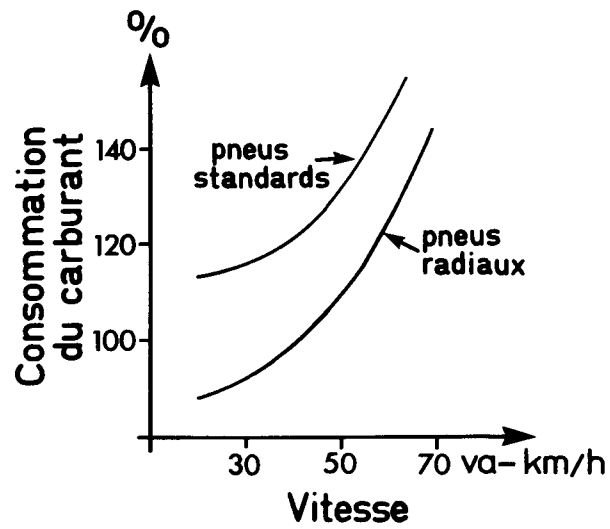


FIGURE 18. Rapport entre la vitesse sur route et la consommation du carburant pour les pneumatiques radiaux et standards.

5. Autres facteurs qui influencent la consommation sur route dans l'ensemble de transport

Citons ici les autres facteurs qui nous semblent les plus importants:

- Influence de la suspension du camion ou de la remorque
- Influence de l'empattement du camion
- Influence de l'essieu arrière (double ou simple réduction, hypoloïde ou standard, etc.)
- Influence du genre de transmission
- Influence du genre d'huile et de sa température (moteur, transmission, essieu arrière)
- Influence du poids propre de l'ensemble
- Influence de la charge totale
- Influence de l'état de la route
- Influence de la forme et de la surface frontale de l'ensemble.

Tous ces facteurs pourront être étudiés séparément et les conditions optimales pourront être dégagées pour une opération donnée.

G. CONCLUSION

L'analyse proposée des paramètres qui affectent le rendement, la fiabilité, la durabilité et la consommation d'énergie des véhicules commerciaux se distingue par sa souplesse, sa simplicité et la possibilité de l'adapter à des enquêtes menées directement en service réel sur le matériel en place. Ces mesures directes sur le terrain révéleront des renseignements qui pourront aider l'industrie à:

- diminuer la consommation de carburant et améliorer la fiabilité mécanique des camions existants.
- évaluer l'impact économique de la surface de la route et de l'amélioration éventuelle de sa conception.
- mieux juger des différentes possibilités qui s'offrent lors du choix de nouveaux véhicules de transport sur route.

Les premiers résultats indiquent la possibilité de réaliser une économie d'énergie considérable ainsi qu'une grande amélioration des camions de transport et des machines forestières déjà en service. Le programme d'étude en cours permettra de ramasser et analyser ces données pour toute l'année, de sorte que le bénéfice réalisé par chaque démarche pourra être quantifié. Des rapports de progression sortiront à mesure.

Comme les facteurs de service à mesurer et à calculer proviennent directement des conditions d'utilisation, ils deviendront les données de base pratiques d'un programme de simulation prévu par L'Institut pour les opérations de transport sur route. Ce programme aidera les membres à analyser les diverses options homme-route-machine et à sélectionner la combinaison optimale pour leurs conditions particulières.

Lors de l'établissement de la partie théorique de cette étude, nous nous sommes servis des travaux de chercheurs de plusieurs pays. Ces travaux ont démontré l'exactitude des procédés préconisés. Cette exactitude est d'ailleurs vérifiée par nos essais, qui ont été effectuée au début de 1982.

BIBLIOGRAPHIE

1. Davisson, J.A. 1969. Design and application of commercial type tires. Warrendale, Pa. : Society of Automotive Engineers. Special Publication SP-344 (15th L. Ray Buckendale Lecture). 39 pp.
2. Glemming, D.A. and P.A. Bowers. 1975. Tire testing for rolling resistance and fuel economy. Warrendale, P.A. : Society of Automotive Engineers. Technical Paper 750457. 17 pp.
3. Knoroz, V.I. 1976. Rabota avtomobilnoi chini. Moscow : Transport. 238 pp.
4. Moskovkin, V.V., V.A. Petrushov, and S.A. Shouklin. 1976. Opredeleinie soprotivlenia dvizheniou avtomobilia inertionim metodom. Avtomobilniaa promishlenost, 42(10):16-19.
5. Moskovkin, V.V. 1979. O vlianii soprotivlenia dvizheniou na toplivnuiu ekonomichnost avtomobilia s dizeliom. Avtomobilniaa promishlenost 45(7):11-13.
6. Smith, Gary L. 1970. Commercial vehicle performance and fuel economy. Warrendale, Pa : Society of Automotive Engineers. Technical Paper 700194. 46 pp.
7. Stefanovskii, B.S., E.A. Skobcov, and E.K. Lors. 1972. Ispitania dvigatelei vnutrenevo sgorania. Moscow : Mashinostroenie. 368 pp.

ADDENDUM

SYMBOLES UTILISÉS

- K_x - Coefficient d'élasticité tangentielle - kgf/mm.
- V_{CR} - Vitesse critique - km/h.
- f_P - Coefficient de résistance au roulement.
- K_y - Coefficient à la dérive latérale - kgf/rad.
- p_i - Pression moyenne indiquée du moteur en kgf/cm².
- M_i - Moment (couple) indiqué du moteur en kgf.m.
- V_h - Cylindrée totale d'un moteur en litres (dm³).
- M_M - Moment des pertes (mécaniques) d'un moteur en kgf.m.
- M_e - Moment effectif d'un moteur sans accessoires en kgf.m.
- M_v - Moment absorbé par les accessoires d'un moteur en kgf.m.
- M_{KP} - Moment à la sortie du moteur ou à l'entrée de la transmission en kgf.m.
- M_{V_o} - Moment absorbé par les accessoires à une vitesse proche de zéro en kgf.m.
- M_{M_o} - Moment absorbé par les frottements mécaniques internes du moteur à une vitesse proche de zéro en kgf.m.
- α - Coefficient représentant le changement des pertes internes en fonction de la vitesse du moteur en kgf.m.s².
- β - Coefficient représentant le changement des pertes causées par les accessoires à une vitesse proche de zéro.
- τ - Nombre de cycles du moteur.
- s - Course du moteur en m.
- n - Vitesse du moteur en t/min.
- ω - Vitesse angulaire du moteur en s⁻¹.
- ω_n - Vitesse angulaire choisie en s⁻¹.
- η_M - Rendement mécanique du moteur.
- N_V - Puissance absorbée par les accessoires du moteur en ch.
- N_M - Puissance absorbée par les pertes internes du moteur en ch.
- t - temps en s.
- α_V - Angle d'inclinaison de la courbe de chute de vitesse, moteur avec accessoires.
- $\left(\frac{dn}{dt}\right)_V$ - Décélération, moteur équipé des accessoires.
- $\left(\frac{du}{dt}\right)_M$ - Décélération, moteur sans accessoires.

- α_M - Angle d'inclinaison de la courbe de chute de vitesse, moteur sans accessoires.
- P_{fa} - Résistance totale à l'avancement d'un ensemble en kg.
- r_a - Rayon des roues sous charge (avec le gonflage donné) roulant en "roue libre" en mètres.
- i_{TR} - Rapport total d'un système propulsif (rapport de la transmission multiplié par le rapport de l'essieu arrière).
- q - Consommation du carburant en kg par tour du moteur.
- Q_T - Consommation du carburant en kg/h.
- n_Σ - Nombre de tours du moteur par heure.
- γ - Coefficient de réciprocité entre le moment M_i et la consommation q .
- Δ - Coefficient représentant la dispersion des points de mesure.
- ω_{max} - Vitesse angulaire maximum d'un moteur.
- Q_s - Consommation en litres pour un chemin donné S .
- S - Chemin parcouru en mètres.
- ρ - Poids spécifique du carburant en kg/L.
- Q_{SM} - Consommation en litres par heure due aux pertes mécaniques du moteur.
- Q_{SV} - Consommation en litres par heure due aux accessoires du moteur.
- Q_{STR} - Consommation en litres par heure due à la résistance à la rotation du système propulsif.
- Q_{Sf} - Consommation en litres par heure due à la résistance au roulement des pneumatiques.
- Q_{SW} - Consommation en litres par heure due à la résistance de l'air.
- v - Vitesse sur route de l'ensemble (dans le rapport de la transmission donné) en km/h ou $3.6 v$ en m/s.
- v_{max} - vitesse maximum sur route de l'ensemble (dans le rapport de la transmission donné) en km/h.
- P_{TP}^0 - Force de résistance à la rotation du système à une vitesse proche de zéro.
- a - Coefficient représentant l'intensité d'augmentation des pertes dans le système de propulsion en fonction de la vitesse.
- μ - Coefficient de frottement dans le système propulsif.
- $P_{f\Sigma}^0$ - Force représentant la résistance au roulement des pneumatiques en roue libre (sans couple) en kg.
- K - Coefficient de résistance de l'air.
- k - Coefficient représentant l'intensité d'augmentation des pertes dues au roulement des pneumatiques en fonction de la vitesse.
- $P_{f\Sigma}^M$ - Force de résistance au roulement, couple appliqué aux pneumatiques, en kg.

- P_{fa}° - Force de résistance au roulement des pneumatiques et à la rotation du système propulsif à une vitesse proche de zéro en kg. (en roue libre).
- $P_{f\Sigma}^{\circ}$ - Force de résistance au roulement des pneumatiques en roue libre en kg.
- P_{TP}° - Force de résistance à la rotation du système propulsif ramenée aux roues, en kg.
- c - Coefficient représentant l'intensité d'augmentation des résistances au roulement des pneumatiques et de la résistance de l'air.
- δ - Coefficient destiné à tenir compte des masses tournantes.
- g - accélération de la pesanteur (9.81 m/s^2).
- G_a - Poids brut total de l'ensemble en kg.
- $\frac{dv}{dt}$ - Accélération du véhicule sur la route.
- P_W - Force de résistance de l'air en kg.
- J_K - Moment d'inertie d'une roue de l'ensemble en kgf.m.s^2 .
- G_P - Capacité nominale d'un pneumatique (en jumelé) à son gonflage nominal en kg.
- r_o - Rayon libre du pneumatique sous gonflage mais sans charge, en m.
- p_w - Gonflage du pneumatique en kgf/m^2 .
- G_{ch} - Poids sur le pneumatique en kg.
- J - Moment d'inertie des roues motrices et du système propulsif en kgf.m.s^2 .
- N_m - Nombre de roues motrices.
- Λ - Coefficient destiné à tenir compte du moment d'inertie du système propulsif.
- t_{SP} - temps de décélération du système propulsif, les roues motrices étant surélevées, en s.
- t_a - temps de décélération, roues motrices sur la route, en s.
- v_1 - Vitesse choisie de l'ensemble sur la route en km/h (20 km/h).
- v_i', v_i'' - Vitesses choisies pour les essais respectivement 60 km/h et 30 km/h.
- ℓ - Constante (2.7172).
- t_1 - Temps écoulé pour qu'un véhicule lancé à 20 km/h arrive à un arrêt.
- t' - Temps écoulé pour qu'un véhicule lancé à 60 km/h arrive à un arrêt.
- t'' - Temps écoulé pour qu'un véhicule lancé à 30 km/h arrive à un arrêt.
- t_2 ou $t_{96.6-48.3}$ - Temps écoulé pur qu'un véhicule décélère de 96.6 km/h à 48.3 km/h.
- $c_o v^2$ - Valeur de remplacement pour av et cv^2 .
- S_s - Chemin parcouru, véhicule ayant les roues motrices surélevées, en m.
- S_r - Chemin parcouru, véhicule roulant sur la route, en m.

- r_K - Rayon d'un pneumatique subissant le couple tractif, en m.
- P_{TR} - Force de traction appliquée sur roue motrice, en kg.
- ω_r - Vitesse angulaire des roues d'un camion en s^{-1} .
- $P_{fa}^{(N)}$ - Force de résistance (incluant le système propulsif et les roues) pour N pneumatiques, en kg.
- $P_{f(N)}^{\circ}$ - Force de résistance au roulement des pneumatiques avec N pneumatiques, en kg.
- $P_{fa}^{\circ(N-m)}$ - Même chose que $P_{fa}^{\circ(N)}$ mais pour N-m pneumatiques, en kg.
- $P_{f(N-m)}^{\circ}$ - Même chose que $P_{f(N)}^{\circ}$ mais pour N-m pneumatiques, en kg.
- P_f - Force résistante au roulement pour un pneumatique, en kg.
- F - Surface frontale de l'ensemble, en m^2 .
- N - Nombre de roues.
- m - nombre de roues supprimées.
- C_N - Coefficient représentant l'intensité d'augmentation des résistances au roulement des pneumatiques et de l'air en fonction de la vitesse pour N pneumatiques.
- $C_{(N-m)}$ - Même chose que C_N mais pour N-m pneumatiques.
- J_m - Moment d'inertie d'un moteur à 4 temps, en $kgf.m.s^2$.
- J_{KN} - Moment d'inertie de N roues en $kgf.m.s^2$.
- N_1 - Nombre de roues arrière du camion.
- ϵ_3 - Décélération du moteur tout seul.
- ϵ_1 - Décélération du moteur et du système propulsif sans roues.
- ϵ_2 - Décélération de tout l'ensemble avec les roues.
- α_1 - Angle d'inclinaison de la courbe de chute de vitesse, moteur et système propulsif sans roues.
- α_2 - Angle d'inclinaison de la courbe de chute de vitesse, moteur, système propulsif et roues.
- α_3 - Angle d'inclinaison de la courbe de chute de vitesse, moteur seul.
- C_{sp} - Consommation spécifique en kg/h .
- ω_{nmax} - Vitesse angulaire maximum pour le moteur en s^{-1} .
- J_{KN} - Moment d'inertie des roues arrière du camion en $kgf.m.s^2$.
- V_c - Cylindrée du moteur en cm^3 .
- x - est le facteur d'échelle.
- v_i - est la vitesse du véhicule en km/h ou $3.6.m/s$.