

21/80

1 ex

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE D'ORAN

مدرسة العلوم والتكنولوجيا
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

Projet de Fin d'Etudes

pour l'obtention du Diplôme d'Ingénieur d'Etat
en **Génie Mécanique**

Etude et Conception d'une boîte de

vitesse HYDRO-MECANIQUE

1 PLANCHE

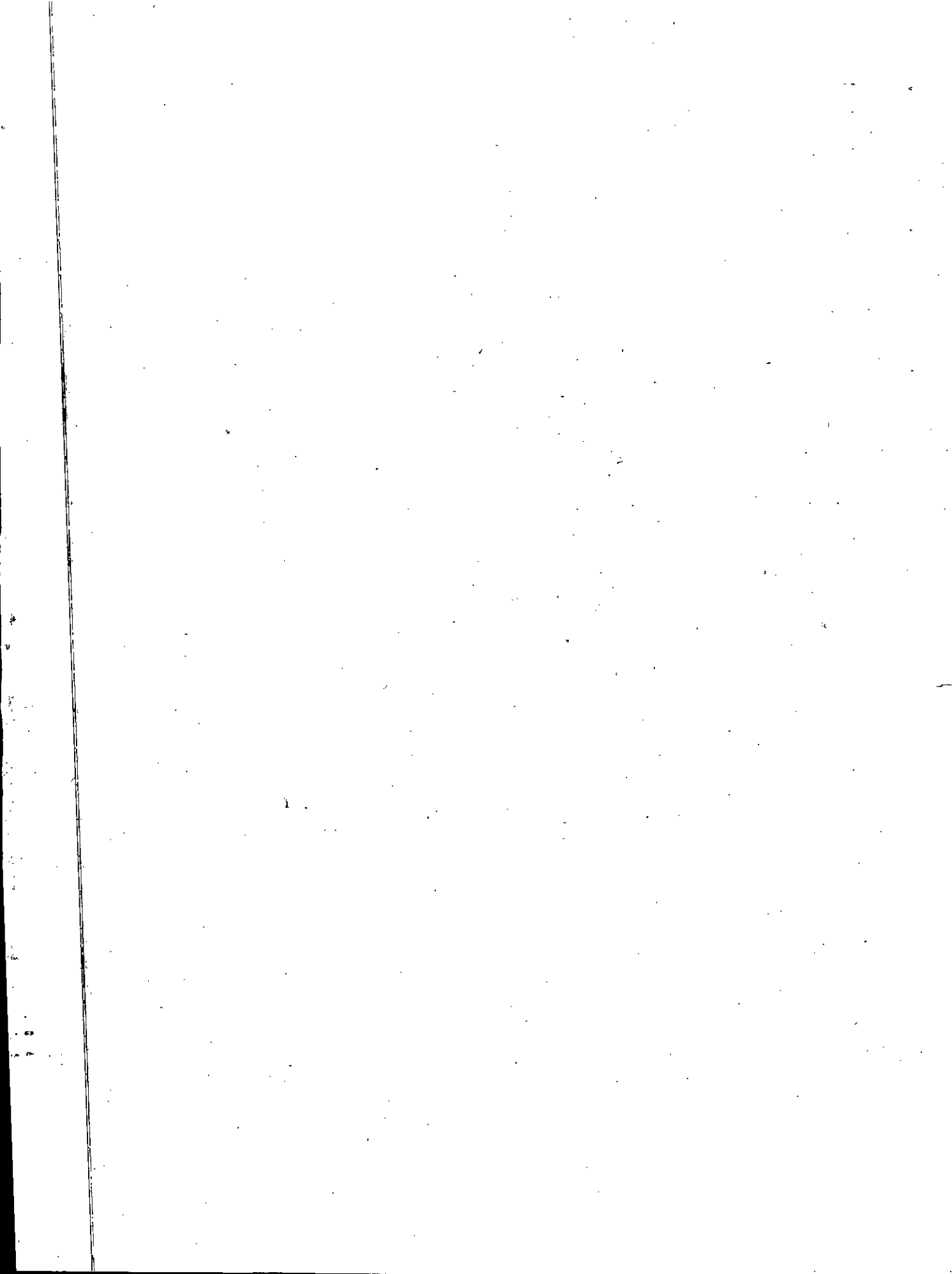
Présenté par : **A. OULD KADDOUR**

Soutenu en **Janvier 1980**

Président du Jury : **M. BELHACHEMI**

Directeur du Projet : **Dr. MARIALIGETI**

Année Universitaire : **79/80**



MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE D'ORAN

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

Projet de Fin d'Etudes

pour l'obtention du Diplôme d'Ingénieur d'Etat
en **Génie Mécanique**

**Etude et Conception d'une boîte de
vitesses HYDRO-MECANIQUE**

Présenté par : **A. OULD KADDOUR**

Soutenu en **Janvier 1980**

Président du Jury : M. **BELHACHEMI**

Directeur du Projet : **Dr. MARIALIGETI**

Année Universitaire : **79/80**

Mes remerciements à M^r MARIALIGETI pour
avoir bien voulu proposer et diriger ce projet.

Par la même occasion, je remercie tous mes professeurs
des années précédentes qui ont contribué à ma formation.

Je dédie ce mémoire à mes parents, ma famille et
à tous mes amis.

A. Sulal Khaldoune

L'objet de ce document est d'étudier et de concevoir une boîte de vitesses pour un bus suburbain.

Les transmissions en général, sont très diversifiées par leur nature et leur principe de fonctionnement suivant le type d'engins et le genre de travaux à exécuter. Il s'en suit de faire les études suivantes.

1°) Définir les exigences générales des engins et les exigences spécifiques des bus (urbains et interurbains). En considérant les conditions de travail faire choix d'une transmission afin de mieux satisfaire ces conditions. On montre que la boîte de vitesses hydromécanique est actuellement la solution la plus convenable sur le plan technique et commercial. A cet effet on opte pour une transmission hydromécanique constituée comme suit :

— Un convertisseur de couple avec deux réacteurs mobiles (multiphasés).

— Une boîte de vitesses mécanique à trains épicycloïdaux assurant six vitesses en marche avant et une marche arrière.

Alors, le choix du convertisseur de couple s'impose, ainsi, on optera pour une chaîne cinématique de la boîte.

2°) A partir des données du véhicule, de la caractéristique du moteur et du convertisseur, on détermine les paramètres généraux de la transmission. Faire l'étude de la synchronisation de l'ensemble moteur-convertisseur, déterminer les rapports mécaniques de la boîte et en déduire la caractéristique de traction du véhicule.

3°) Faire une étude détaillée constructive et dynamique de la boîte de vitesses (vérification à la durée de vie des roues dentées, des roulements et calcul des frein multidisques).

4°) Etude de l'alimentation et le graissage de la boîte de vitesses hydromécanique

A. Etude générale d'une transmission automatique

Pendant les dernières années, dans l'industrie automobile, l'emploi de la transmission automatique est devenu de première importance à son efficacité et ses performances remarquables.

Cette transmission peut-être utilisée pour les véhicules tous terrains, les autorails, les autobus (urbains, suburbains) et certaines voitures particulières de tourisme.

Ce genre de transmission offre certaines qualités telles que :

a) Du point de vue technique, elle permet d'avoir :

- Une non ruption de la puissance transmise du moteur aux roues motrices.

- Une puissance relativement élevée avec un bon rendement.

- Une large étendue de démultiplication de couple.

- Une commande à distance (automatisme).

- Une souplesse et un certain confort de conduite.

b) Du point de vue ergonomie, elle facilite considérablement la tâche du conducteur, surtout dans le cas des bus urbains où les manœuvres sont fréquentes en le dispensant des mouvements d'embrayement et de débrayement (pédale d'embrayage et embrayage à disque inexistant), car elle permet d'assurer les exigences suivantes :

- Des arrêts fréquents sur de courtes distances.

- Des démarrages souples et progressifs sous des charges variables.

- Les conditions de marche normale.

c) Du point de vue économie, elle permet d'avoir une usure moindre du moteur qui est soustrait aux reprises et décélération qui accompagnent la manœuvre du changement de vitesses. La consommation sera moins importante et la transmission pouvant être plus légère et durer d'avantage.

L'emploi d'une telle transmission, pour les véhicules industriels, les machines agricoles, et les autobus interurbains ou de transport particulier, n'est pas nécessaire car le changement fréquent des vitesses n'est pas absolu, ainsi que le prix de revient qui augmente considérablement par rapport à celui d'une transmission d'un autre type.

B. Différents types de transmission

1. Transmissions discontinues

1.1 Boîtes de vitesses à engrenage droit

Ces boîtes en général présentent une même construction à savoir principalement trois arbres. Un arbre dit primaire ou pignon à queue, il reçoit le mouvement de rotation du moteur. Un arbre intermédiaire, qui est généralement parallèle à l'arbre primaire, et est constitué par un train de pignons. Un de ces pignons est constamment en prise avec le pignon de l'arbre primaire, c'est la prise constante. Un arbre secondaire situé dans le prolongement de l'arbre primaire. Ce genre de boîte demande de la rapidité dans le passage d'une combinaison à une autre, car à ce moment là il y a rupture du couple moteur transmis donc une perte de puissance qui entraînera une diminution du rendement. Cette boîte présente l'inconvénient d'être bruyante et risque d'usure rapide des dents au moment de l'engrenement.

Et pour remédier à ces inconvénients, on fait une amélioration en introduisant la denture hélicoïdale avec synchronisation.

1.2 Boîtes de vitesses synchronisées.

Comme nous l'avons énuméré précédemment, l'engrenement frontal des pignons tournants à des vitesses différentes est délicat car les dents se heurtant avant de s'engager les unes dans les autres, il se produit des grincements traduisant une usure rapide des dents. Pour ces raisons, les boîtes de vitesses modernes sont munies d'un système permettant d'amener les pignons à la même vitesse avant leur engrenement. Cette synchronisation est obtenue par un système appelé synchroniseur dont il existe plusieurs types fonctionnant, à peu près tous, selon le même principe. Le synchroniseur permet un passage silencieux et aisé des vitesses. De plus comme les pignons sont toujours en prise, on peut utiliser dans les boîtes synchronisées des pignons à denture hélicoïdale, ce qui est impossible lorsque les pignons engrenent de front. Le fonctionnement de la boîte est alors moins bruyant que celui des boîtes à pignons droits. Ces boîtes permettent d'avoir une vitesse surmultipliée qui permet au véhicule d'atteindre sa vitesse maximale sans qu'il soit nécessaire de pousser le moteur à un régime élevé. Il en résulte une économie de carburant et une réduction sensible de l'usure du moteur. Toute fois cette vitesse surmultipliée ne permet pas de reprises aussi énergiques que dans les autres combinaisons.

2. Boîtes de vitesses à commutateur en charge.

2.1 Boîtes de vitesses à trains épicycloïdaux.

Ces boîtes utilisent des trains épicycloïdaux c'est-à-dire une roue dite planétaire, des satellites, un porte satellites et une

couronne. Ces trains présentent un ensemble de qualités précieuses :

- Le rendement de ces trains est très élevé et varie de 95% en réduction à 98% en prise directe.
- Ils sont silencieux par suite des portées importantes réalisées, et de l'absence de flexion d'arbres.
- Ils forment des ensembles équilibrés, c'est-à-dire ne provoquant aucune réaction extérieure.
- Ils présentent un encombrement relativement réduit par fait de la coaxialité du montage.
- Ils présentent une commande très facile, celle-ci se bornant à l'immobilisation de l'un des éléments par rapport au carter pour la réduction ou l'inversion ; au crabotage, l'un des éléments est embrayé sur l'un quelconque des deux autres pour obtenir la prise directe.

Le seul inconvénient pour ces trains est de pouvoir réaliser la commande de passage de vitesses, avec une grande précision au risque de ne pouvoir assurer le fonctionnement.

2.1.1. Boîtes électromagnétiques

Ces boîtes présentent, en effet, un ensemble de qualités fort intéressantes (simplicité, prix relativement bas, facilité de commande automatique). L'originalité de ces boîtes réside dans le fait que les mouvements d'immobilisation ou de solidarisation des éléments des trains épicycloïdaux sont obtenus au moyen d'électro-aimants alimentés en courant à partir de la batterie d'accumulateurs par l'intermédiaire d'un contacteur à commande manuelle.

2.1.2 Boîtes à présélection.

Ces boîtes peuvent être qualifiées de semi-automatiques en ce sens que le choix de la combinaison de vitesses peut être retenu

à l'avance, le passage effectif n'intervenant qu'au moment où l'on appuie sur la pédale de débrayage.

Elles ont trouvé leur champ d'application pour les engins blindés, les véhicules lourds ainsi que pour les autobus urbains.

3. Transmissions hydrauliques.

Ces systèmes méritent doublement le qualificatif de "continues". En effet, d'une part, elles donnent un nombre infini de rapports de vitesses et, d'autre part, elles ne nécessitent pas l'interruption du couple moteur pour passer d'une combinaison à une autre. On peut donc les qualifier de transmissions à variation continue. Avant d'aborder l'étude de la première caractéristique, nous allons développer brièvement l'intérêt présenté par la seconde.

La vitesse d'un véhicule et plus particulièrement ses possibilités d'accélération dépendent non seulement du rapport de la puissance du moteur à la masse du véhicule, mais aussi du coefficient d'utilisation du système propulseur, c'est-à-dire, en dernière analyse de la puissance effectivement parvenue aux roues motrices dans un intervalle de temps donné rapportée à la puissance théoriquement disponible.

Par contre toute manœuvre d'une boîte de vitesses à engrenages s'accompagne d'une manœuvre d'accélération et de l'embrayage qui neutralisent la puissance du moteur pendant quelques secondes. En terrain difficile ou dans les encombrements, ce coefficient peut diminuer suffisamment pour faire perdre un pourcentage appréciable de la puissance.

Au contraire avec une transmission continue, les moteurs s'useront moins car ils sont soustraits aux reprises et décélérations qui accompagnent la manœuvre du changement de vitesses.

La consommation sera, toutes choses égales par ailleurs, moins importante (car le régime d'accélération est loin d'être économique avec les carburateurs munis de pompe de reprise). De plus la transmission cessant d'être soumise à un régime assez sévère, pouvant être plus légère et durer d'avantage.

3.1 Variateurs hydrocinétiques de couple.

Nous avons employé le terme de variateur hydrocinétique au lieu de convertisseur de couple, pour bien marquer le mode d'action de l'huile; celle-ci n'agit que par son énergie cinétique, indépendamment de toute idée de pression, exactement comme dans l'embrayage hydraulique. Mais l'inverse de ce dernier qui permet de réaliser un décalage des caractéristiques de couple, et non une multiplication de celui-ci, le convertisseur de couple va permettre de multiplier le couple par un rapport déterminé. Les possibilités sont moins étendues que dans les transmissions précédentes, il est vrai, mais elles n'en sont pas moins semblables à celles des boîtes mécaniques.

3.2 Transmissions volumétriques (hydrostatiques).

Elles sont utilisées comme système de transmission sur des engins automoteurs pour les travaux publics ou pour l'agriculture. Ces systèmes ont été qualifiés de volumétriques car, théoriquement, les volumes engendrés dans la partie génératrice et la partie réceptrice sont les mêmes. Dans leur principe, ces transmissions offrent trois parties principales.

- Générateur.
- Récepteur.
- Système de distribution.

Elles présentent aussi certaines caractéristiques tels que :

- Une souplesse d'emploi : elles assurent une variation continue du couple et donne une réversibilité, c'est-à-dire qu'elles donnent un plage aussi étendue en marche arrière qu'en marche avant.
- Une facilité de commande : la variation s'obtient d'une façon extrêmement simple par le déplacement d'une tige ou d'un manchon. La commande automatique ou la servo-commande peuvent être réalisées facilement.
- Le rendement obtenu par ces transmissions est de l'ordre de $0,8 \div 0,85$.

3.3 Boîtes de vitesses automatiques.

Les systèmes étudiés jusqu'ici apportaient au conducteur des facilités plus ou moins grandes pour le passage des combinaisons de la boîte de vitesses, mais lui laissaient l'intégralité de la décision en ce qui concernait le moment de passage d'une combinaison à la combinaison inférieure ou supérieure. Or, il faut être un conducteur expérimenté et attentif, connaissant bien le véhicule piloté et l'itinéraire parcouru, pour effectuer toujours le choix le plus judicieux.

Nous savons par ailleurs que l'un des rôles principaux de la boîte de vitesses était d'adapter le couple résistant au couple moteur. Et nous savons également que la courbe du couple d'un moteur déterminé présentait un maximum situé à une vitesse de rotation plus ou moins éloignée du régime maximal et qu'il est souhaitable d'utiliser le moteur au voisinage de son maximum de couple pour une marche économique. Au contraire si le choix se porte sur la nervosité et les performances, il faut alors monter les intermédiaires, c'est-à-dire utiliser le moteur dans chacune des combinaisons jusqu'à un régime plus voisins de sa vitesse de rotation maximale. Dans la servo-commande de toute boîte automatique, ces différents paramètres sont utilisés pour commander

Les vitesses.

Le couple moteur est introduit soit sous la forme de la vitesse du moteur ou de l'arbre d'entrée de la boîte soit, et c'est le cas le plus fréquent, en enregistrant la position de l'ouverture du papillon des gaz du carburateur, soit encore en utilisant la dépression d'admission du moteur.

Le couple résistant est pris en compte à partir de la vitesse de l'arbre de sortie de la boîte, toute accélération de cet arbre suppose, en effet, que le moment du couple moteur est supérieur au moment du couple résistant. De plus, certains dispositifs annexes permettent soit d'utiliser le frein moteur en descente, en réalisant un asservissement temporaire, soit encore de décaler le passage des vitesses ou d'interdire la combinaison supérieure pour permettre de disposer de meilleures reprises.

Ces boîtes de vitesses présentent généralement deux grandes parties:

- Un convertisseur de couple.
- Une boîte mécanique de changement de vitesses.

3.3.1 Convertisseurs de couple.

a) Convertisseur hydrocinétique de couple à un réacteur fixe.

Soient le schéma et les caractéristiques du convertisseur (fig. 1).

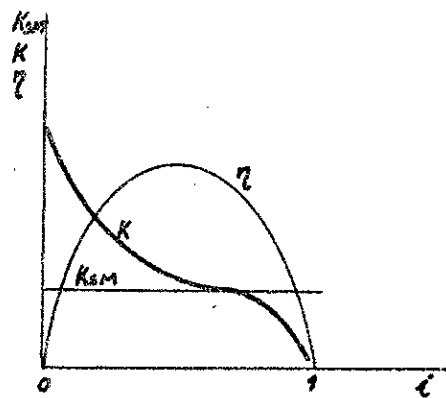
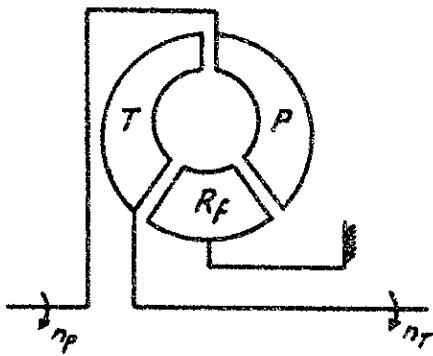


fig. 1

K_{SM} : coefficient donné par. $C_p = K_{SM} \cdot n_p^2 \cdot D_a^5$

K : rapport du couple turbine sur couple pompe $K = \frac{C_T}{C_p}$

η : rendement

i : rapport de la vitesse de rotation de la turbine à celle de la pompe

$$i = \frac{n_T}{n_p}$$

Ce genre de convertisseur présente les avantages suivants :

- Au démarrage, le couple de sortie est augmenté au maximum de cinq fois plus que le couple d'entrée (couple moteur)
- Le couple de sortie varie continuellement, alors que le couple d'entrée peut rester plus ou moins constant. Le véhicule peut travailler avec son régime maximum.
- A l'arrêt, le moteur ne cale pas donc suppression de l'embrayage ordinaire (mécanique).
- La transmission devient souple par fait d'absence de liaison mécanique.
- Démarrage souple et progressif (sans à-coups).
- Facilité de l'inversion et de la maniabilité.

Mais l'inconvénient majeur de ce convertisseur, est que son rendement qui varie suivant une parabole en fonction du facteur (i) est assez faible aux extrémités du domaine car il présente un certain maximum.

On introduit une première amélioration en utilisant un réacteur mobile au lieu d'un réacteur fixe, ce qui entraîne une amélioration nette du rendement en régime élevé.

Ce convertisseur se comportera alors comme un coupleur ou embrayage hydraulique pour les hauts régimes car le rendement du coupleur est égal à (i).

Pour un bus suburbain, il est fréquent d'utiliser les bas régimes, alors la nécessité d'améliorer le rendement vers ces bas régimes s'impose.

Par ailleurs, nous savons que plus le nombre de réacteurs mobiles augmente plus la plage d'utilisation de bon rendement augmente, par contre, nous constatons que le prix du convertisseur s'élève considérablement avec le nombre de réacteurs mobiles, et en même temps une diminution de la durée de vie.

En tenant compte des raisons économiques énumérées précédemment, nous choisirons un convertisseur à deux réacteurs mobiles.

b) Convertisseur hydrocinétique de couple à deux réacteurs mobiles soient le schéma et les caractéristiques de ce convertisseur (fig. 2).

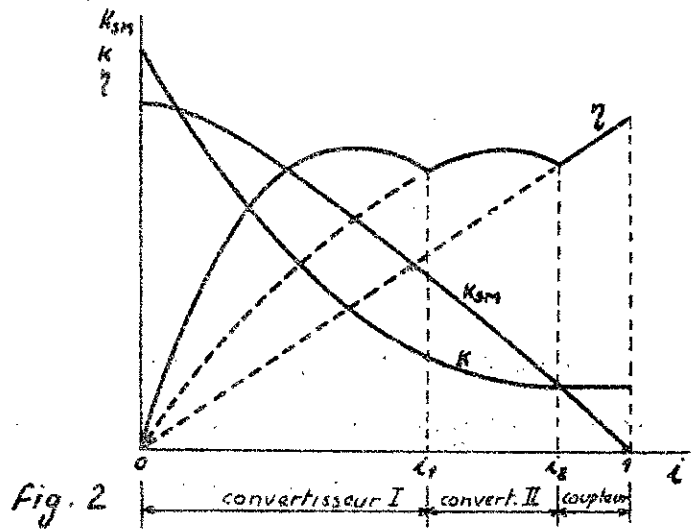
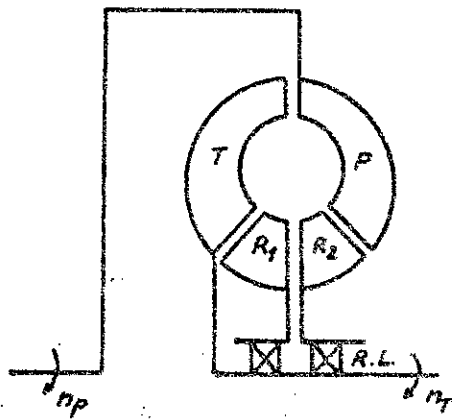


Fig. 2

Le principe de fonctionnement de ce convertisseur est le suivant :

Au démarrage ($\varepsilon = 0$), le moteur et la pompe tournent à la même vitesse par contre la turbine est à l'arrêt. Après à un certain instant la turbine commence à tourner et le système fonctionne comme un premier convertisseur (I); et à partir d'une certaine vitesse de la turbine, c'est-à-dire une certaine valeur du rapport (ε), le premier réacteur commence à tourner, d'où le système se comporte comme un deuxième convertisseur (II). Le système continue à fonctionner jusqu'à ce que le deuxième réacteur commence à tourner lui aussi pour une suivante valeur de ε , et alors nous avons transformation du convertisseur en coupleur hydraulique.

Le montage des réacteurs sur des roues libres est très intéressant, car le mouvement de rotation est irréversible, ce qui empêche les réacteurs de tourner dans le sens contraire de celui de la pompe liée au moteur. Du point de vue d'un bus suburbain, le convertisseur de couple assure des avantages considérables :

- Un nombre de rapports important, d'où la fréquence de changer de rapports de réduction peut-être alors diminuée.
- Une souplesse de la transmission (élimination des chocs et des à-coups).

Mais pratiquement, le convertisseur de couple ne permettrait pas d'obtenir toutes les modalités de déplacement, car à lui seul, il ne peut résoudre la suppression de la boîte de vitesses qu'avec des moteurs calculés largement.

Le rendement moindre des solutions automatiques, les problèmes de corrections géométriques des formes, d'étonchément et d'évacuation des calories que pose la réalisation des organes hydrauliques, plus ou moins délicats, dont la complexité et le prix de revient limitent la généralisation, en font des appareils onéreux aux réparations délicates. Ceux sont autant d'écueils pour notre construction.

Chap.II CARACTERISTIQUES DE LA BOITE

Le choix et la conception qui sera l'objet de mon étude consiste à considérer une transmission hydromécanique pour un bus suburbain en fonction des exigences suivantes :

- Arrêts fréquents sur de courtes distances .
- Démarrages souples et progressifs sous des charges variables .
- Condition de marche normale c'est-à-dire possibilité de l'utiliser comme bus inter-urbain .

Vue ces conditions et l'analyse économique étudiée précédemment on opte pour une boîte de vitesses hydromécanique qui présente les caractéristiques suivantes :

- Un convertisseur de couple à deux réacteurs mobiles , avec un disque d'embrayage relié à la roue turbine qui nous permet de supprimer le convertisseur pour les longues distances de déplacement. On explique ceci par le fait que le rendement du convertisseur de couple pour un fonctionnement stationnaire (régime) est moins bon que celui d'un embrayage à disque .

- Une boîte de changement de vitesses constituée de quatre trains épicycloïdaux. Les trois premiers trains donnant chacun un rapport de réduction et par différentes combinaisons entre-eux , permettent d'avoir six vitesses en marche avant. Le quatrième donnant un rapport de réduction et par combinaison avec le rapport de réduction du troisième train , assure la marche arrière.

Cette boîte de vitesses à trains épicycloïdaux, offre les avantages suivants :

- Une répartition des efforts sur les trois satellites et par conséquent diminution de l'effort sur la denture et une décharge de l'arbre planétaire de l'effort de flexion.

- Efficacité de la manœuvre, car le blocage d'un élément du train est assuré par des freins multidisques, et offre la possibilité de commande automatique à distance (commande hydraulique).

Le seul inconvénient qui se présente ici c'est que le prix de revient est relativement élevé.

Soit le schéma constructif de la boîte. (Fig 3)

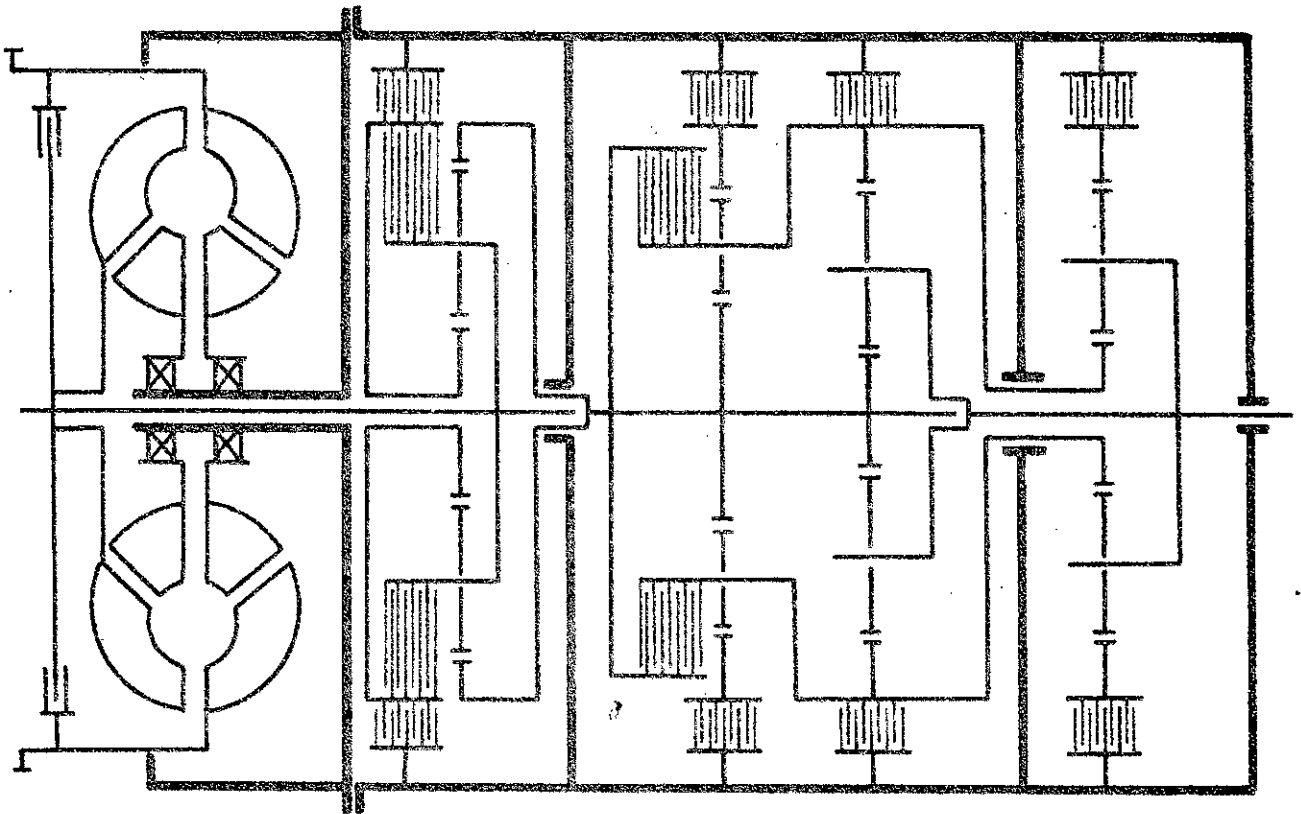


Fig. 3.

La construction de la boîte se présente comme suit :

Le carter de la boîte est constitué de deux parties ayant chacune sur le haut un couvercle. La partie de gauche englobe le système hydraulique c'est-à-dire le convertisseur de couple et les pompes de l'alimentation et du graissage. La partie droite renferme le système mécanique c'est-à-dire les trains épicycloïdaux, les freins multidisques

ainsi que les pistons de commande. Cette partie est terminée par un couvercle latéral servant pour loger un roulement à gorge profonde. L'arbre intermédiaire possède d'une part à son extrémité gauche un alésage où vient se loger l'extrémité droite de l'arbre primaire (du convertisseur), et d'autre part, à son extrémité droite vient s'emmancher l'extrémité gauche de l'arbre de sortie. L'ensemble de ces trois arbres repose sur deux roulements à gorge profonde servant seulement pour guidage. Dans la partie gauche de l'arbre intermédiaire sont rivetées des ailettes baignant dans l'huile constituant ainsi un frein hydrodynamique. Le calcul nécessaire à la construction de ce frein n'est pas traité dans ce document.

1. Chaîne cinématique de la boîte.

- Train épicycloïdal simple.

Les éléments constituant le train épicycloïdal sont :

Un planétaire (1), trois satellites à 120° (2), la cage porte satellites (3) et la couronne à denture interne (4). fig 4

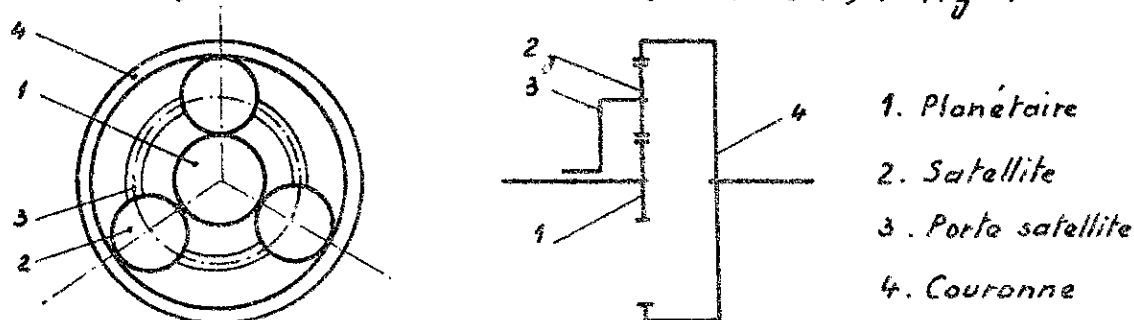
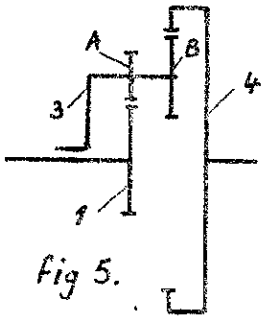


fig 4.

- Relation générale de WILLIS.

Pour un train quelconque représenté par la figure 5, la relation de Willis s'écrit comme suit :

$$\frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_4 - \omega_3} = \frac{\text{Produit du nombre de dents des roues menées}}{\text{Produit du nombre de dents des roues menantes}}$$



$$\frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_4 - \omega_3} = \frac{Z_4 \cdot Z_A}{Z_1 \cdot Z_B} = -K$$

K : étant la raison du train ou le rapport ω_1/ω_4 quand le porte satellites (3) est immobilisé.

Pour déterminer les rapports mécaniques de la boîte, on utilise deux méthodes. Une méthode par calcul numérique, et l'autre méthode par construction graphique (méthode de KUTZBACH).

On note dans ce qui suit :

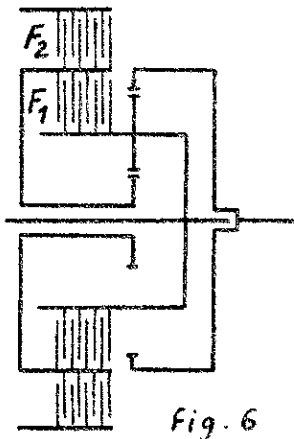
ω_{ij} : vitesse de rotation de l'élément (1, 2, 3, 4) du train (a, b, c, d).

Z_{ij} : nombre de dents de l'élément (1, 2, 4) " " " "

K_j : raison du train (a, b, c, d).

1.1 Train épicycloïdal primaire (a).

Le train (a) présente deux prises. Une prise directe et l'autre avec réduction. Fig 6.



- F_1 actionné : prise directe.

$$\omega_{1a} \neq \omega_{3a} = \omega_{4a} \Rightarrow \frac{\omega_{3a}}{\omega_{4a}} = 1$$

- F_2 actionné : prise avec réduction ($\omega_{1a} = 0$)

$$\frac{\omega_{1a} - \omega_{3a}}{\omega_{4a} - \omega_{3a}} = -K_a \quad \text{avec} \quad K_a = \frac{Z_4}{Z_1}$$

$$\frac{-\omega_{3a}}{\omega_{4a} - \omega_{3a}} = -K_a \Rightarrow \frac{\omega_{3a}}{\omega_{4a}} = \frac{K_a}{1 + K_a}$$

1.2 Train épicycloïdal secondaire.

Il est composé de deux trains épicycloïdaux (b) et (c) donnant trois rapports. Fig. 7.

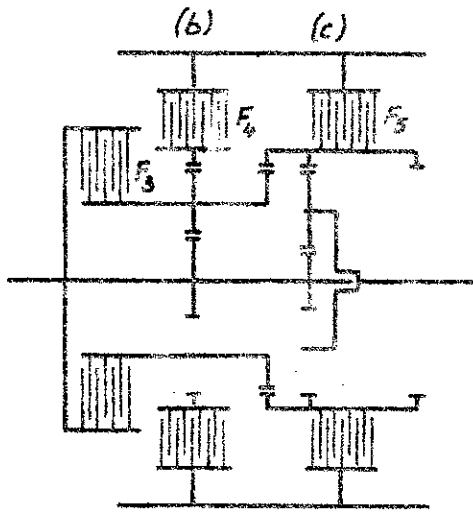


Fig. 7

- F_3 actionné: prise directe.

- F_3 actionné ($\omega_{4b} = 0$).

$$\frac{\omega_{1c} - \omega_{3c}}{\omega_{4c} - \omega_{3c}} = -K_c \quad K_c = \frac{Z_{4c}}{Z_{1c}}$$

$$\Rightarrow \frac{\omega_{1c}}{\omega_{3c}} = 1 + K_c$$

- F_4 actionné: ($\omega_{4b} = 0$).

En considérant le train (b) seul on a:

$$\frac{\omega_{1b} - \omega_{3b}}{\omega_{4b} - \omega_{3b}} = -K_b \quad K_b = \frac{Z_{4b}}{Z_{1b}}$$

$$\Rightarrow \frac{\omega_{1b}}{\omega_{3b}} = 1 + K_b$$

Mais comme on a la sortie par le porte satellite du train (c), alors le rapport de réduction final est:

$$\frac{\omega_{1c}}{\omega_{3c}} = \frac{(1+K_d) \cdot (1+K_b)}{1+K_c+K_b}$$

1.3 Train épicycloïdal de la marche arrière (d).

Ce train travaille avec le train (c). Il donne une réduction fig 8

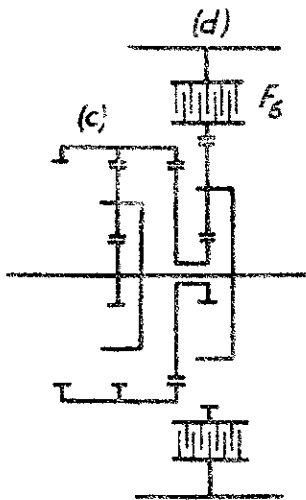


Fig. 8

En considérant le train (d) seul on a:

- F_6 actionné: ($\omega_{4d} = 0$).

$$\frac{\omega_{1d} - \omega_{3d}}{\omega_{4d} - \omega_{3d}} = -K_d \quad K_d = \frac{Z_{4d}}{Z_{1d}}$$

$$\Rightarrow \frac{\omega_{1d}}{\omega_{3d}} = 1 + K_d$$

Mais comme il travaille avec le train (c)

alors :

$$\frac{\omega_{1d}}{\omega_{3d}} = \frac{Z_{1c} + Z_{4d}}{Z_{1c}} \left[\frac{Z_{1c} [1 - (1+K_d)] + Z_{1c}}{Z_{1c} (1+K_d)} \right]$$

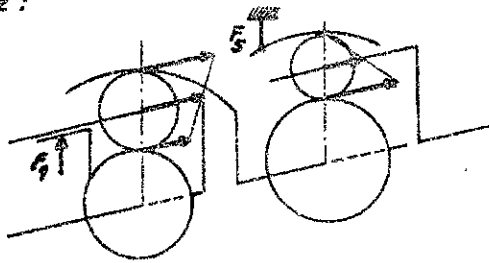
Fonctionnement des freins relatif à chaque vitesse:

Première vitesse : F_1 et F_5 sont actionnés.
 Deuxième " : F_2 et F_5 " "
 Troisième " : F_1 et F_4 " "
 Quatrième " : F_2 et F_4 " "
 Cinquième " : F_1 et F_3 " "
 Sixième " : F_2 et F_3 " "
 Marche arrière : F_1 et F_2 " "

On fait remarquer que pour la quatrième, la cinquième et la sixième vitesse ; le convertisseur est substitué à l'embrayage mécanique cité auparavant.

Représentation graphique, pour chaque vitesse, du fonctionnement des freins et des vecteurs vitesses de chaque élément au niveau de chaque train. Exemple :

1^{ère} Vitesse



Pour les autres graphes on les donne au chapitre IV paragraphe 1.

Chap. III PARAMETRES GENERAUX DE LA TRANSMISSION

1. Généralités.

Détermination des paramètres généraux de la transmission à partir des données du moteur, des caractéristiques du convertisseur et du véhicule. Il s'agit de faire le choix du convertisseur (calcul des dimensions) et la détermination de la caractéristique de traction du bus.

1.1 Caractéristiques du moteur.

Moteur diesel : $P_{max} = 215 \text{ ch}$ $C_m = 70 \text{ daN.m}$ à $n = 2200 \text{ tr/mn}$
 $P = 164,2 \text{ ch}$ $C_{m_{max}} = 84 \text{ daN.m}$ à $n = 1400 \text{ tr/mn}$

Le moteur doit assurer la traction du bus et aussi le fonctionnement de certains autres organes telsque : les pompes d'alimentation et de graissage, les pompes de direction et du système de climatisation. Ces organes consomment près de 10% du couple moteur. Le couple à l'entrée du convertisseur est donc.

$$C'_m = C_m \times 0,9 \text{ (voir tableau 1 et graphe 1.)}$$

Tableau 1

n (tr/mn)	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300
P (ch)	138,4	151,9	164,2	174,9	184,3	193	199,8	205,9	210	212,9	215	215,2
C_m (daN.m)	82,6	83,7	84	83,5	82,5	81,3	79,5	77,6	75,2	72,6	70	67
C'_m (daN.m)	74,34	75,33	75,6	75,2	74,26	73,2	71,55	69,84	67,68	65,34	63	60,3

1.2 Caractéristiques du convertisseur de couple.

Convertisseur de couple à deux réacteurs mobiles (voir graphe 2)

avec K_{SM} : coeff. tel que : $C_p = K_{SM} \cdot n_p^2 \cdot D_a^3$

K : coeff. multiplicatif de couple : $K = \frac{C_T}{C_p}$

η : rendement du convertisseur en (%)

1

CARACTERISTIQUES DU MOTEUR

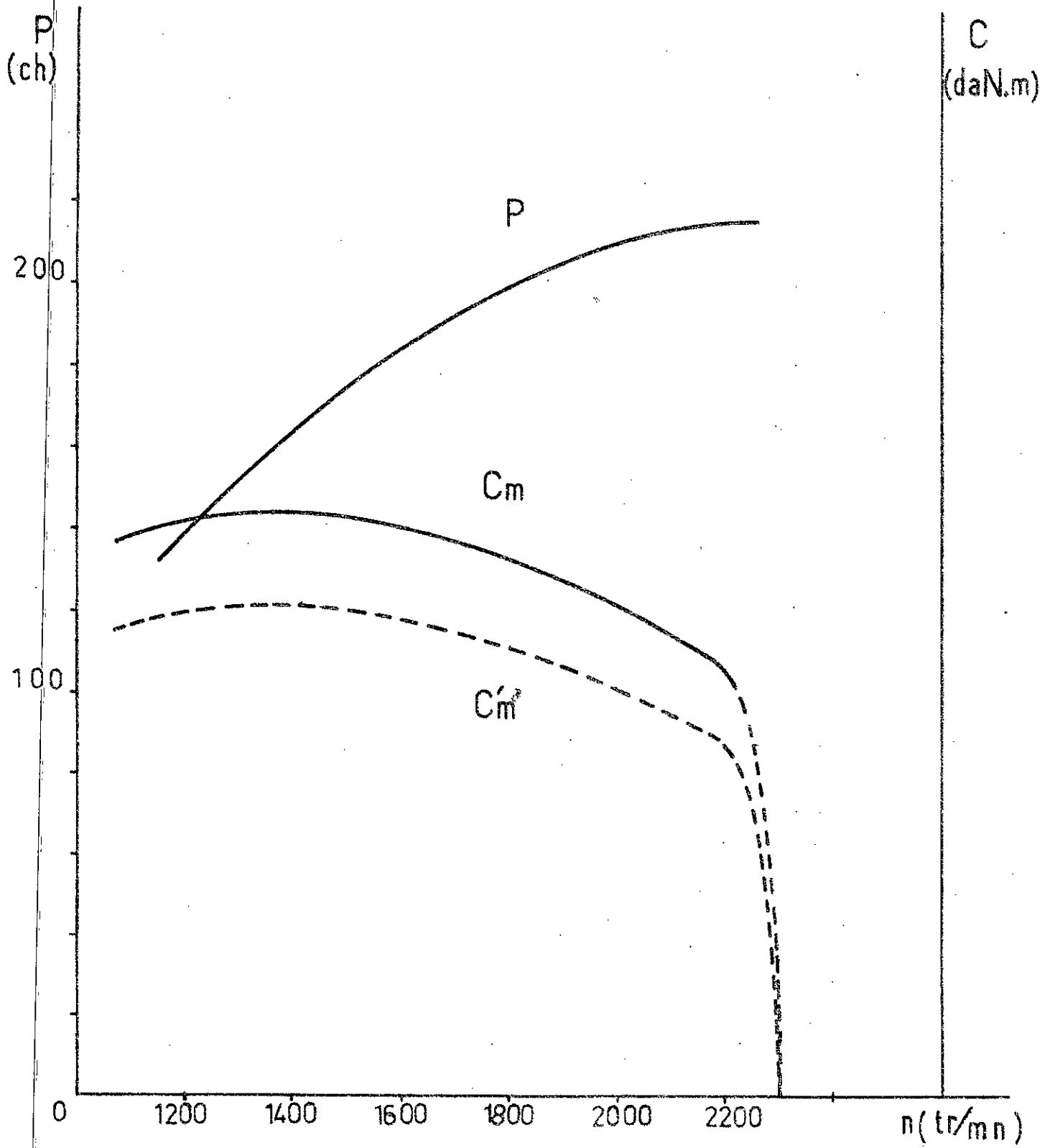


Tableau 2

$i = \frac{n_T}{n_P}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,86	0,9	0,95	1
$K = \frac{C_T}{C_P}$	3,5	2,9	2,5	2,18	1,88	1,62	1,475	1,215	1,075	1	1	1	1
η (%)	0	28	50	65,2	76	82,8	86	84	87,2	88	91,6	96	1
$K_{SM} \cdot 10^{-4}$	23,2	24,32	25,12	25,6	25,58	24,96	23,68	22	19,52	16,56	13,92	9,6	0

1.3 Données du véhicule.

- Poids propre du bus : $G_V = 8000 \text{ daN}$.
- Poids total de charge : $G_T = 15000 \text{ daN}$.
- Vitesse maximum : $V_{\max} = 110 \text{ km/h}$.
- Aptitude à la pente : $p = 20\%$.
- Rayon des roues : $R_g = 0,519 \text{ m}$.
- Largeur frontale : $L = 2,5 \text{ m}$.
- hauteur : $h = 3,29 \text{ m}$.

1.4 Calcul du diamètre actif du convertisseur de couple.

- Couple sur la pompe : $C_p = K_{SM} \cdot n_p^2 \cdot D_a^5 \text{ (daN}\cdot\text{m)}$

d'où le diamètre actif:

$$D_a = \sqrt[5]{\frac{C_p}{K_{SM} \cdot n_p^2}}$$

La valeur de K_{SM} est prise du tableau 2 correspondant au graphe 2 du convertisseur de couple, de telle façon qu'au point nominal de la puissance maximum du moteur on a $i = 0,95$. Ceci donne une valeur de K_{SM} qui est égale à $9,6 \cdot 10^{-4}$ pour une vitesse de rotation : $n = 2200 \text{ tr/mn}$.

Et par ailleurs : $C_p = C'_m = 0,9 \cdot 70 = 63 \text{ daN}\cdot\text{m}$

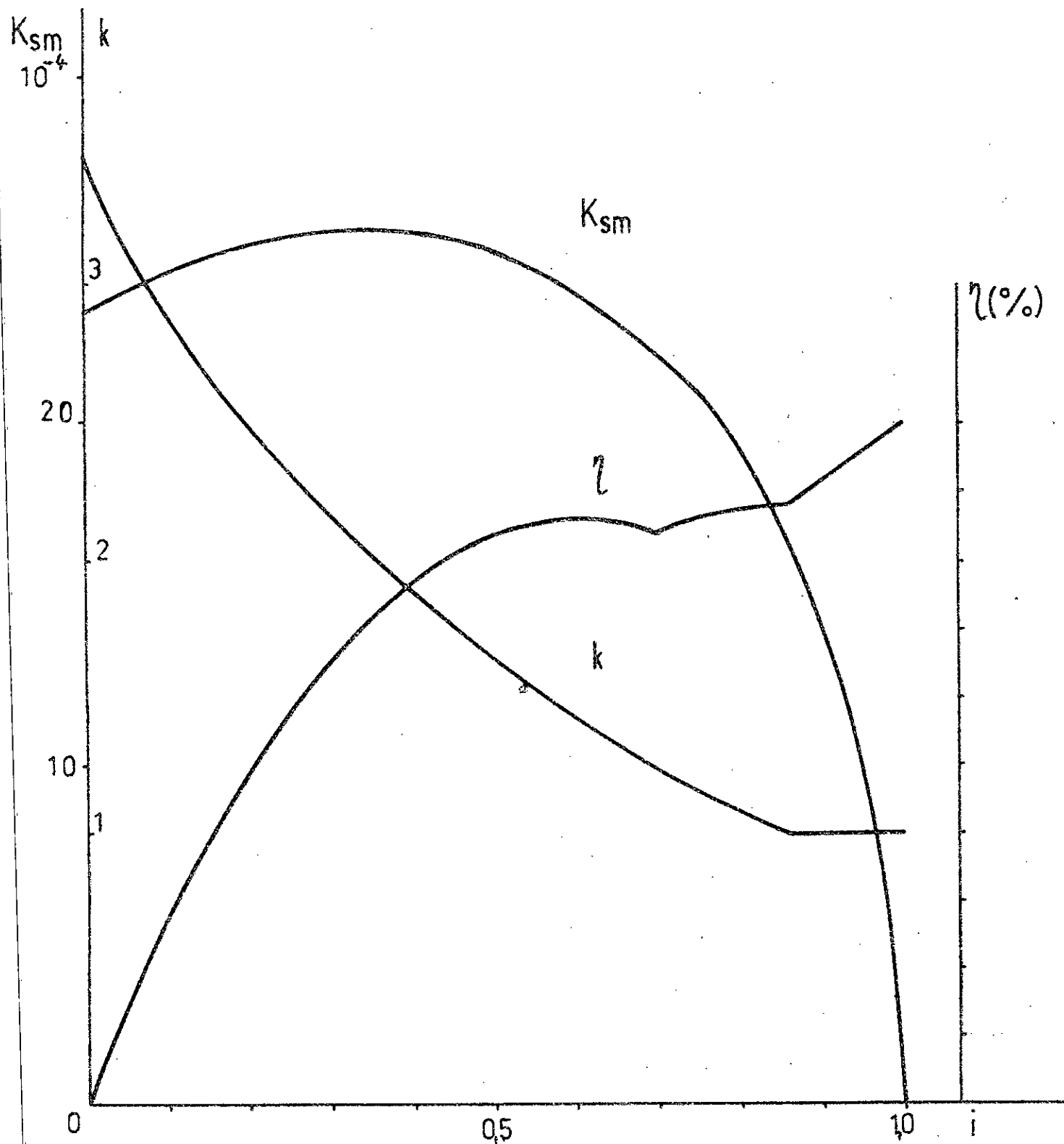
$$n_p = n_m = 2200 \text{ tr/mn}$$

$$\text{d'où } D_a = \sqrt[5]{\frac{63}{9,6 \cdot 10^{-4} \cdot 2200^2}} = 0,423 \text{ m}$$

$$D_a = 0,423 \text{ m}$$

CARACTERISTIQUES DU CONVERTISSEUR DE COUPLE

2

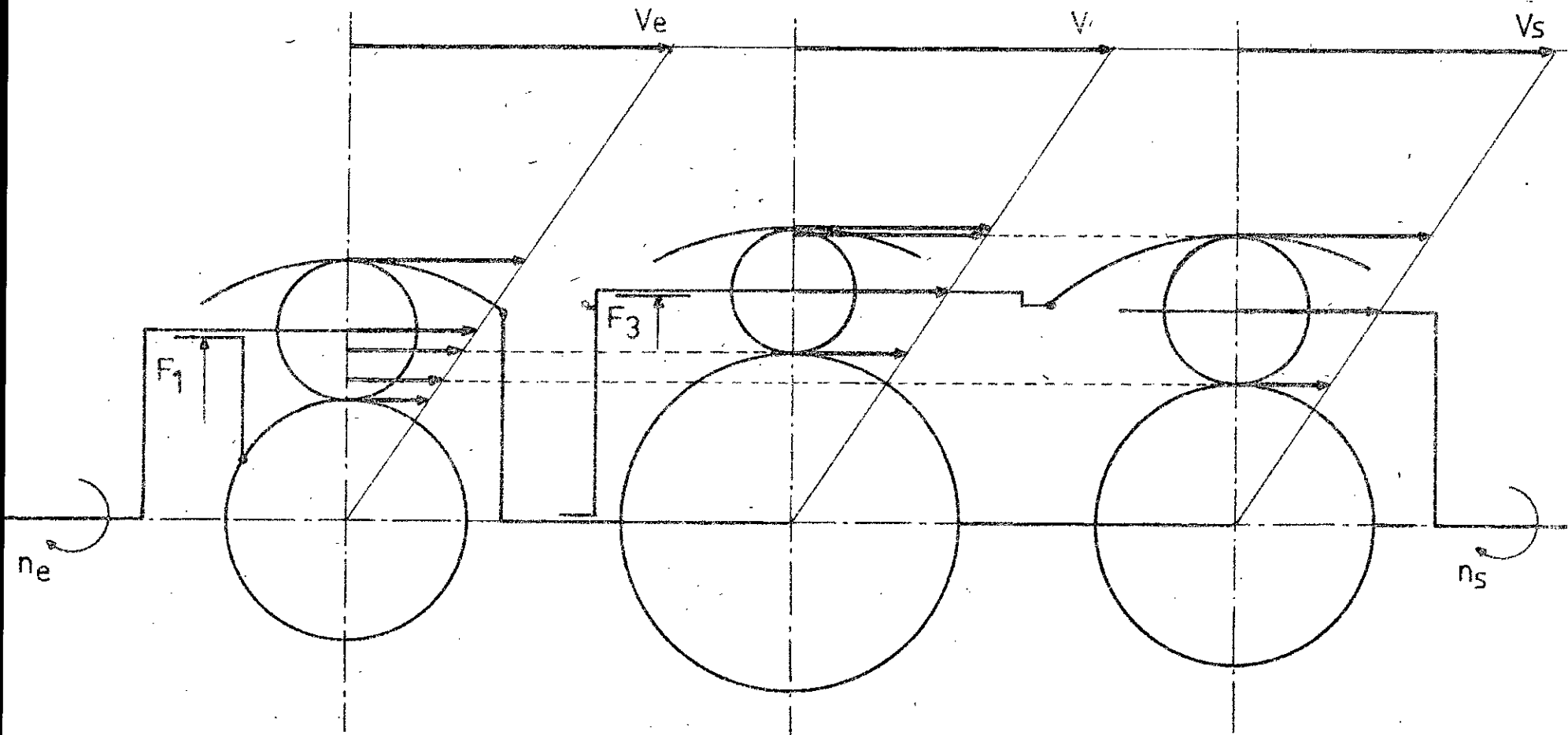


Cinquieme vitesse

Train(a)

Train(b)

Train(c)



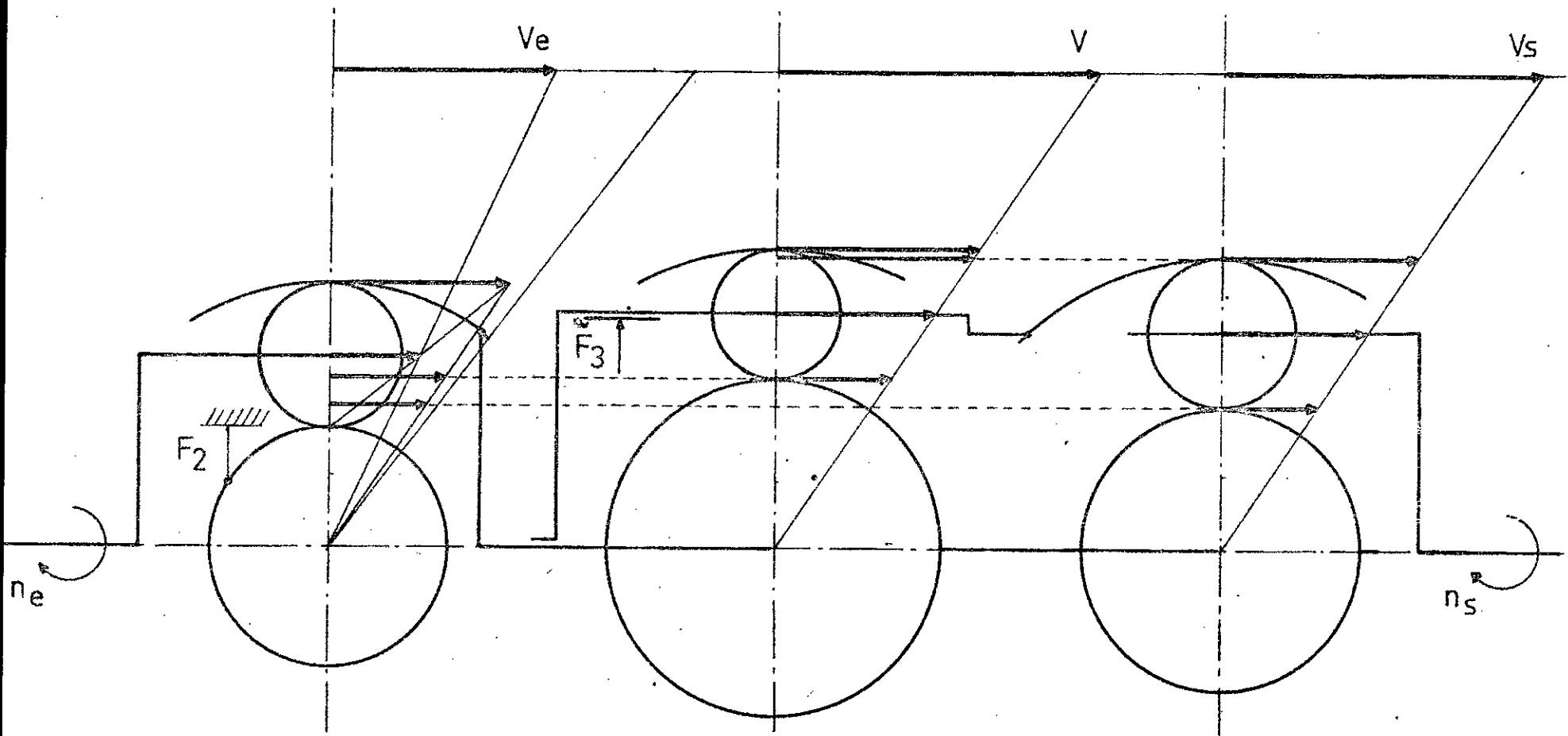
$$\frac{V_e}{V_s} = \frac{54}{54} = 1$$

Sisteme vitesse

Train (a)

Train (b)

Train (c)



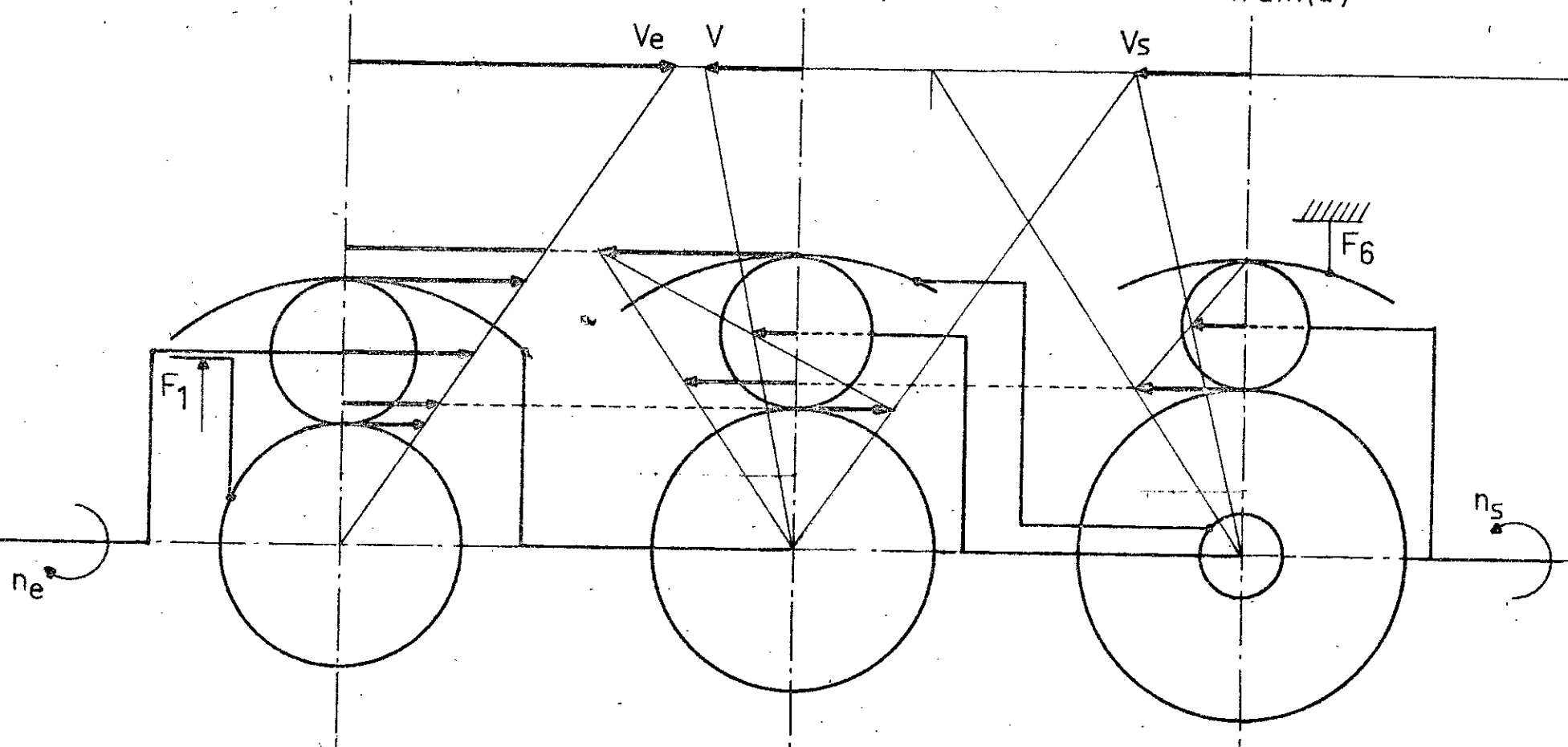
$$\frac{V_e}{V_s} = \frac{37,5}{54} = 0,69$$

Marche arrière

Train(a)

Train(c)

Train(d)



$$\frac{V_e}{V_s} = \frac{54}{-19} = -2,84$$

2. Détermination des paramètres.

on détermine les paramètres avec le convertisseur de couple de diamètre actif : $D_a = 0,423 \text{ m}$.

2.1 Caractéristique d'ensemble moteur-convertisseur.

Superposition des courbes C_p et de la caractéristique du moteur. Le tableau 3 donne les valeurs de C_p calculé pour chaque valeur à lui correspondant une valeur de K_{sm} . (voir graphe 3)

On remarque sur ce graphe que les points de fonctionnement se trouvent à droite du régime correspondant au couple maximum. Ce régime de fonctionnement ne baisse pas au dessous de 1320 tr/mn. On utilise ici le domaine de puissance maximale du moteur.

2.2 Caractéristiques de sortie.

Ceux sont les caractéristiques à la sortie du convertisseur de couple. (voir tableau et graphe 4).

- $C_p = C'_m$ (daN.m) couple de la pompe.
- $n_T = i \cdot n_p$ (tr/mn) vitesse de rotation de la turbine.
- $C_T = K \cdot C_p$ (daN.m) couple de la turbine.
- $P_T = \frac{1}{716,2} \cdot C_T \cdot n_T$ puissance de turbine.

2.3 Choix des rapports mécaniques.

Pour faire ce choix, on calcul tout d'abord la puissance à vaincre pour la plus grande vitesse du bus ($V = 110 \text{ km/h}$). Alors on considère la résistance au roulement notée R_r et la résistance due à l'air notée R_a .

- Résistance au roulement R_r :

Cette résistance est due au poids total (G_T) du véhicule à déplacer et du coefficient de résistance au roulement (f).

$$R_r = G_T \cdot f$$

Tableau 3

$Valeurs de C_p = K_{SM} \cdot n_p^5 \cdot D_a^5$ avec $D_a = 0,423 \text{ m}$.

λ	$K_{SM} \cdot D_a^5 \cdot 10^{-4}$	$n_p \text{ (r/min)}$																
		1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300					
0	0,3142	45,2	53,1	61,6	70,7	80,4	90,8	101,8	113,4	125,7	138,7	152,1	166,2					
0,1	0,3293	47,4	55,7	64,5	74,1	84,3	95,2	106,7	118,9	131,7	145,2	159,4	174,2					
0,2	0,3402	48,9	57,5	66,7	76,5	87,1	98,3	110,2	122,8	136,1	150	164,7	180					
0,3	0,3466	49,9	58,6	67,9	77,9	88,7	100,2	112,3	125,1	138,6	152,9	167,8	183,4					
0,4	0,3464	49,8	58,5	67,9	77,9	88,7	100,1	112,2	125	138,6	152,7	167,7	183,2					
0,5	0,3380	48,7	57,1	66,2	76,0	86,5	97,7	109,5	122	135,2	149	163,6	178,8					
0,6	0,3206	46,2	54,2	62,8	72,1	82,1	92,7	103,9	115,7	128,2	141,4	155,2	169,6					
0,7	0,2979	42,9	50,3	58,4	67	76,3	86,1	96,5	107,5	119,2	131,4	144,2	157,6					
0,8	0,2643	38,1	44,7	51,8	59,5	67,7	76,4	85,6	95,4	105,7	116,6	127,9	139,8					
0,86	0,2242	32,3	37,9	43,9	50,4	57,4	64,8	72,6	80,9	89,7	98,9	108,5	118,6					
0,9	0,1885	27,1	31,9	36,9	42,4	48,3	54,5	61,1	68	75,4	83,1	91,2	99,7					
0,95	0,1300	18,7	21,9	25,5	29,3	33,3	37,6	42,1	46,9	52	57,3	63	68,8					
0,96	0,1148	16,5	19,4	22,5	25,8	29,4	33,2	37,2	41,4	45,9	50,6	55,6	60,7					
0,97	0,0975	14	16,5	19,1	21,9	24,9	28,2	31,6	35,2	39	43	47,2	51,6					
0,98	0,0802	11,5	13,6	15,7	18	20,5	23,2	25,9	28,9	32,1	35,4	38,8	42,4					
0,99	0,0542	7,8	9,2	10,6	12,2	13,9	15,7	17,7	19,6	21,7	23,9	26,2	28,7					
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0					

CARACTERISTIQUE DE SYNCHRONISATION (3)

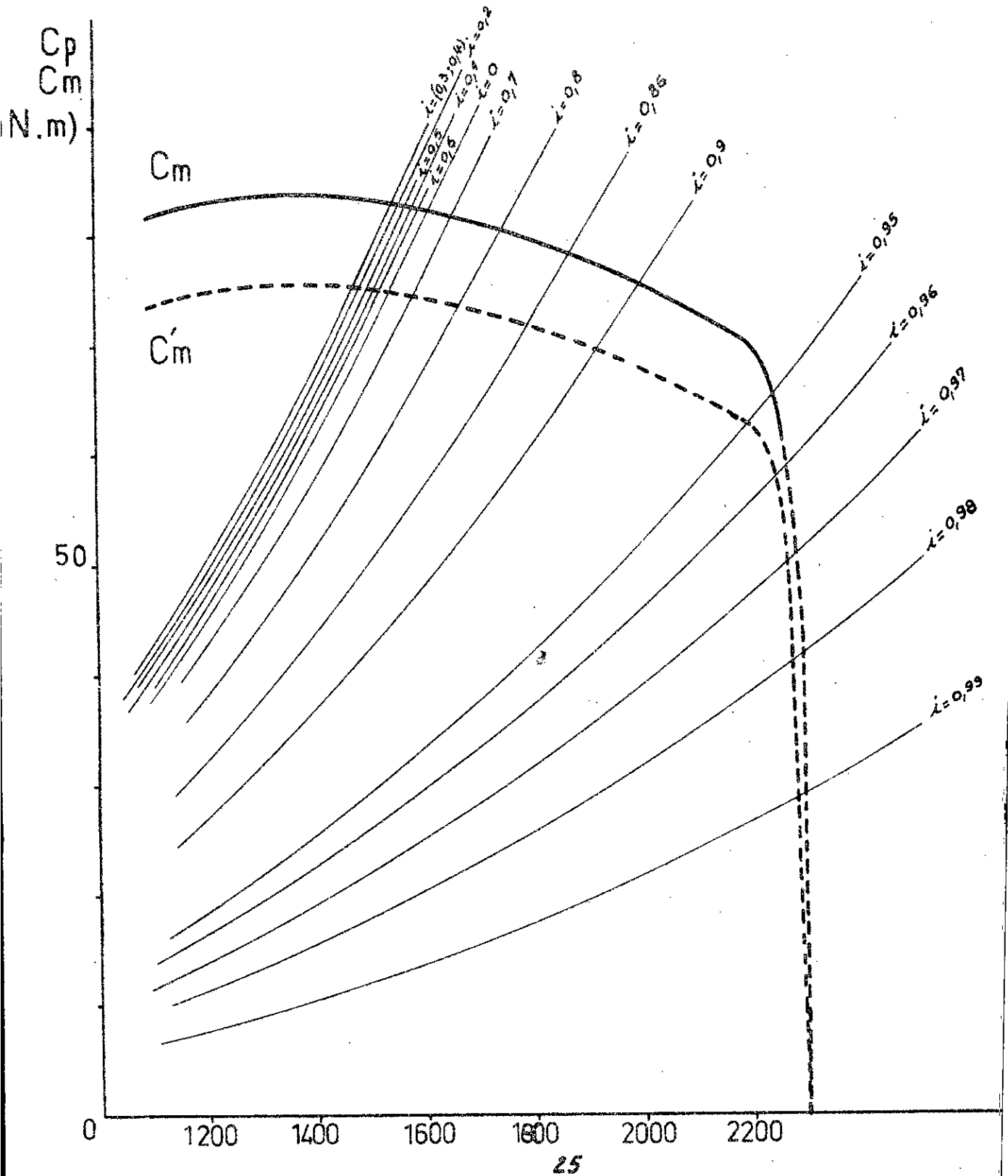


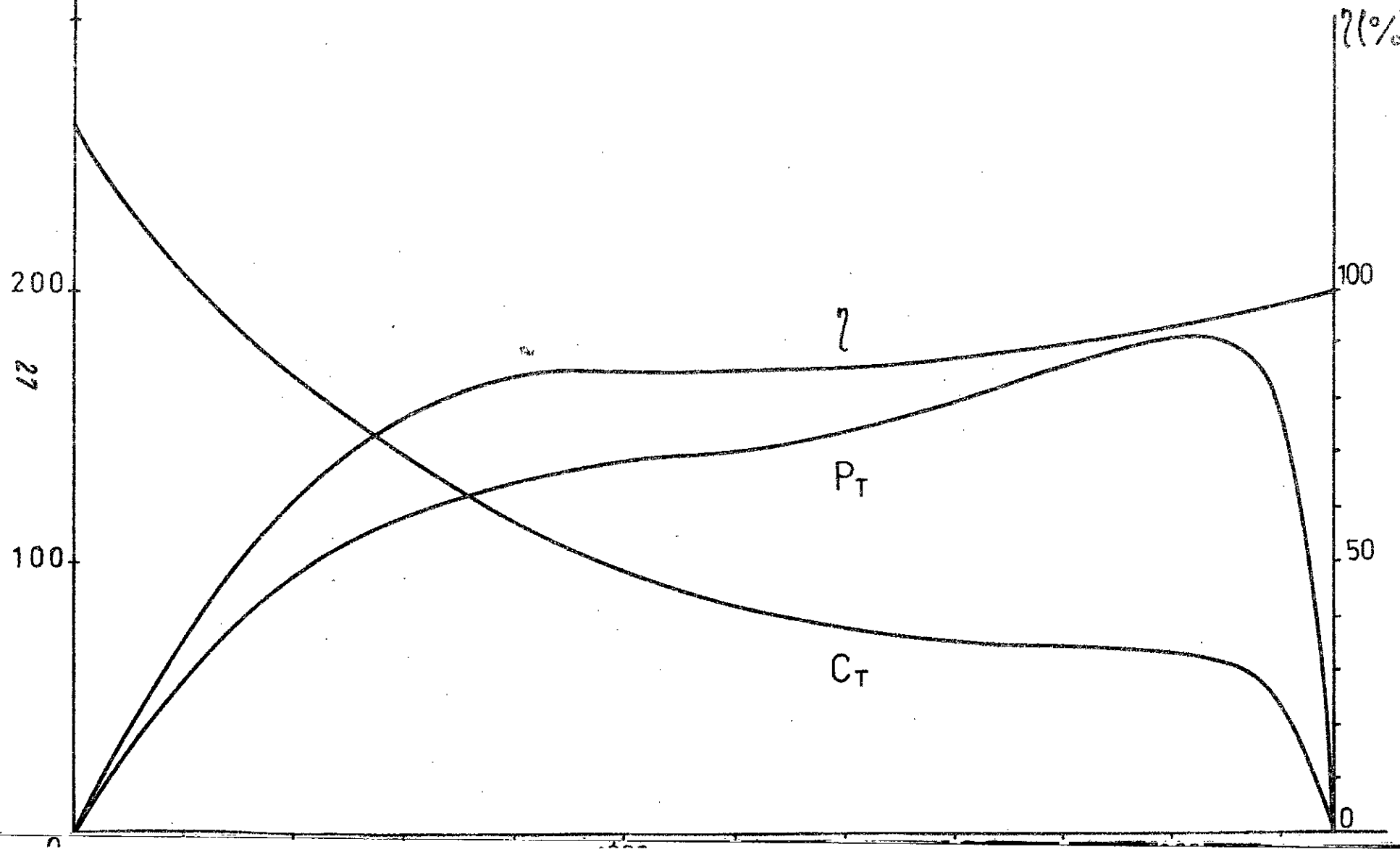
Tableau 4

i	C_p (daN.m)	n_p (tr/mn)	n_T (tr/mn)	C_T (daN.m)	P_T (ch)	η (%)
0	74,9	1540	0	262,15	0	0
0,1	75,1	1510	151	217,79	45,92	29
0,2	75,2	1485	297	188	77,96	49,99
0,3	75,3	1470	441	164,15	101,07	65,39
0,4	75,3	1470	588	141,56	166,22	72,14
0,5	75,15	1495	747	121,74	126,97	80,94
0,6	75	1520	912	106,12	135,13	84,89
0,7	74,5	1580	1106	90,52	139,78	85,04
0,8	73,6	1665	1328	79,12	146,70	85,73
0,86	71,8	1790	1539	71,8	154,28	85,97
0,9	69,6	1915	1723	69,6	167,44	89,97
0,95	63	2200	2090	63	183,85	95
0,96	58	2250	2160	58	174,92	95,99
0,97	49,6	2260	2192	49,6	151,8	96,98
0,98	40,08	2265	2219	40,08	124,18	97,96
0,99	29	2275	2252	29	91,18	98,98
1	0	2300	2300	0	0	100

CARACTERISTIQUES DE SORTIE DU CONVERTISSEUR DE COUPLE

4

C_T P_T
(daN.m) (ch)



avec : $G_T = 15000 \text{ daN}$.

$f = 0,015$: donné par les tables.

$$R_r = 15000 \times 0,015 = 225 \text{ daN}$$

$$R_r = 225 \text{ daN.}$$

- Résistance due à l'air R_a :

Cette résistance dépend de la surface frontale (A) du bus, du facteur de résistance (c) et de la vitesse de déplacement (v).

$$R_a = 47 \cdot 10^{-4} \cdot A \cdot c \cdot v^2$$

avec $A = 0,9 \cdot S$ où $S =$ section de la carrosserie

$$S = \ell \cdot h = 2,5 \times 3,29 = 8,225 \text{ m}^2$$

$c = 0,57$ donné par les tables.

$$v = 110 \text{ km/h}$$

$$\text{d'où } R_a = 47 \cdot 10^{-4} \times 0,9 \times 8,225 \times 0,57 \times 110^2 = 240 \text{ daN}$$

$$R_a = 240 \text{ daN.}$$

- Puissance de résistance P_r :

$$P_r = \frac{(R_r + R_a) \cdot v}{270} = \frac{(225 + 240) \cdot 110}{270} = 189,4 \text{ (ch)}$$

La puissance à vaincre est de 189,4 (ch) à grande vitesse (vitesse de déplacement maximale) et on a vu précédemment pour le moteur considéré, qu'à une vitesse de rotation de 2200 tr/mn, on a une puissance disponible de 194 (ch). Or le moteur fournit une puissance de 215 (ch) à cette même vitesse de rotation et que l'on a considéré 10% de cette puissance pour les organes auxiliaires, que l'on constate un peu exagérer pour ces derniers.

Détermination du rapport de pont i_p .

Comme le véhicule est à traction arrière, on détermine le rapport de pont à partir de la formule suivante :

$$i_b \cdot i_p = \frac{\eta_T}{\eta_R}$$

Pour la vitesse maximale du bus, on calcule la vitesse de rotation (n_R) de la roue.

- Vitesse de déplacement de la roue à 110 km/h : $U_R = 30,5$ km/h.

- Vitesse de rotation de la roue n_R :

$$U_R = \frac{\pi \cdot D \cdot n_R}{60} \Rightarrow n_R = \frac{60 \cdot U_R}{\pi \cdot D}$$

avec : $D = 2 \times R_g = 2 \times 0,519 = 1,038$ m.

d'où : $n_R = \frac{60 \times 30,5}{3,14 \times 1,038} = 561$ tr/mn.

Si l'on considère un rapport de la boîte égal à 0,7 pour la vitesse maximale de déplacement, alors on déduit le rapport de pont.

$$i_p = \frac{n_T}{n_R} \cdot \frac{1}{i_b} \quad \text{avec} \quad \begin{aligned} n_T &= 2200 \text{ tr/mn} \\ n_R &= 516 \text{ tr/mn} \end{aligned}$$

$$i_p = \frac{2200}{516 \times 0,7} = 5,6$$

d'où le rapport total de la transmission : $i_{TOT} = i_b \cdot i_p = 0,7 \times 5,6 = 3,92$.

Détermination du rapport maximum.

Le rapport maximum de la transmission correspond au démarrage. Pour cela on néglige la résistance due à l'air, on tient compte seulement de la résistance de roulement et de la résistance (R_p) due à la pente.

$$R_p = G_T \cdot \sin \alpha \quad \text{avec : } \operatorname{tg} \alpha = 0,2$$

$$R_p = 2942 \text{ daN.}$$

$$\text{et } R_r = 300 \text{ daN.}$$

A partir de ces deux résistances déterminées, on calcule le couple sur les roues du bus. La valeur de ce couple sera maximale.

$$C_r = (R_r + R_p) \cdot R_g \quad R_g = 0,519 \text{ m : rayon de la roue.}$$

$$C_r = (300 + 2942) \cdot 0,519 = 1682 \text{ daN.}$$

$$C_r = 1682 \text{ daN.}$$

Si i_p est égal à 5,6, alors le rapport du couple résistance par i_p nous donne la valeur du couple à la sortie de boîte pour la première vitesse.

$$C_b = \frac{C_r}{i_p} = \frac{1682}{5,6} = 300 \text{ daN.m.}$$

Et si l'on considère que le rapport de la boîte correspondant à la première vitesse est de 3 ($i_{b1} = 3$), alors le couple de la turbine sera égal à :

$$C_T = \frac{C_b}{i_{b1}} = \frac{300}{3} = 100 \text{ daN.m}$$

et cette valeur correspond à :

$$i = 0,62$$

$$n_T = 1000 \text{ tr/min}$$

$$\eta = 0,85$$

On considère que le rendement du convertisseur soit supérieur ou égal à 0,8. Soit un rendement de 0,82 qui correspond à un couple de turbine de 115 daN.m.

On suppose un rendement mécanique de tout le mécanisme égal à 0,9.

Donc le rapport total pour la première vitesse :

$$i_{TOT1} = \frac{C_r}{0,9 \cdot C_T} = \frac{1682}{0,9 \times 115} = 16,25$$

et par ailleurs : $i_{TOT1} = i_{b1} \cdot i_p$

dans ce cas $i_{b1} = i_{b \max}$

$$\text{d'où } i_{b \max} = \frac{i_{TOT1}}{i_p} = \frac{16,25}{5,6} = 2,9$$

Mais comme la solution de construction mécanique nous a permis de réaliser un rapport ($i_{b1} = 3$) pour la première vitesse alors on garde cette dernière valeur par la suite.

Pour $i_{b1} = 3$, on a le régime du convertisseur suivant :

$$C_T = 117 \text{ daN.m}$$

- Détermination des rapports intermédiaires de la boîte.

Pour déterminer les valeurs des raisons (K) de chaque train épicycloïdal et en déduire les valeurs de démultiplication de la boîte, il faut déterminer le nombre de dents des roues dentées.

On prend comme valeur du module des engrenages droits une valeur comprise entre 3 et 5 données par les statistiques.

On relève les valeurs des diamètres primitifs des planétaires, des satellites, des couronnes.

On fera le calcul de la correction géométrique au niveau de la denture plus loin. Soient les valeurs données dans le tableau 5.

Tableau 5

Trains	j	a	b	c	d
Module	m (mm)	3	3	3	3
Planétaires	Z ₁	27	38	33	36
	d _{p1} (mm)	82,2	116,9	100,9	108
Satellites	Z ₂	16	14	16	15
	d ₂ (mm)	48,6	43,2	49	45
Couronnes	Z ₄	60	67	66	66
	d _{p4} (mm)	179,4	203,2	199	198
Raisons	K _j = $\frac{Z_4}{Z_j}$	2,22	1,76	2	1,83

- Les rapports intermédiaires sont alors :

- Train primaire (a).

$$\text{Frein } F_1 \text{ actionné : } \frac{\omega_{3a}}{\omega_{4a}} = 1.$$

$$\text{" } F_2 \text{ " : } \frac{\omega_{3a}}{\omega_{4a}} = \frac{K_a}{K_a + 1} = \frac{2,22}{1 + 2,22} = 0,7.$$

- Train secondaire (b et c)

$$\text{Frein } F_3 \text{ actionné : } \frac{\omega_{3b}}{\omega_{3c}} = 1$$

$$\text{" } F_4 \text{ " : } \frac{\omega_{4b}}{\omega_{3c}} = \frac{(1+K_b)(1+K_c)}{1+K_b+K_c} = \frac{(1+1,76)(1+2)}{1+1,76+2} = 1,73$$

$$\text{" } F_5 \text{ " : } \frac{\omega_{4c}}{\omega_{3c}} = 1+K_c = 1+2 = 3$$

- Train de marche arrière (d).

$$\text{Frein } F_6 \text{ actionné : } \frac{\omega_{1d}}{\omega_{3d}} = \frac{36+66}{3} \times \frac{66 \left[1 - \left(1 + \frac{66}{36} \right) \right] + 33}{33 \times \left(1 + \frac{66}{36} \right)} = -2,9$$

Par combinaisons des six rapports, on a les rapports d'accélération:

$$F_1 \text{ et } F_5 \text{ actionnés : } i_1 = 1 \times 3 = 3 \quad (1^{\text{ère}} \text{ vitesse})$$

$$F_2 \text{ et } F_5 \text{ " : } i_2 = 0,7 \times 3 = 2,1 \quad (2^{\text{ème}} \text{ "})$$

$$F_1 \text{ et } F_4 \text{ " : } i_3 = 1 \times 1,73 = 1,73 \quad (3^{\text{ème}} \text{ "})$$

$$F_2 \text{ et } F_4 \text{ " : } i_4 = 0,7 \times 1,73 = 1,19 \quad (4^{\text{ème}} \text{ "})$$

$$F_1 \text{ et } F_3 \text{ " : } i_5 = 1 \times 1 = 1 \quad (5^{\text{ème}} \text{ "})$$

$$F_2 \text{ et } F_3 \text{ " : } i_6 = 0,7 \times 1 = 0,7 \quad (6^{\text{ème}} \text{ "})$$

$$F_1 \text{ et } F_6 \text{ " : } i_{AR} = 1 \times (-2,9) = -2,9 \quad (\text{vitesse arrière}).$$

Les 7 rapports de réduction finaux sont donc: (Tableau 6)

Tableau 6

Freins	F_3	F_4	F_5	F_6
F_1	1	0,578	0,333	-0,344
F_2	1,428	0,840	0,476	—

2.4 Caractéristique de traction.

on trace la caractéristique de traction du véhicule seulement en marche avant. On calcule :

$$U_{(km/h)} = \eta_T \cdot 60 \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_g \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1}{i_j \cdot i_p} \quad \text{avec } j(1, 2, 3, 4, 5, 6)$$

$$C_{tr} = l_j \cdot l_p \cdot C_T \quad (\text{daNm})$$

$$P = \frac{R_T \cdot U}{270} \quad (\text{ch})$$

$$\text{avec } R_T = R_r + R_a \quad (\text{daN.m}).$$

$$R_r = 225 \text{ daN constante.}$$

$$R_a = 0,0198 \cdot v^2 \quad (\text{daN}).$$

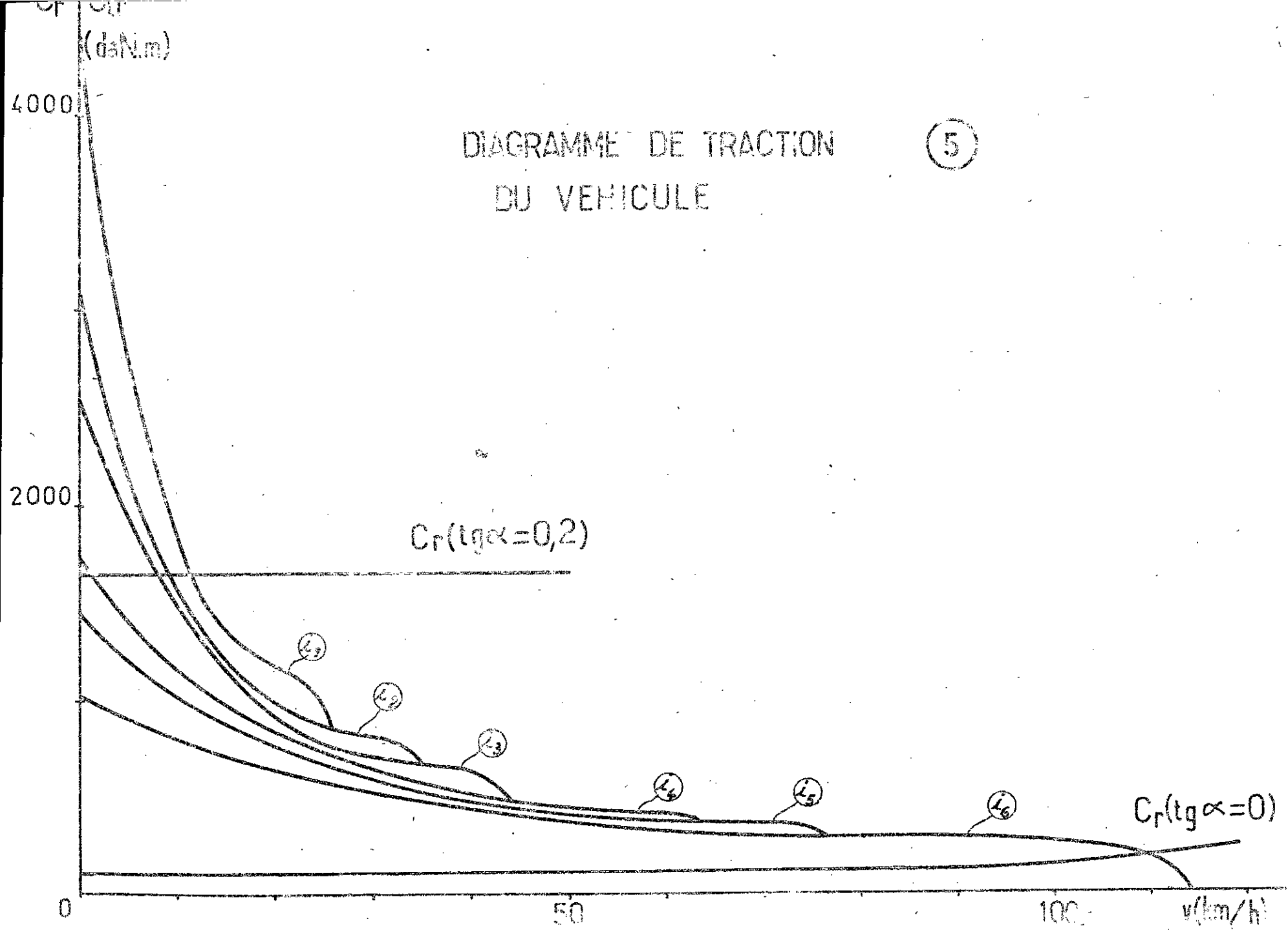
Les valeurs sont regroupées dans le tableau 7 (voir graphes 5 et 5').

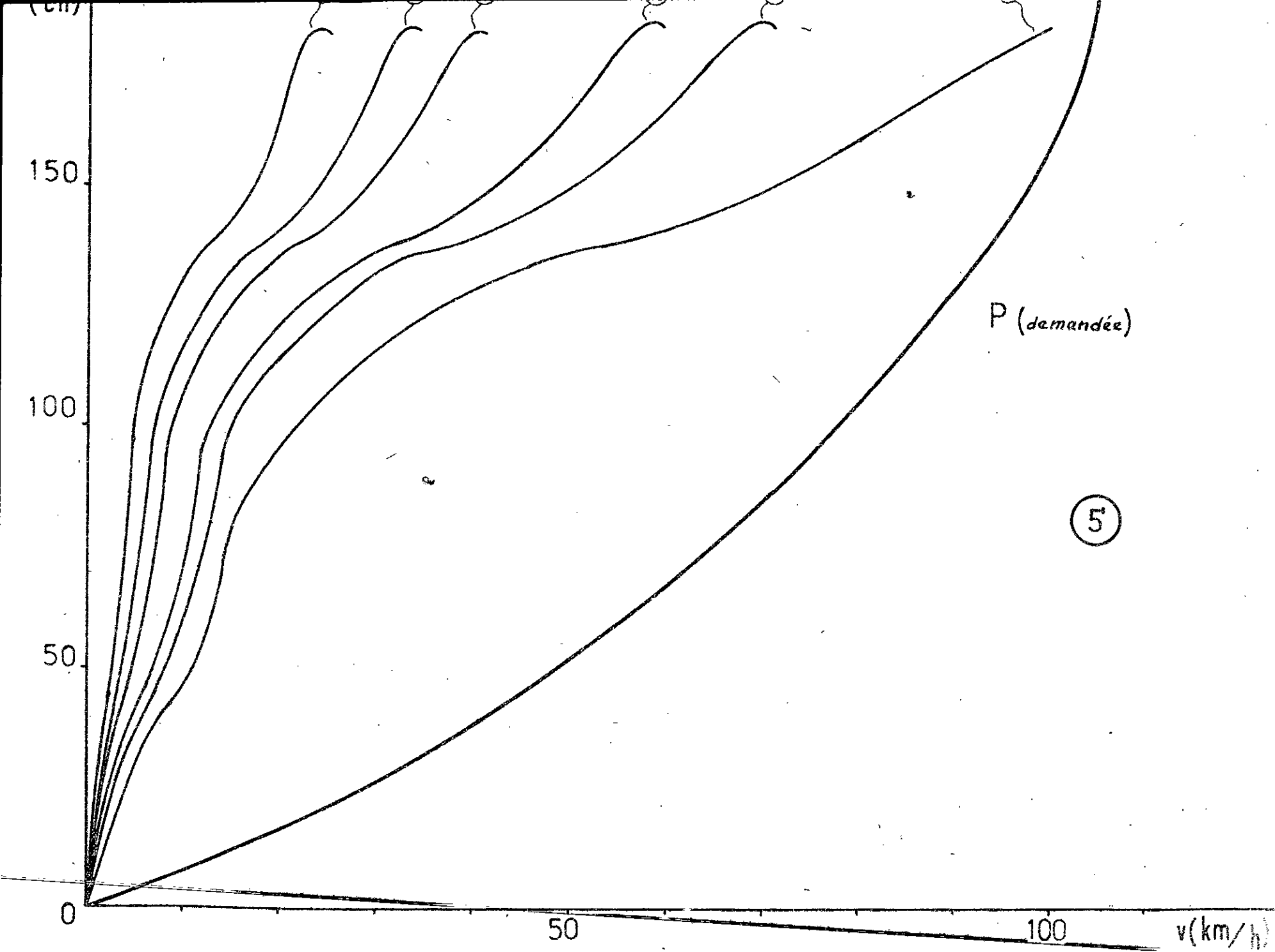
Tableau 8

n_T (tr/min)	C_T (daN.m)	i_1			i_2			i_3			i_4			i_5			i_6		
		v (km/h)	C_{tr} (daN)	P (CV)	v "	C_{tr} "	P "	v "	C_{tr} "	P "	v "	C_{tr} "	P "	v "	C_{tr} "	P "	v "	C_{tr} "	P "
0	262,75	0	4404	0	0	5083	0	0	2540	0	0	1742	0	0	1768	0	0	1028	0
200	206	2,3	3461	1,9	3,3	2423	2,8	4,1	1936	3,4	5,9	1373	4,9	6,9	1153	5,8	9,9	808	8,3
400	168	4,6	2823	3,8	6,7	1976	5,6	8,1	1628	6,8	11,8	1119	9,9	14	947	11,9	19,9	659	17,2
600	138	6,9	2335	5,8	9,9	1635	8,3	12,1	1347	10,2	17,6	926	15,1	20,9	778	18,1	29,9	545	26,9
800	115	9,3	1932	7,8	13,3	1353	11,3	17,2	1114	13,8	23,5	766	20,5	27,9	664	24,8	39,9	451	37,9
1000	97	11,7	1629	9,8	16,6	1140	14,2	20,2	940	17,4	29,5	646	26,5	34,9	643	32,2	49,8	380	50,6
1200	84	13,9	1411	11,8	19,9	988	17,2	24,3	814	21,3	35,2	560	32,5	41,9	477	40,3	60	330	65,8
1400	76	16,4	1277	13,9	23,3	893	20,3	28,3	737	25,2	41,2	560	39,5	48,8	426	49,2	69,9	298	83,3
1600	71	18,6	1193	15,9	26,7	835	23,6	32,3	688	29,4	46,9	473	46,6	55,9	398	59,4	79,8	278	103,8
1800	69	20,9	1159	18,1	29,9	812	26,9	36,3	668	33,8	52,8	460	54,8	62,9	387	70,7	89,8	271	127,9
2000	66	23,4	1109	20,5	33,3	776	30,5	40,4	640	38,5	58,7	440	63,7	69,9	370	83,3	99,7	258	155,8
2200	47	25,6	790	22,6	36,6	552	34,1	44,5	555	43,5	64,5	313	73,4	76,9	263	97,4	109,8	184	188,6
2300	0	26,8	0	23,7	38,3	0	36	46,5	0	46,1	67,6	0	78,9	80,4	0	105	114,6	0	205,8

DIAGRAMME DE TRACTION
DU VEHICULE

5





Chap. IV ETUDE ET CALCUL DYNAMIQUE DE LA BOITE

1. Détermination graphique des rapports de la boîte par la méthode de KUTZBACH.

Cette méthode consiste à considérer les trains épicycloïdaux en prise pour chaque vitesse, et de représenter les éléments de ces derniers sous une échelle choisie.

On prend un axe comme repère principal, et on se fixe une dimension des vecteurs vitesses des éléments du premier train.

A partir du centre du planétaire, on mène une droite passant par l'extrémité du vecteur vitesse du porte satellite, qui coupe l'axe repère principal déterminant ainsi géométriquement le vecteur vitesse d'entrée (\vec{V}_e). On peut connaître aussi la dimension des autres vecteurs vitesses sur l'axe repère en procédant de la même manière qu'auparavant.

On répète la même construction graphique pour le train qui précède, déterminant ainsi géométriquement la dimension du vecteur vitesse de sortie (\vec{V}_s).

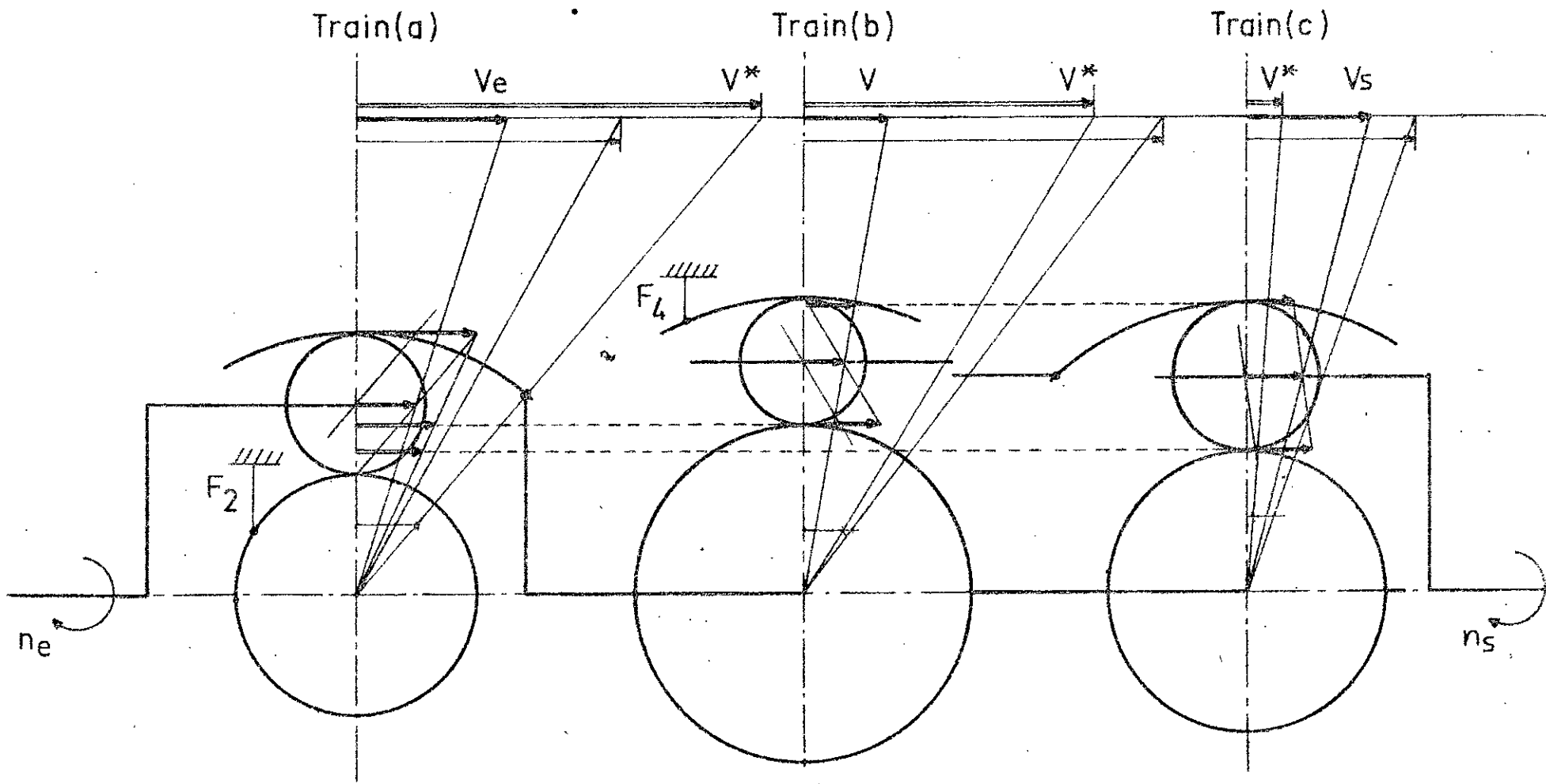
Le rapport géométrique des vecteurs vitesses (\vec{V}_e) et (\vec{V}_s) nous donne le rapport de la boîte pour la vitesse considérée.

La méthode graphique de KUTZBACH présente des avantages considérables par rapport au calcul numérique des rapports de la boîte. On cite ci-dessous ces avantages.

- Elle permet la détermination graphique des vecteurs vitesses absolus et relatifs de tous les éléments du train pris en considération, ainsi que le sens de rotation des organes de ce dernier.

- Elle permet d'avoir une précision appréciable des valeurs des rapports de la boîte, et un calcul direct des puissances.

Quatrième vitesse.

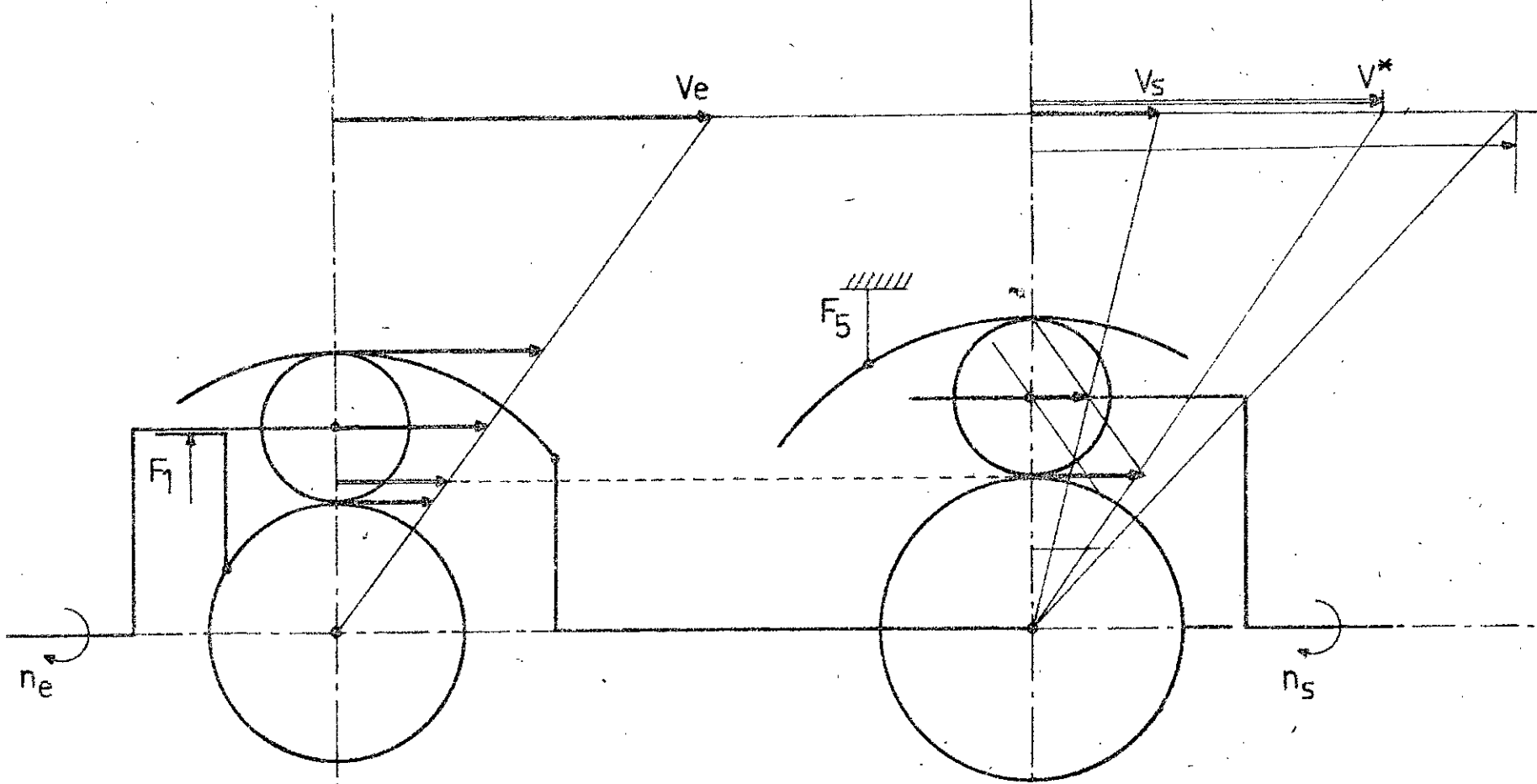


$$\frac{V_e}{V_s} = \frac{25}{21} = 1,19$$

Première Vitesse

Train(a)

Train(c)



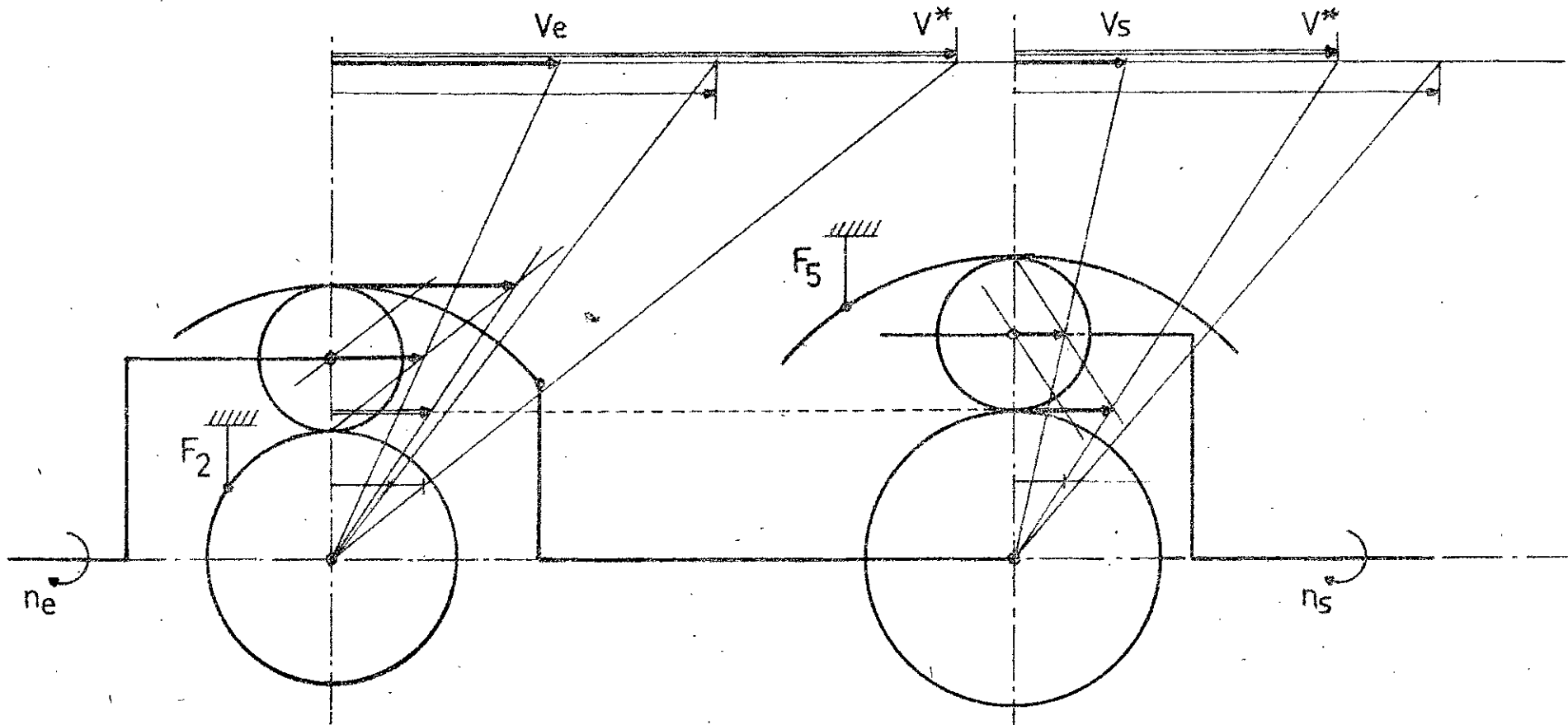
v_e : vitesse d'entrée
 v_s : " de sortie
 v^{**} : " du satellite

$$\frac{v_e}{v_s} = \frac{60}{20} = 3$$

Deuxieme vitesse

Train(a)

Train(c)



$$\frac{V_e}{V_s} = \frac{37}{17,5} = 2,11$$

2. Méthode de calcul de puissance et représentation du flux énergétique pour calcul dynamique.

On se limite à donner un exemple de calcul dans le cas de la troisième vitesse. On se réfère alors au graphique de celle-ci donnée par la construction de la méthode de KUTZBACH. On donne les dimensions des organes à l'échelle considérée.

Dans le cas de la troisième vitesse, on a le train (a) comme entrée, mais celui-ci ne travaille pas, et c'est seulement les trains (b) et (c) qui travaillent. Soient :

$$\text{Train (b)} \quad r_{1b} = 29 \text{ mm}$$

$$r_{2b} = 39,5 \text{ mm}$$

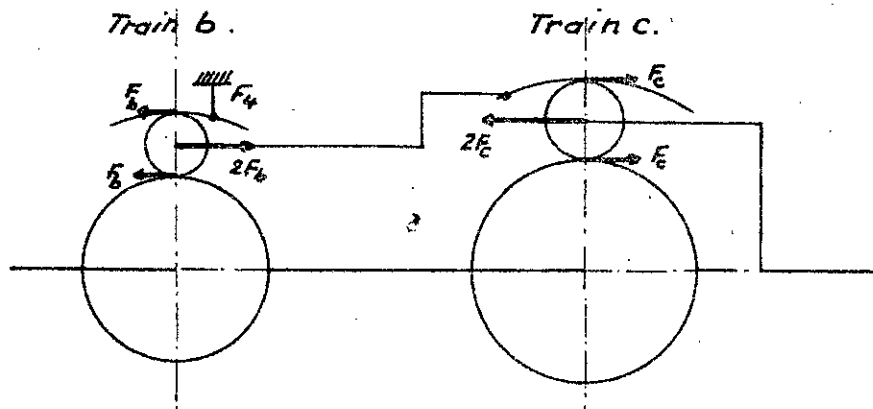
$$r_{3b} =$$

$$\text{Train (c)} \quad r_{1c} = 24 \text{ mm}$$

$$r_{2c} = 36,5 \text{ mm}$$

$$r_{3c} = 49,5 \text{ mm}$$

Soit le schéma représentatif des forces appliquées au niveau de la denture et des paliers des satellites.



On considère la puissance d'entrée pour les deux, celle transmise par le train (a). On donne ici le rapport qui existe entre l'effort F_b et l'effort F_c .

- Train (b).

- Puissance au niveau du planétaire : $P_{3b} = F_b \cdot r_{1b} \cdot n_{1b}$

avec $r_{1b} = \frac{29}{24} r_{1c}$ et $n_{1b} = \frac{55,5}{55,5} \cdot n_{1c} = 1$: donné par les schémas.

$$F_b = \frac{49,5}{2 \times 39,5} \cdot F_c$$

$$\text{d'où } P_{1b} = \frac{49,5}{2 \times 39,5} F_c \cdot \frac{29}{24} \cdot r_{1c} \cdot n_{1c} = 0,76 F_c \cdot r_{1c} \cdot n_{1c}$$

- Puissance au niveau du porte satellites : $P_{2b} = 2 F_b \cdot r_{2b} \cdot n_{2b}$

$$\text{avec } r_{2b} = \frac{39,5}{24} r_{1c} \quad \text{et} \quad n_{2b} = \frac{20,5}{55,5} n_{1c}$$

$$\text{d'où } P_{2b} = 2 \cdot \frac{49,5}{2 \times 39,5} \cdot F_c \cdot \frac{39,5}{24} \cdot r_{1c} \cdot \frac{20,5}{55,5} \cdot n_{1c} = 0,76 F_c \cdot r_{1c} \cdot n_{1c}$$

- Puissance au niveau de la couronne : $P_{3b} = F_b \cdot r_{3b} \cdot n_{3b} = 0$ car le frein F_4 est actionné.

- Train (c).

- Puissance au niveau du planétaire : $P_{1c} = F_c \cdot r_{1c} \cdot n_{1c}$

- Puissance au niveau du porte satellites : $P_{2c} = 2 F_c \cdot r_{2c} \cdot n_{2c}$

$$\text{avec } r_{2c} = \frac{36,5}{24} r_{1c} \quad \text{et} \quad n_{2c} = \frac{32}{55,5} n_{1c}$$

$$\text{d'où } P_{2c} = 2 \cdot F_c \cdot \frac{36,5}{24} \cdot r_{1c} \cdot \frac{32}{55,5} \cdot n_{1c} = 1,75 F_c \cdot r_{1c} \cdot n_{1c}$$

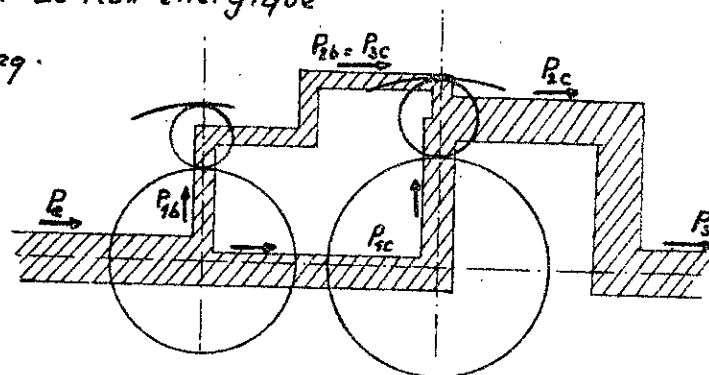
- Puissance au niveau de la couronne : $P_{3c} = F_c \cdot r_{3c} \cdot n_{3c}$

$$\text{avec } r_{3c} = \frac{49,5}{24} r_{1c} \quad \text{et} \quad n_{3c} = \frac{20,5}{55,5} n_{1c}$$

$$\text{d'où } P_{3c} = F_c \cdot \frac{49,5}{24} \cdot r_{1c} \cdot \frac{20,5}{55,5} \cdot n_{1c} = 0,76 F_c \cdot r_{1c} \cdot n_{1c}$$

Représentation du flux énergétique

avec $P_e = M \omega \cdot n \cdot \eta$



On donne directement les résultats pour les autres vitesses.

- 1^{ère} vitesse : (a et b).

Train (a).

$$r_{1a} = 20,8 \text{ mm}$$

$$r_{2a} =$$

$$r_{3a} = 45 \text{ mm}$$

Puissances.

$$\begin{aligned} \text{entrée : } P_e &= M_{eq} \cdot n_{eq} = P_{2a} \\ &= 2F_a \cdot r_{2a} \cdot n_{2a} \end{aligned}$$

Train (c)

$$r_{1c} = 24 \text{ mm}$$

$$r_{2c} = 36,5 \text{ mm}$$

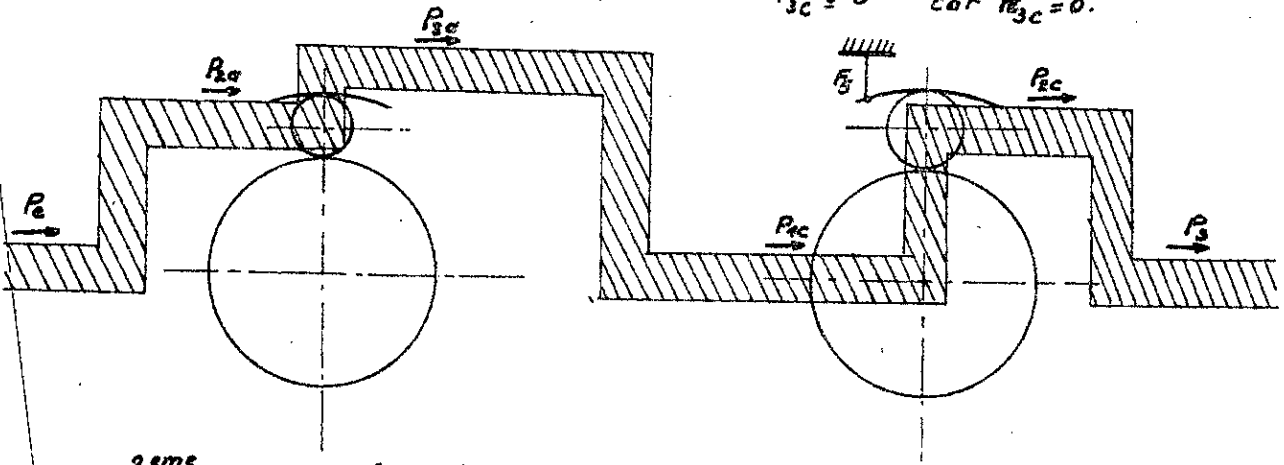
$$r_{3c} = 49,5 \text{ mm}$$

Puissances:

$$P_{1c} = F_c \cdot r_{1c} \cdot n_{1c} = M_{eq} \cdot n_{eq}$$

$$P_{2c} = 1,4 F_c \cdot r_{2c} \cdot n_{2c}$$

$$P_{3c} = 0 \quad \text{car } n_{3c} = 0.$$



- 2^{ème} vitesse (a et b).

$$P_e = P_{2a} = 2F_a \cdot r_{2a} \cdot n_{2a} = M_{eq} \cdot n_{eq} \cdot 2$$

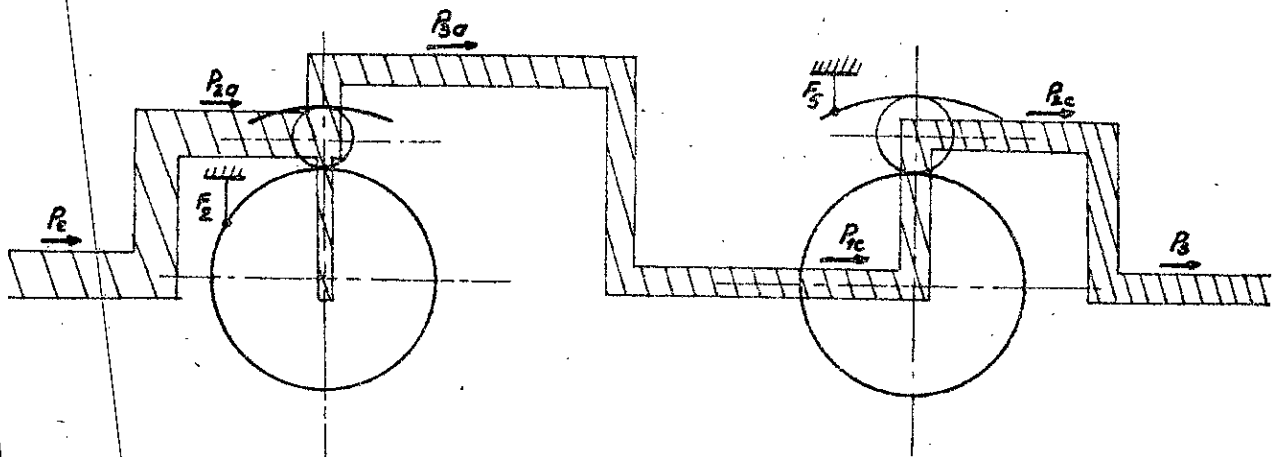
$$P_{3a} = F_a \cdot r_{3a} \cdot n_{3a} = 0,7 \cdot P_{2a}$$

$$P_{1a} = 0 \quad \text{car } n_{1a} = 0$$

$$P_{1c} = F_c \cdot r_{1c} \cdot n_{1c} = 0,7 \cdot M_{eq} \cdot n_{eq}$$

$$P_{2c} = 2 F_c \cdot r_{2c} \cdot n_{2c}$$

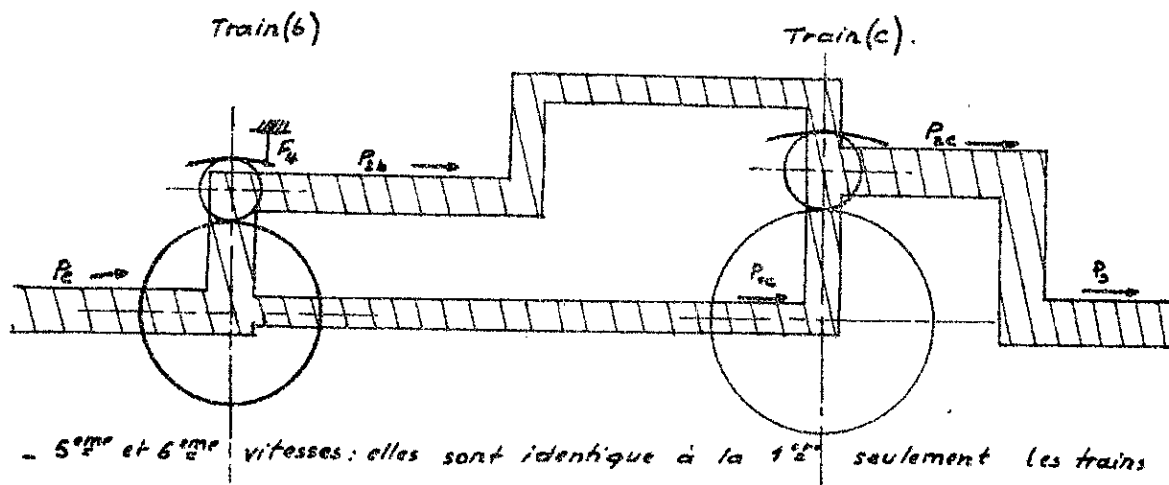
$$P_{3c} = 0 \quad \text{car } n_{3c} = 0$$



- 4^{ème} vitesse :

Elle est identique à la troisième vitesse seulement l'entrée de deux trains "b" et "c" qui change.

$$P_e = 0,7 \text{ Meg. neg.}$$



- 5^{ème} et 6^{ème} vitesses : elles sont identique à la 1^{ère} seulement les trains ne travaillent pas.

- Marche arrière

$$- P_{1c} = F_c \cdot r_c \cdot n_{1c} = P_e = \text{Meg. neg.}$$

$$- P_{2c} = -2 F_c \cdot r_c \cdot n_{2c}$$

$$- P_{3c} = F_c \cdot r_{3c} \cdot n_{3c}$$

$$P_{1d} = F_d \cdot r_{1d} \cdot n_{1d}$$

$$F_d = \frac{r_{1d}}{r_{1d}} \cdot F_c$$

$$n_{1d} = n_{3c}$$

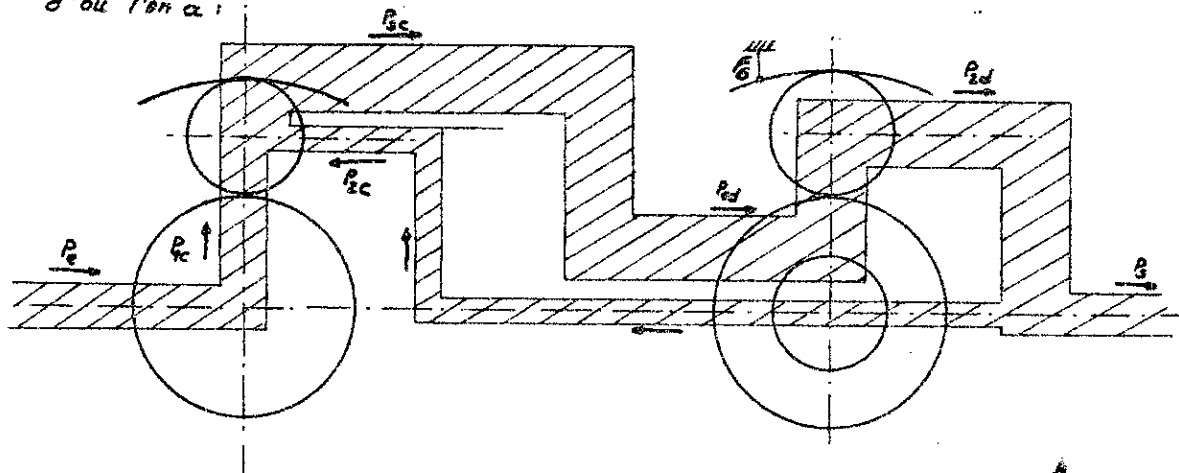
$$P_{1d} = P_{3c} = F_c \cdot r_{3c} \cdot n_{3c}$$

$$P_{2d} = 2 F_d \cdot r_{2d} \cdot n_{2d}$$

$$P_{2d} = 0,99 F_c \cdot r_{3c} \cdot n_{3c}$$

$$P_{3d} = 0 \text{ car } n_{3d} = 0.$$

d'où l'on a :



3. Calcul des éléments de la boîte.

Le calcul des éléments de la boîte de vitesses étudiée, exige des considérations spéciales à cause des variations importantes des charges extérieures.

En examinant les alternations, en vue de calculer la partie mécanique nous allons considérer l'ensemble moteur-convertisseur comme unité motrice (fig. 9). Alors les données d'entrée de la boîte sont les caractéristiques de sortie de convertisseur.

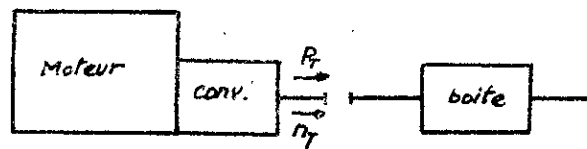


fig. 9

La puissance de sortie P_T , et la vitesse de rotation n_T , varient considérablement en fonction du régime instantané du moteur et du convertisseur. Tous les deux dépendent du conducteur d'une part, et des résistances instantanées à vaincre par le véhicule d'autre part. A la rigueur, ce phénomène ne peut être traité que par voie probabilistique, en considérant la charge en fonction du temps comme un processus stochastique. En disposant suffisamment de mesures, la charge à considérer peut être résumée en plusieurs formes, qui sert directement comme donnée initiale pour le calcul à la résistance.

Une méthode de calcul, couramment utilisée, est d'introduire un couple équivalent et une vitesse de rotation équivalente constants, qui du point de vue de fatigue provoque le même effet que le processus réel.

Sur la base des mesures de plusieurs années, sur les différents véhicules en marche, les constructeurs américains proposent des relations utiles pour trouver ce couple équivalent et cette vitesse de rotation équivalente en fonction de certains paramètres globales du véhicule et ceux de service.

On donne le calcul du moment équivalent et de la vitesse équivalente:

- données : $G_T = 15000 \text{ daN}$: poids total du véhicule.

$$M_{\max} = C_m = 70 \text{ daN.m} \quad : \text{ couple maxi du moteur}$$

on considère une réduction de 5% pour les accessoires secondaires, alors:

$$M'_{\max} = 65 \text{ daN.m}$$

$$\text{d'où} \quad \sigma = \frac{G_T}{M'_{\max}} = \frac{15000}{6500} = 2,3 \quad : \text{ rapport du poids par le couple.}$$

En fonction de ce rapport, on détermine d'après certains graphes le coefficient de moment. Donc :

$$M_{eq} = 0,85 \cdot M'_{\max} = 0,85 \times 65 = 55,25 \text{ daN.m} \quad : \text{ couple équivalent}$$

$$M_{eq} = 55,25 \text{ daN.m}$$

$$n_{eq} = 2,66 \frac{V}{R_g} \cdot i_p = 2,66 \times \frac{50}{0,519} : 5,6 = 1435 \text{ tr/mn} \quad : \text{ vitesse équivalente}$$

On considère un supplément de 15% sur le couple tout en gardant la vitesse équivalente constante. D'où finalement :

$$M_{eq} = 64 \text{ daN.m}$$

$$n_{eq} = 1435 \text{ tr/mn}$$

Dans le calcul qui suit, on considère ces résultats comme données de base à l'entrée de la partie mécanique de la boîte de vitesses.

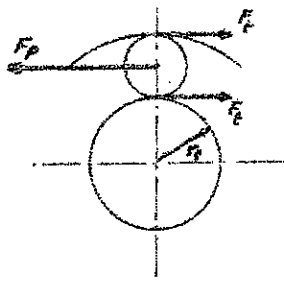
4. Détermination des efforts appliqués sur la denture et les paliers des portes satellites.

Dans cette partie, on détermine, au niveau de chaque train les efforts appliqués sur la denture et sur les paliers des portes satellites, pour chaque vitesse.

Pour le calcul, on considère le couple équivalent et la vitesse de rotation équivalente déjà déterminés. La répartition des pourcentages de prises pour chaque vitesse, donnés par les statistiques est comme suit:

1 ^{ère} Vitesse : 2%	4 ^{ème} Vitesse : 12%	Marche Arrière : 2%
2 ^{ème} " : 3%	5 ^{ème} " : 30%	
3 ^{ème} " : 6%	6 ^{ème} " : 45%	

Exemple sur un train quelconque :



$$F_p = 2 F_t$$

$$F_t = \frac{C_s}{3 r_g}$$

avec : C_s couple sur l'arbre primaire

r_g : rayon primitif

le facteur 3 est dû à la répartition de la charge sur les trois satellites.

- Train a.

Dans le cas où le frein F_1 est engagé, le train épicycloïdal (a) ne travaille pas donc les efforts sur la denture, et sur les paliers sont inexistantes. Quand le frein F_2 est actionné, on a le moment équivalent à l'entrée sur le porte satellites. Alors on considère la sortie sur la couronne.

$$d_{p_4} = 178,7 \text{ mm}$$

$$M_3 = M_{eq} \cdot 0,7 = 64 \cdot 0,7 = 44,8 \text{ daNm}$$

$$\text{d'où : } F_t = \frac{4480 \times 2}{17,87 \times 3} = 167 \text{ daN}$$

$$\text{Effort sur la denture : } F_t = 167 \text{ daN}$$

$$\text{Effort sur le palier : } F_p = 2 \cdot F_t = 334 \text{ daN.}$$

Durée de prise totale :

2 ^{ème} vitesse	: 3%
4 ^{ème} vitesse	: 12%
6 ^{ème} vitesse	: 45%
Total	: 60%

Le train (b) présente un seul mode d'exploitation mais il est dépendant du train (c), car c'est la sortie, et ce dernier présente deux modes d'exploitation. Alors on se propose de faire le calcul pour le train (c) avant celui du train (b).

- Train c.

Ce train présente deux mode de fonctionnement, c'est-à-dire

que, tantôt il travaille seul tantôt en parallèle avec le train (b). Par ailleurs, il présente deux différentes entrées, une avec un couple équivalent qui est : $M_1 = M_{eq} = 64 \text{ daN.m}$; et l'autre avec un couple équivalent qui est : $M_2 = 0,7 M_{eq} = 0,7 \times 64 = 44,8 \text{ daN.m}$.

a) Le train (c) travaille seul : F_5 actionné.

- Effort sur la denture : $F_{t_1} = \frac{M_1}{3 r_{1c}}$ avec $r_{1c} = \frac{100,5}{2} \text{ m.m}$

$$F_{t_1} = \frac{6400 \times 2}{3 \times 10,05} = 425 \text{ daN.}$$

Effort sur le palier : $F_p = 2 \cdot F_{t_1} = 2 \times 425 = 850 \text{ daN.}$

Durée de prise : 2%

- Effort sur la denture : $F_{t_2} = \frac{M_2}{3 r_{1c}} = \frac{4480 \times 2}{3 \times 10,05} = 297 \text{ daN.}$

Effort sur le palier : $F_p = 2 F_{t_2} = 2 \times 297 = 594 \text{ daN.}$

Durée de prise : 3%

b) Le train (c) travaille avec le train (b) : F_4 actionné.

Le moment d'entrée se répartie sur les deux planétaires. Et comme on l'a étudié dans la détermination de la puissance, on a alors :

$$\frac{49,5}{79} F_c \cdot r_{1b} + F_c \cdot r_{1c} = M_4 \quad \text{avec } \alpha = (1,2).$$

$$r_{1b} = \frac{116,9}{2} \text{ mm}$$

$$r_{1c} = \frac{100,5}{2} \text{ mm}$$

donc $F_c = \frac{M_4}{86,8} \text{ (daN).}$

1^{er} Cas : $F_{c_1} = \frac{M_1}{86,8} = \frac{64000}{86,8} = 738 \text{ daN.}$

Effort sur la denture : $F_{t_1} = \frac{F_{c_1}}{3} = \frac{738}{3} = 246 \text{ daN.}$

Effort sur le palier : $F_p = 2 F_{t_1} = 2 \times 246 = 492 \text{ daN}$

Durée de prise : 6%

$$2^{\text{eme}} \text{ cas : } F_{c2} = \frac{M_2}{86,8} = \frac{44800}{86,8} = 516 \text{ daN.}$$

$$\text{Effort sur la denture : } F_{t2} = \frac{F_{c2}}{3} = \frac{516}{3} = 172 \text{ daN.}$$

$$\text{Effort sur le palier : } F_{p2} = 2 F_{t2} = 2 \times 172 = 344 \text{ daN.}$$

$$\text{Durée de prise : } 12 \% .$$

- Train b.

ce train présente un mode d'exploitation quand le frein F_4 est engagé c'est-à-dire qu'il travaille avec le train (c) ayant deux différentes entrées.

$$F_b = \frac{49,5}{79} \cdot F_c$$

$$1^{\text{ere}} \text{ cas : } F_{b1} = \frac{49,5}{79} \cdot 738 = 462 \text{ daN.}$$

$$\text{Effort sur la denture : } F_{t1} = \frac{F_{b1}}{3} = \frac{462}{3} = 154 \text{ daN.}$$

$$\text{Effort sur le palier : } F_{p1} = 2 \cdot F_{t1} = 2 \times 154 = 308 \text{ daN.}$$

$$\text{Durée de prise : } 6 \% .$$

$$2^{\text{eme}} \text{ cas : } F_{b2} = \frac{49,5}{79} \cdot 516 = 324 \text{ daN.}$$

$$\text{Effort sur la denture : } F_{t2} = \frac{F_{b2}}{3} = \frac{324}{3} = 108 \text{ daN.}$$

$$\text{Effort sur le palier : } F_{p2} = 2 F_{t2} = 2 \times 108 = 216 \text{ daN.}$$

$$\text{Durée de prise : } 12 \% .$$

- Train d.

Il présente un mode d'exploitation quand le frein F_6 est engagé, et il travaille en parallèle avec le train (c) alors l'entrée se fera par ce dernier

soit :
$$F_{d1} = \frac{r_{d0}}{r_{d1}} \cdot \frac{M_{eq} \cdot 2}{d_{p1}}$$

$$M_{eq} = 64 \text{ daN.m.}$$

$$r_{d4} = \frac{198}{2} = 99 \text{ mm.}$$

$$r_{d3} = \frac{108}{2} = 54 \text{ mm.}$$

$$d_{p1} = 100,5 \text{ mm.}$$

où
$$F_{d1} = \frac{99}{54} \times \frac{6400 \times 2}{10,05} = 2334 \text{ daN.}$$

Effort sur la denture :
$$F_t = \frac{F_{d1}}{3} = \frac{2334}{3} = 778 \text{ daN.}$$

Effort sur le palier :
$$F_p = 2 F_t = 2 \times 778 = 1556 \text{ daN.}$$

Durée de prise : 2 %

On regroupe les résultats des efforts calculés dans le tableau 8 et les valeurs des vitesses de rotation des planétaires, et des satellites inées à partir des constructions graphiques de KUTZBACH.

5. Calcul de résistance de la denture.

Dans cette partie, on calcule les contraintes de flexion au pied de la denture, et superficielle, et de les comparées aux contraintes admissibles. On fait alors un calcul de fatigue pour justifier la valeur admissible choisie.

Tout d'abord, on fait le calcul de la correction géométrique pour les engrenages. On donne la méthode de calcul.

tre-axe élémentaire :
$$a_0 = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot m \quad (\text{mm})$$

tre-axe réel :
$$a = \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_c} \cdot a_0 \quad (\text{mm})$$

avec : $\alpha_0 = 20^\circ$ angle de pression normal.

$\alpha_c = 22^\circ \div 24^\circ$ " " " corrigé.

$$d_{p1} = 2a \cdot \frac{u}{u+1} \quad (\text{mm})$$

$$d_{p2} = 2a \cdot \frac{1}{u+1} \quad (\text{mm})$$

$$d_{p_2} = 2 \left(a + \frac{d_{p_1}}{2} \right) \quad (\text{mm}).$$

- Pression superficielle :

$$\sigma_H = 85,7 \sqrt{\frac{C_B}{\sin \alpha_c \cos \alpha_c} \cdot \frac{F}{b \cdot d_{p_2}} \cdot \frac{u+1}{4} \cdot \frac{K_B \cdot K_I}{C_V}} \quad (\text{daN/mm}^2)$$

avec : C_B : coefficient dépendant de α_c , λ , $(Z_1 + Z_2)$ donné par les tables.

F : effort appliqué sur la denture.

u : rapport de transmission (z_1/z_2) .

$K_B = 1,3$: coefficient de concentration des contraintes sur la dent.

$K_I = 2$: coefficient de service donné par les tables.

$C_V = 0,8$: coefficient dynamique donné par abaque en fonction de la vitesse périphérique de la roue.

- Contraintes de flexion :

Elles sont calculées à partir des formules suivantes :

$$\sigma_{F_1} = Y_{FN1} \cdot \frac{F}{\cos \alpha_c \cdot b \cdot m} \cdot \frac{K_B \cdot K_I}{C_V} \quad (\text{daN/mm}^2).$$

$$\sigma_{F_2} = Y_{FN2} \cdot \frac{F}{\cos \alpha_c \cdot b \cdot m} \cdot \frac{K_B \cdot K_I}{C_V} \quad (\text{daN/mm}^2).$$

avec : Y_{FN1} , Y_{FN2} : coefficients de forme donnés par les tables.

b : largeur de la denture de la roue.

- Train a . $m = 3 \text{ mm}$.

$$z_1 = 27 \quad ; \quad z_2 = 16 \quad ; \quad z_4 = 60.$$

- Entre-axe élémentaire : $a_0 = \frac{27+16}{2} \cdot 3 = 64,5 \text{ mm}$.

- Entre-axe réel : on prend $\alpha_c = 22^\circ$

$$a = 64,5 \cdot \frac{\cos 20}{\cos 22} = 65,4 \text{ mm}.$$

$$\text{et } u = \frac{27}{16} = 1,69.$$

$$d_{p_1} = 2 \times 65,4 \times \frac{1,69}{2,69} = 82,2 \text{ mm}.$$

$$d_{p_2} = 2 \times 65,4 \times \frac{1}{2,69} = 48,6 \text{ mm}.$$

$$d_{p_4} = 2 (65,4 + 24,3) = 179,4 \text{ mm}.$$

- Pression superficielle : $c_B = 1,037$.

$$u = 1,69$$

$$F = 167 \text{ daN}$$

$$b = 30 \text{ mm.}$$

$$\sigma_H = 85,7 \sqrt{\frac{1,037}{\sin 22^\circ \cos 22^\circ} \cdot \frac{167}{30 \times 48,6} \cdot \frac{2,69}{1,69} \cdot \frac{1,3 \times 2}{0,8}} = 114 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_H = 114 \text{ daN/mm}^2.$$

- Contraintes de flexion : $Y_{FN1} = 2,23$.

$$\sigma_{F_1} = 2,23 \cdot \frac{167}{30 \times 3 \times \cos 22^\circ} \cdot \frac{1,3 \times 2}{0,8} = 14,5 \text{ daN/mm}^2.$$

$$Y_{FN2} = 2,42.$$

$$\sigma_{F_2} = 2,42 \cdot \frac{167}{30 \times 3 \times \cos 22^\circ} \cdot \frac{1,3 \times 2}{0,8} = 15,7 \text{ daN/mm}^2.$$

- Train b. ($m = 3 \text{ mm}$)

$$z_1 = 38 ; z_2 = 14 ; z_4 = 17.$$

- Entre-axe élémentaire : $a_0 = \frac{38 + 14}{2} \times 3 = 78 \text{ mm.}$

- Entre-axe réel : on prend $\alpha_c = 24^\circ$.

$$a = 78 \cdot \frac{\cos 20^\circ}{\cos 24^\circ} = 80 \text{ mm.}$$

$$\text{et } u = \frac{38}{14} = 2,71.$$

$$d_{p_1} = 2 \times 80 \times \frac{2,71}{3,71} = 116,9 \text{ mm.}$$

$$d_{p_2} = 2 \times 80 \times \frac{1}{3,71} = 43,2 \text{ mm.}$$

$$d_{p_4} = 2 (58,45 + 43,2) = 203,2 \text{ mm.}$$

- Pression superficielle : $c_B = 1,1$; $b = 32 \text{ mm.}$

on calcul ici l'effort équivalent appliqué d'après le tableau 8.

$$F_{eq} = \sqrt[4]{\frac{154^{10/3} \times 0,334 + 108^{10/3} \times 0,666}{0,334 + 0,666}} = 128 \text{ daN.}$$

$$F = F_{eq} = 128 \text{ daN.}$$

$$\sigma_H = 85,7 \sqrt{\frac{1,1}{\sin 24^\circ \cos 24^\circ} \cdot \frac{128}{32 \times 43,2} \cdot \frac{3,71}{2,71} \cdot \frac{1,3 \times 2}{0,8}} = 94,7 \text{ daN/mm}^2$$

- Contraintes de flexion:

$$Y_{FN1} = 1,99 \quad \sigma_{F1} = 1,99 \cdot \frac{128}{32 \times 3 \times \cos 24} \cdot \frac{1,3 \times 2}{0,8} = 9,44 \text{ daN/mm}^2$$

$$Y_{FN2} = 2,01 \quad \sigma_{F2} = 2,01 \cdot \frac{128}{32 \times 3 \times \cos 24} \cdot \frac{1,3 \times 2}{0,8} = 9,53 \text{ daN/mm}^2$$

- Train c. ($m = 3 \text{ mm}$).

$$Z_1 = 33 \quad ; \quad Z_2 = 16 \quad ; \quad Z_4 = 66$$

- Entre-axe élémentaire: $a_0 = \frac{33+16}{2} \times 3 = 75,5 \text{ mm}$.

- Entre-axe réel: on prend $\alpha_c = 23^\circ$.

$$a = 75,5 \cdot \frac{\cos 20}{\cos 23} = 75 \text{ mm}$$

et $u = \frac{33}{16} = 2,06$.

$$d_{p1} = 2 \times 75 \cdot \frac{2,06}{3,06} = 100,9 \text{ mm}$$

$$d_{p2} = 2 \times 75 \cdot \frac{1}{3,06} = 49 \text{ mm}$$

$$d_{p4} = 2 (75 + 24,5) = 199 \text{ mm}$$

- Pression superficielle: $C_B = 1,109$; $b = 44 \text{ mm}$.

On calcule d'abord l'effort équivalent à partir du tableau 8.

$$F_{eq} = \sqrt[10]{\frac{425^{10} \times 0,16 + 237^{10} \times 0,12 + 246^{10} \times 0,24 + 172^{10} \times 0,48}{0,16 + 0,12 + 0,24 + 0,48}} = 283,3 \text{ daN}$$

$$F = F_{eq} = 283,3 \text{ daN}$$

$$\sigma_H = 85,7 \sqrt{\frac{1,109}{\sin 23 \times \cos 23} \cdot \frac{283,3}{44 \times 49} \cdot \frac{3,06}{2,06} \cdot \frac{1,3 \times 2}{0,8}} = 68,5 \text{ daN/mm}^2$$

- Contraintes de flexion:

$$Y_{FN1} = 2,09 \quad \sigma_{F1} = 2,09 \cdot \frac{283,3}{44 \times 3 \times \cos 23} \cdot \frac{1,3 \times 2}{0,8} = 15,24 \text{ daN/mm}^2$$

$$Y_{FN2} = 2,1 \quad \sigma_{F2} = 2,1 \cdot \frac{283,3}{44 \times 3 \times \cos 23} \cdot \frac{1,3 \times 2}{0,8} = 15,9 \text{ daN/mm}^2$$

- Train d. ($m = 3 \text{ mm}$).

$$Z_1 = 36 \quad ; \quad Z_2 = 15 \quad ; \quad Z_4 = 66$$

- Entre-axe élémentaire: $a_0 = \frac{36+15}{2} \times 3 = 76,5 \text{ mm}$.

- Entre-axe réel : On garde les mêmes diamètres primitifs en utilisant des déports égaux mais de signes différents. Vérification :

$$\alpha_o = \alpha_c = 20^\circ ; \quad u = \frac{36}{15} = 2,4 ; \quad a = 76,5 \times 1 = 76,5 \text{ mm.}$$

$$d_{p1} = 2 \times 76,5 \times \frac{2,4}{3,4} = 108 \text{ mm.}$$

$$d_{p2} = 2 \times 76,5 \times \frac{1}{3,4} = 45 \text{ mm.}$$

$$d_p = 2 (76,5 + 22,5) = 198 \text{ mm.}$$

- Pression superficielle, $C_B = 1,04$; $b = 32 \text{ mm}$; $F = 778 \text{ daN}$.

$$\sigma_H = 85,7 \sqrt{\frac{1,04}{\sin 20^\circ \times \cos 20^\circ} \cdot \frac{778}{32 \times 45} \cdot \frac{3,4}{2,4} \cdot \frac{1,3 \times 2,5}{0,85}} =$$

$$\sigma_H = 204 \text{ daN/mm}^2.$$

- Contraintes de flexion.

$$Y_{FN1} = 2,29 \quad \sigma_{F1} = 2,29 \cdot \frac{778}{32 \times 3 \times \cos 20^\circ} \cdot \frac{1,3 \times 1,5}{0,85} = 48,2 \text{ daN/mm}^2$$

$$Y_{FN2} = 2,64 \quad \sigma_{F2} = 2,64 \cdot \frac{778}{32 \times 3 \times \cos 20^\circ} \cdot \frac{1,3 \times 1,5}{0,85} = 55,5 \text{ daN/mm}^2$$

On regroupe les valeurs et les contraintes calculées dans le tableau 9.

Tableau 9

Train Contraintes	a	b ²	c	d
σ_H (daN/mm ²)	114	94,7	68,5	204
σ_{F1} "	14,5	9,44	15,84	48,2
σ_{F2} "	15,7	9,53	15,9	55,5

- Détermination des contraintes admissibles.

- Pression superficielle : $\sigma_{H adm} = k_H \cdot \sigma_{H lim}$

- contrainte de flexion : $\sigma_{F adm} = k_F \cdot \sigma_{F lim}$

$\sigma_{H lim}$ et $\sigma_{F lim}$: contraintes de pression superficielle et de flexion dépendant du matériau des engrenage.

L_H et L_f : facteurs de fatigue donnés par les tables, en fonction du nombre de cycles.

Le nombre de cycle dépend de la vitesse de rotation du satellite et du nombre de satellites ainsi que la durée de service.

on opte pour un acier de cémentation qui présente les caractéristiques suivantes :

$$\sigma_{Hlim} = 170 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{Flim} = 35 \text{ daN/mm}^2$$

Conclusion:

On remarque que les contraintes calculées au niveau des trains (a, b, c) sont nettement inférieures aux contraintes limites de pression superficielle et de flexion du matériau choisi.

Par contre pour le train (d), que sa durée de fonctionnement est limitée et un facteur de service exagéré, on considère; pour un nombre de cycle égal à 10^6 , un facteur de fatigue de pression superficielle de l'ordre de 1,25.

d'où pour ce train on aura alors :

$$\sigma_{Hadm} = 1,25 \times 170 = 212,5 \text{ daN/mm}^2$$

A ce moment, on a bien la contrainte de pression superficielle calculée, inférieure à la contrainte admissible.

$$\sigma_H = 204 \text{ daN/mm}^2 \quad \text{et} \quad \sigma_{Hadm} = 212,5 \text{ daN/mm}^2$$

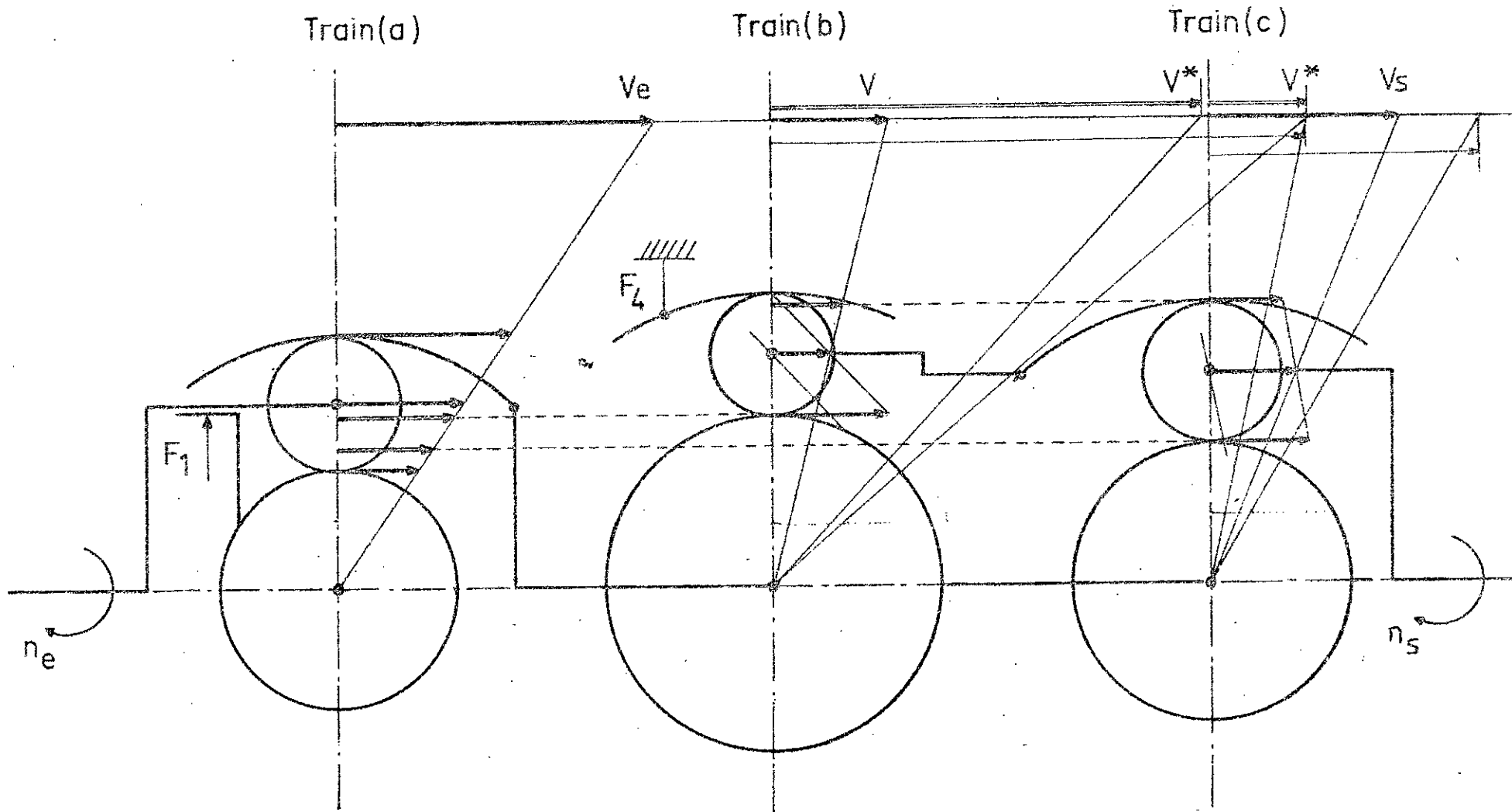
$$\sigma_H < \sigma_{Hadm}$$

6. Calcul des roulements.

A cause de symétrie dynamique des trains épicycloïdaux, on fait seulement la vérification des roulements en cages à aiguilles des satellites. On remarque que les cages à aiguilles offrent l'avantage d'être peu encombrants et présentent un montage facile.

Les autres roulements ne subissent que des charges négligeables.

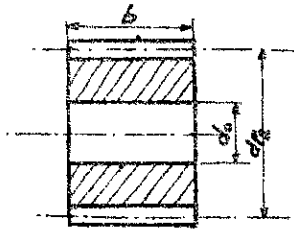
Troisième vitesse



$$\frac{V_e}{V_s} = \frac{55,5}{32} = 1,73$$

du moment qu'ils ne servent que pour le guidage, alors ils ne seront pas calculés.

- Caractéristiques géométriques du pignon satellites.



b : largeur (mm).

d_p : diamètre primitif.

d_o : " d'alésage.

- Train a.

Ce train est exploité en deux régimes.

1^{er} cas : si le frein F_f est engagé, il n'y a pas de rotation relative entre les éléments du train. Alors dans ce cas le roulements des satellites ne subissent que des charges statiques.

2^{ème} cas : si le frein F_f est engagé, il y a transmission total de la puissance et dans ce cas on a l'effort centrifuge qui agit en plus de l'effort statique. Soient :

$$F_p = 334 \text{ daN} \quad \text{et} \quad b = 30 \text{ mm.}$$

$$n = 2526 \text{ tr/mn} \quad d_p = 48,6 \text{ mm.}$$

$$d_o = 28 \text{ mm}$$

$$\text{Effort centrifuge : } F_c = m r \omega^2$$

$$\text{avec } r = a = 65,4 \text{ mm} \quad \text{déjà calculé}$$

$$m = \rho V \quad \rho = 7,86 \text{ gr/cm}^3$$

$$V = \frac{\pi (d_p^2 - d_o^2) \cdot b}{4}$$

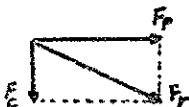
$$\text{d'où } m = \frac{3,14 (4,86^2 - 2,8^2) \cdot 30}{4} \cdot 7,86 = 292,2 \text{ gr}$$

$$\omega^2 = \left(\frac{n}{9,55} \right)^2 = \left(\frac{2526}{9,55} \right)^2 = 69962 \text{ rad}^2/\text{s}^2.$$

$$\text{et. } F_c = 0,2922 \times 0,0654 \times 69962 = 1337 \text{ N}$$

$$F_c = 133,7 \text{ daN.}$$

donc l'effort résultant sera.



$$F_r = \sqrt{F_p^2 + F_c^2} = \sqrt{334^2 + 133,7^2} = 360 \text{ daN.}$$

- Capacité dynamique de base :

charge dynamique équivalente : $P = X F_r + Y \cdot V \cdot F_a$ (daN).

comme on a des engrenages à denture droite donc $F_a = 0 \Rightarrow X = 1$.

d'où $P = F_r = 360$ daN.

durée de fonctionnement en heures : $L_h = \frac{16666}{n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^q$

avec $q = \frac{10}{3}$ pour roulements à rouleaux.

$$C_0 = P \left(\frac{L_h \cdot n}{16666} \right)^{\frac{3}{10}} \quad \text{avec } L_h = 3000 \text{ h.}$$

$$C_0 = 360 \cdot \left(\frac{3000 \cdot 2526}{16666} \right)^{\frac{3}{10}} = 2257 \text{ daN.}$$

on prend d'après le catalogue "INA. Roulements" la cage à aiguilles : K 20x28x25 qui présente une capacité dynamique $C = 2700$.

- Train b.

Ce train est exploité en deux régimes différents :

1^{er} régime : $F_{P_1} = 308$ daN $n_1 = 2366$ tr/min $P_1 = 0,334$.

2^{ème} " : $F_{P_2} = 216$ daN $n_2 = 3502$ tr/min $P_2 = 0,666$.

- Vitesse de rotation équivalente : $n_{eq} = n_1 P_1 + n_2 P_2 = 3123$ tr/min.

- charge sur palier équivalente : $F_{Peq} = \sqrt{\frac{F_{P_1}^2 \cdot P_1 + F_{P_2}^2 \cdot P_2}{P_1 + P_2}} = 255,7$ daN

- Caractéristiques géométriques du pignon satellite :

$$d_{P_2} = 43,2 \text{ mm} ; d_o = 25 \text{ mm} ; b = 32 \text{ mm.}$$

- Effort centrifuge : $F_c = m \cdot r \cdot \omega^2$.

$$r = a = 80 \text{ mm}$$

$$\omega_{eq}^2 = \left(\frac{3123}{9,55} \right)^2 = 106939 \text{ rd}^2/\text{s}^2$$

$$m = \frac{3,14 (4,32^2 - 2,5^2)}{4} \cdot 3,2 \cdot 7,86 = 245 \text{ gr.}$$

$$F_{ceq} = 0,245 \cdot 0,08 \cdot 106939 = 209,6 \text{ daN.}$$

- Effort résultant équivalent : $F_{req} = \sqrt{255,7^2 + 209,6^2} = 330$ daN.

- charge dynamique équivalente : $P = 330$ daN.

- Durée de fonctionnement : $L_h = 900$ h.

- Capacité dynamique de base :

$$C_b = 330 \times \left(\frac{300 \times 3123}{16666} \right)^{\frac{2}{10}} = 1538 \text{ daN.}$$

on prend d'après le catalogue "INA roulements" la cage à aiguilles K 18x25x22 qui présente une capacité dynamique : $C = 2050 \text{ daN}$.

- Train c.

Ce train est exploité en quatre différents régimes.

1^{er} régime : $F_{P_1} = 850 \text{ daN}$; $n_1 = 1818 \text{ tr/mn}$; $\beta_1 = 0,16$.

2^{ème} régime : $F_{P_2} = 534 \text{ "}$; $n_2 = 2637 \text{ "}$; $\beta_2 = 0,12$.

3^{ème} régime : $F_{P_3} = 492 \text{ "}$; $n_3 = 1190 \text{ "}$; $\beta_3 = 0,24$.

4^{ème} régime : $F_{P_4} = 334 \text{ "}$; $n_4 = 1665 \text{ "}$; $\beta_4 = 0,48$.

- Vitesse de rotation équivalente : $n_{eq} = 1818 \times 0,16 + 2637 \times 0,12 + 1190 \times 0,24 + 1665 \times 0,48$

$$n_{eq} = 1692 \text{ tr/mn.}$$

- Effort équivalent sur palier :

$$F_{Peq} = \sqrt[10]{850^{10} \times 0,16 + 534^{10} \times 0,12 + 492^{10} \times 0,24 + 334^{10} \times 0,48} = 567 \text{ daN.}$$

- Caractéristiques géométriques du pignon satellite :

$$d_p = 49 \text{ mm} ; d_o = 30 \text{ mm} ; b = 44 \text{ mm.}$$

- Effort centrifuge : $F_c = m \cdot r \cdot \omega^2$.

$$r = a = 75 \text{ mm}$$

$$\omega_{eq}^2 = \left(\frac{1692}{60} \right)^2 = 31390 \text{ rd}^2/\text{s}^2.$$

$$m = \frac{3,14 \cdot (4,9^2 - 3^2)}{4} \cdot 4,4 \cdot 7,86 = 408 \text{ gr.}$$

$$F_{ceq} = 0,0408 \times 0,075 \times 31390 = 96 \text{ daN.}$$

- Effort résultant équivalent : $F_{raq} = \sqrt{567^2 + 96^2} = 575 \text{ daN.}$

- charge dynamique équivalent : $P = 575 \text{ daN.}$

- durée de fonctionnement : $L_h = 1250 \text{ h.}$

- Capacité dynamique de base.

$$C_c = 575 \left(\frac{1250 \times 1692}{16666} \right)^{\frac{3}{10}} = 2458 \text{ daN.}$$

on prend d'après le catalogue "INA. Roulements" la cage à aiguilles

K 20x30x30 qui présente une capacité dynamique : $C = 3000 \text{ daN}$.

- Train d.

Ce train travaille quand F_B est engagé. Il subit un seul régime.

- Caractéristiques géométriques du pignon satellite :

$$d_p = 45 \text{ mm} ; \quad d_o = 30 \text{ mm} ; \quad b = 32 \text{ mm}$$

- Effort sur palier : $F_p = 1556 \text{ daN}$.

- Effort centrifuge : $F_c = m \cdot r \cdot \omega^2$.

$$r = a = 76,5 \text{ mm}$$

$$\omega^2 = \left(\frac{2338}{9,55} \right)^2 = 59935 \text{ rd}^2/\text{s}^2$$

$$m = \frac{3,14 (44,5^2 - 3^2)}{4} \times 3,2 \times 7,86 = 222 \text{ gr}$$

$$F_c = 0,0222 \times 0,0765 \times 59935 = 102 \text{ daN}$$

- Effort résultant : $F_r = \sqrt{1556^2 + 102^2} = 1559 \text{ daN}$.

- Charge dynamique : $P = 1559 \text{ daN}$.

- Durée de fonctionnement : $L_h = 100 \text{ h}$.

- Capacité dynamique de base :

$$C_d = 1559 \left(\frac{100 \times 2338}{16666} \right)^{2/10} = 3443 \text{ daN}$$

On prend d'après le catalogue "INA. Roulements" la cage à aiguilles : K. 20x30x30 qui présente une capacité dynamique de : $C = 3000 \text{ daN}$.

On fait remarquer ici, que vue la durée de fonctionnement limitée et que le facteur de service est exagéré, on peut adopter cette cage à aiguilles avec toute réserve sur la capacité calculée.

7. Calcul de résistance des arbres.

Pour les arbres on considère les mêmes moments que ceux utilisés pour le calcul des engrenages.

$$M_{eq} = 64 \text{ daN.m.}$$

On calcule l'arbre d'entrée et l'arbre de sortie de la partie mécanique de boîte.

7.1 Arbre d'entrée.

Cet arbre est soumis à deux différents régimes du moment qu'il y a prise directe ou prise avec réduction.

1^{er} Régime : $i_1 = 1$; $M_{1eq} = 64 \text{ daN.m}$; $P_1 = 0,4$.

2^{em} Régime : $i_2 = 0,7$; $M_{2eq} = 44,8 \text{ daN.m}$; $P_2 = 0,6$.

- Moment résultant équivalent : $M_{req} = \sqrt[10]{M_{1eq}^{10} \times P_1 + M_{2eq}^{10} \times P_2}$

$$M_{req} = \sqrt[10]{64^{10} \times 0,4 + 44,8^{10} \times 0,6} = 54,43 \text{ daN.m.}$$

- Contrainte de torsion moyenne. $\tau_m = \frac{M_{req}}{W_0}$.

avec $W_0 = \frac{\pi d^3}{16}$.

et comme on prend $d = 3,2 \text{ cm}$ d'après le dessin.

$$W_0 = \frac{3,14 \times 3,2^3}{16} = 6,43 \text{ cm}^3.$$

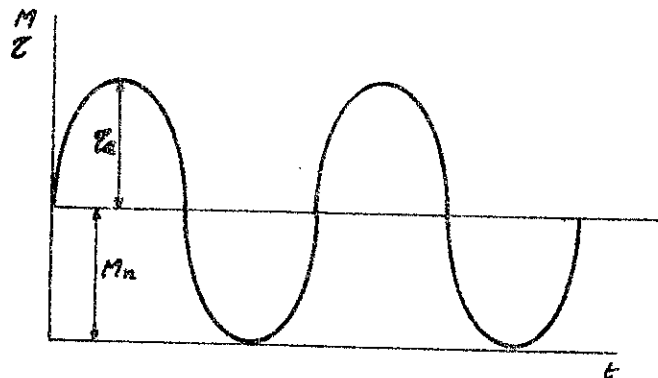
ce qui donne :

$$\tau_m = \frac{5443}{6,43} = 847 \text{ daN/cm}^2.$$

On trace le graphe des alternations de l'arbre en considérant que la contrainte amplitude (τ_a) est égale à la contrainte moyenne (τ_m) et que le moment nominal est égal au moment résultant équivalent.

$$\tau_a = \tau_m = 847 \text{ daN/cm}^2.$$

$$M_n = M_{req} = 54,43 \text{ daN.m}$$



- Caractéristiques du matériau.

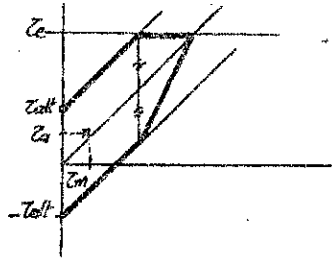
on choisit un acier de cémentation : 18NC8 qui présente les caractéristiques suivantes :

$\tau_e = 51 \text{ daN/mm}^2$: contrainte élastique.

$\tau_a = 8,47 \text{ daN/mm}^2$: " amplitude.

$\tau_{alt} = 37 \text{ daN/mm}^2$: " alternée.

d'où le diagramme de SMITH.



- Coefficient de sécurité moyen : $n_m = \frac{\tau_e}{\tau_m} = \frac{51}{8,47} = 6,02$.

- Coefficient de sécurité amplitude : $n_a = \frac{K \cdot \delta \cdot \tau_{alt}}{K_f \cdot \tau_a}$

avec : $K = 0,95$: coeff. dépendant de l'état de surface.

$\delta = 0,9$: coeff. de dimensionnement.

$K_f = 2$: coeff. d'entaille.

$$n_a = \frac{0,95 \times 0,9 \times 37}{2 \times 8,47} = 1,87.$$

- Coefficient de sécurité total.

$$n = \frac{n_m \cdot n_a}{n_m + n_a} = \frac{6,02 \times 1,87}{6,02 + 1,87} = 1,43$$

$$n = 1,43.$$

7.2 Arbre de sortie.

Cet arbre est soumis à six différents régimes du moment qu'il y a six vitesses en considérant la marche arrière comme la première vitesse.

- 1^{er} régime : $i_1 = 3$; $M_{1eq} = 64 \times 3 = 192 \text{ daN.m}$; $P_1 = 0,04$.
 2^{ème} " : $i_2 = 2,7$; $M_{2eq} = 64 \times 2,7 = 172,8 \text{ daN.m}$; $P_2 = 0,03$.
 3^{ème} " : $i_3 = 1,73$; $M_{3eq} = 64 \times 1,73 = 110,7 \text{ daN.m}$; $P_3 = 0,06$.
 4^{ème} " : $i_4 = 1,19$; $M_{4eq} = 64 \times 1,19 = 76,16 \text{ daN.m}$; $P_4 = 0,12$.
 5^{ème} " : $i_5 = 1$; $M_{5eq} = 64 \times 1 = 64 \text{ daN.m}$; $P_5 = 0,30$.
 6^{ème} " : $i_6 = 0,7$; $M_{6eq} = 64 \times 0,7 = 44,8 \text{ daN.m}$; $P_6 = 0,45$.

- Moment résultant équivalent :

$$M_{req} = \sqrt[10]{M_{1eq}^{10} \cdot P_1 + M_{2eq}^{10} \cdot P_2 + M_{3eq}^{10} \cdot P_3 + M_{4eq}^{10} \cdot P_4 + M_{5eq}^{10} \cdot P_5 + M_{6eq}^{10} \cdot P_6}$$

$$M_{req} = \sqrt[10]{192^{10} \cdot 0,04 + 172,8^{10} \cdot 0,03 + 110,72^{10} \cdot 0,06 + 76,16^{10} \cdot 0,12 + 64^{10} \cdot 0,30 + 44,8^{10} \cdot 0,45}$$

$$M_{req} = 88,43 \text{ daN.m.}$$

- Contrainte de torsion moyenne : $\tau_m = \frac{M_{req}}{W_0}$

$$W_0 = \frac{\pi d^3}{16} \quad \text{avec } d = 48 \text{ mm}$$

$$W_0 = 27,7 \text{ cm}^3$$

$$\text{d'où } \tau_m = \frac{8843}{27,7} = 409,5 \text{ daN/cm}^2$$

- Caractéristiques du matériau :

on choisit un acier de cémentation : 16 NC 8 qui présente les caractéristiques suivantes :

$$\tau_e = 37 \text{ daN/mm}^2 : \quad \text{contrainte élastique .}$$

$$\tau_a = 4,075 \text{ daN/mm}^2 : \quad \text{" amplitude .}$$

$$\tau_{alt} = 26 \text{ daN/mm}^2 : \quad \text{" alternée .}$$

- Coefficient de sécurité moyen : $n_m = \frac{\tau_e}{\tau_a} = \frac{37}{4,075} = 9,08$.

- Coefficient de sécurité amplitude : $n_a = \frac{K \cdot \gamma \cdot \tau_{alt}}{K_p \cdot \tau_a}$

$$\text{avec } K = 0,9 ; \gamma = 0,9 ; K_p = 2$$

$$n_a = \frac{0,9 \times 0,9 \times 26}{2 \times 4,075} = 2,58$$

- Coefficient de sécurité total : $n = \frac{n_m \cdot n_a}{n_m + n_a} = \frac{9,08 \times 2,58}{9,08 + 2,58} = 2$.

$$n = 2$$

8. Calcul des freins multidisques.

Généralités:

1. Les embrayages utilisés dans la boîte de vitesses sont des freins multidisques à commande hydraulique. L'engagement des freins se fait par le piston concerné, sous l'effet de la pression développée par l'huile dans le cylindre.

- L'aspect et le choix des matières de friction.

Les disques du frein pendant le fonctionnement subissent un glissement relatif considérable sous charge. Dans certaines conditions (Exemple: le cas de circulation urbaine) à cause de fréquents changements, ce glissement s'accompagne par un échauffement très important.

L'inconvénient existant dans la boîte, est que l'huile sous forme de brouillard, est continuellement présente.

A cause de la durée de vie souhaitée très élevée, on exige une bonne résistance contre l'usure.

Vu l'importance de diminution du poids propre et de l'encombrement, on est obligé de choisir les solutions les plus résistantes et le plus chargeables.

Toutes ces considérations précédentes, nous poussent à opter pour des disques freins spéciaux munis d'une couche sinter avec des disques en acier spécial.

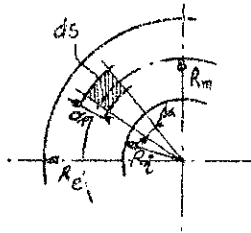
Pour rendre possible de fréquents changements, on est obligé de prévoir le refroidissement qui peut être réalisé par l'huile convenablement.

On utilise alors, des disques freins de fabrication "HOERBRIGER" qui présentent les caractéristiques suivantes:

$$\begin{array}{ll} p_{adm} \leq 60 \text{ daN/cm}^2 & \text{pression admissible.} \\ \mu_{st} = 0,10 \div 0,14 & \text{coeff. de frottement statique.} \\ \mu_{dy} = 0,07 \div 0,11 & \text{coeff. " " dynamique.} \end{array}$$

2. Méthode de calcul.

on considère un élément du disque des freins:



R_e : rayon extérieur de la surface active.

R_i : " intérieur " " " " "

R_m : " moyen " " " " "

P : force de freinage due au piston.

f : coefficient de frottement.

n : nombres de surfaces en contact.

- Pression élémentaire : $p = \frac{P}{\pi(R_e^2 - R_i^2)}$. (daN/cm²).

- Couple d'adhérence : $C_{adh} = \frac{2\pi}{3} p \cdot f \cdot n \cdot (R_e^3 - R_i^3)$. (daN.m).

avec $S = \pi(R_e^2 - R_i^2)$. (cm²).

et $P = p \cdot S$ (daN).

donc $C_{adh} = \frac{2}{3} P \cdot f \cdot n \frac{R_e^3 - R_i^3}{R_e^2 - R_i^2}$.

par ailleurs on pose. $R_m = \frac{2(R_e^3 + R_e R_i + R_i^3)}{3(R_e + R_i)}$.

on approxime cette valeur à : $R_m = \frac{R_e + R_i}{2}$.

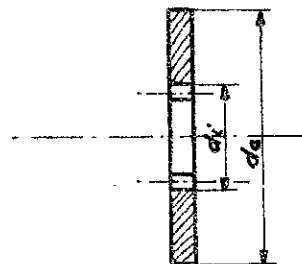
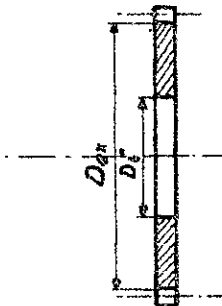
d'où finalement le couple d'adhérence.

$$C_{adh} = P \cdot f \cdot n \cdot R_m$$

Pour les calculs on considère les paramètres géométriques :

disque extérieur.

disque intérieur.



Train a.

- Frein F_1 .

Le couple d'adhérence doit être égal au couple maximum de la turbine, donc le couple C_T correspondant au démarrage, on a. $C_T(i=0) = 262,15 \text{ daN.m}$.

F_1 actionné, le couple sur le porte-satellites :

$$C_{adh} = C_T(i=0) = 262,15 \text{ daN.m}$$

on prend $n = 4$ (2 disques intérieurs, 3 disques extérieurs).

avec $R_e = \frac{250}{2} = 125 \text{ mm}$.

$$R_i = \frac{172}{2} = 86 \text{ mm}$$

$$R_m = \frac{1}{2} (125 + 86) = 105,5 \text{ mm}$$

$$S = 3,14 (12,5^2 - 8,6^2) = 258,5 \text{ cm}^2$$

Force de freinage : $P = \frac{\alpha C_{adh}}{f \cdot n \cdot R_m}$ avec $\alpha = 2,5$: coeff. dynamique

$$P = \frac{2,5 \times 262,15}{0,11 \times 0,1055 \times 4} = 14118 \text{ daN}$$

Pression de freinage : $p = \frac{P}{S} = \frac{14118}{258,5} = 54,6 \text{ daN/cm}^2$.

- Frein F_2 .

Couple sur le planétaire lorsque le frein F_2 est actionné :

$$C_{adh} = 3 \cdot F_t \cdot r_{1a} \quad \text{avec} \quad F_t = \frac{262,15}{3 (0,0822 + 0,0486)} = 668 \text{ daN}$$

$$C_{adh} = 3 \times 668 \times 0,0411 = 82,4 \text{ daN.m}$$

on prend $n = 6$ (3 disques intérieurs, 4 disques extérieurs).

avec $R_e = \frac{345}{2} = 172,5 \text{ mm}$.

$$R_i = \frac{302}{2} = 151 \text{ mm}$$

$$R_m = \frac{1}{2} (172,5 + 151) = 161,75 \text{ mm}$$

$$S = 3,14 (17,25^2 - 15,1^2) = 218,5 \text{ cm}^2$$

Force de freinage : $P = \frac{2,5 \times 82,4}{0,1 \times 6 \times 0,16175} = 2122 \text{ daN}$.

Pression de freinage : $p = \frac{2122}{218,5} = 9,7 \text{ daN/cm}^2$.

Train b.

- Frein F_3 .

Couple sur l'arbre avec la prise directe sur le train "a". donc

$$C_{adh} = C_T(i=0) = 262,15 \text{ daN.m.}$$

on prend $n = 8$ (4 disques intérieurs, 5 disques extérieurs).

avec :

$$R_e = \frac{320}{2} = 160 \text{ mm.} \quad S = 3,14 (16^2 - 10,95^2) = 427,4 \text{ cm}^2.$$
$$R_i = \frac{219}{2} = 109,5 \text{ mm.}$$
$$R_m = \frac{1}{2} (160 + 109,5) = 134,75 \text{ mm.}$$

• Force de freinage : $P = \frac{2,5 \times 262,15}{0,1 \times 8 \times 0,13475} = 6088 \text{ daN.}$

• Pression de freinage : $p = \frac{6088}{427,4} = 14,3 \text{ daN/cm}^2.$

- Frein F_4 .

Couple sur la couronne quand F_4 est actionné, donc $C_{adh} = 3 \times F_{t_b} \times r_{\frac{1}{4}b}$.

Mais comme nous l'avons vu avant, quand ce frein est actionné, les deux trains "b" et "c" travaillent ensemble. l'équation d'équilibre:

$$F_{t_b} \cdot r_{1b} + \frac{79}{49,5} F_{t_b} \cdot r_{1c} = 262,15 \text{ daN.m.}$$

d'où

$$F_{t_b} = \frac{262,15}{0,13745} = 1907,5 \text{ daN.}$$

donc $C_{adh} = 1907,5 \times 0,1016 = 193,8 \text{ daN.m.}$

on prend $n = 6$ (3 disques intérieurs, 4 disques extérieurs).

avec :

$$R_e = \frac{328}{2} = 164 \text{ mm.}$$
$$R_i = \frac{242}{2} = 121 \text{ mm.}$$
$$R_m = \frac{1}{2} (164 + 121) = 142,5 \text{ mm.}$$
$$S = 3,14 (16,4^2 - 12,1^2) = 377,4 \text{ cm}^2.$$

• Force de freinage : $P = \frac{2,5 \times 193,8}{0,1 \times 6 \times 0,1425} = 6417,2 \text{ daN.}$

• Pression de freinage : $p = \frac{6417,2}{377,4} = 17,0 \text{ daN/cm}^2.$

Train c.

- Frein F_5 .

Couple sur la couronne, quand le frein est actionné. $C_{adh} = 3 \cdot F_t \cdot r_{4c}$.

avec $3 F_t = \frac{C_T(k=0)}{r_{4c}} = \frac{262,75}{0,05045} = 5196,2 \text{ daN}$.

d'où $C_{adh} = 5196,2 \times 0,0395 = 517,8 \text{ daN.m}$.

avec $R_e = \frac{328}{2} = 164 \text{ mm}$.

$R_i = \frac{242}{2} = 121 \text{ mm}$.

* $R_m = \frac{1}{2} (164 + 121) = 142,5 \text{ mm}$.

$S = 3,14 (164^2 - 121^2) = 377,4 \text{ cm}^2$.

on prend $n = 4$ (2 disques intérieurs, 2 disques extérieurs).

• Force de freinage: $P = \frac{2,5 \times 517}{0,9 \times 4 \times 0,9425} = 19840 \text{ daN}$.

• Pression de freinage: $p = \frac{19840}{377,4} = 52,6 \text{ daN/cm}^2$.

Train d.

- Frein F_6 .

Couple sur la couronne quand le frein est actionné, $C_{adh} = 3 \cdot F_t \cdot r_{4d}$

Mais comme il travaille avec le train "c" alors. $3 F_t = \frac{r_{4d}}{r_{4c}} \cdot \frac{C_T(k=0)}{r_{4c}}$.

$3 F_t = \frac{95}{54} \cdot \frac{262,75}{0,05045} = 9528 \text{ daN}$.

d'où $C_{adh} = 0,0395 \times 9528 = 643 \text{ daN.m}$.

avec le même dimensionnement que pour les disques du frein F_5 .

• Force de freinage : $P = 20360 \text{ daN}$.

• Pression de freinage : $p = 55 \text{ daN/cm}^2$.

Conclusion : Les valeurs calculées des pressions de freinage sont inférieures à la valeur admissible considérée ($p_{adm} \leq 60 \text{ daN/cm}^2$). On ne fait pas la vérification des freins pour la puissance admissible ($P = P.V.f$) car ceux sont des freins d'arrêt dans un bain d'huile et donc la chaleur dégagée peut être évacuée entre deux freinages successifs.

Chap. V ALIMENTATION ET GRAISSAGE

Par le circuit hydraulique on doit assurer :

- l'alimentation permanente du convertisseur de couple sous une pression donnée.
- L'alimentation des freins multidisques de blocage.
- La commande automatique des vitesses.
- La lubrification des différents organes.
- L'alimentation du frein hydrodynamique.

1. Alimentation du convertisseur de couple :

A cause des pertes dans le convertisseur, l'huile se chauffe, pour cela l'utilisation d'un échangeur de chaleur est nécessaire pour refroidir cette huile chaude sortant du convertisseur. L'agent refroidisseur utilisé est le liquide de refroidissement du moteur. Cette fonction est assurée par la première pompe.

2. L'alimentation des freins multidisques et du frein hydrodynamique.

Le fonctionnement des freins est assuré par des pistons. Donc l'alimentation des chambres de ces derniers doit être assurée au moment où le changement de vitesses s'impose. Un régulateur assure la distribution de la pression. Il en est de même pour le frein hydrodynamique. L'alimentation est assurée par la deuxième pompe.

3. Commande automatique et lubrification.

La troisième pompe assure ces deux fonctions en même. A la sortie de l'échangeur de chaleur l'huile doit assurer la lubrification des différents organes de la boîte de vitesses.

- Les engrenages.
- Les roulements.
- Les disques freins.

Chap. VI CONCLUSION GENERALE

Le bus suburbain est équipé d'une transmission hydromécanique dont la chaîne cinématique d'ensemble se compose comme suit :

Un moteur diésel d'entraînement de puissance maximale 215 ch à une vitesse de rotation de 2200 tr/mn ; entraînant un convertisseur hydrocinétique de couple à deux réacteurs mobiles, de diamètre actif 0,423 m (3 phases) ; portant lié à sa roue turbine un disque embrayage (mécanique) ; une boîte de changement de vitesses mécanique à quatre trains épicycloïdaux assurant six rapports en marche avant dont les rapports propres sont : $i_1 = 3$, $i_2 = 2,7$, $i_3 = 1,73$, $i_4 = 1,19$, $i_5 = 1$, $i_6 = 0,7$; et un rapport de marche arrière : $i_{ma} = -2,9$; un pont arrière de $i_p = 5,6$. Cette transmission permet de satisfaire au mieux toutes les exigences de travail demandées au bus.

Par le calcul dynamique de la boîte, dont le dessin d'ensemble est représenté sur la planche annexée, on a justifié le choix du module $m = 3$ par le calcul de résistance de la denture des roues dentées ($\sigma_H \leq \sigma_{Hadm}$; $\sigma_F \leq \sigma_{Fadm}$), calculé les paliers des portes-satellites (cages à aiguilles), ainsi que le choix des freins multidisques de blocage refroidis dans un bain d'huile ($P_{adm} \leq 60 \text{ dwt/cm}^2$).

L'alimentation du convertisseur, du frein hydrodynamique, des freins multidisques, la lubrification des différentes pièces de la boîte, le refroidissement des freins, sont assurés par le circuit hydraulique, fonctionnant avec l'huile spéciale de transmission hydromécanique, comprenant trois pompes à engrenage liées à la roue pompe du convertisseur, un régulateur, un échangeur, et un filtre.

D'autres problèmes restent également à être considérés tels que : le calcul du frein hydrodynamique, les gammes d'usinages, de fabrication, ... etc, mais ceux-ci dépassent le cadre de ce document.

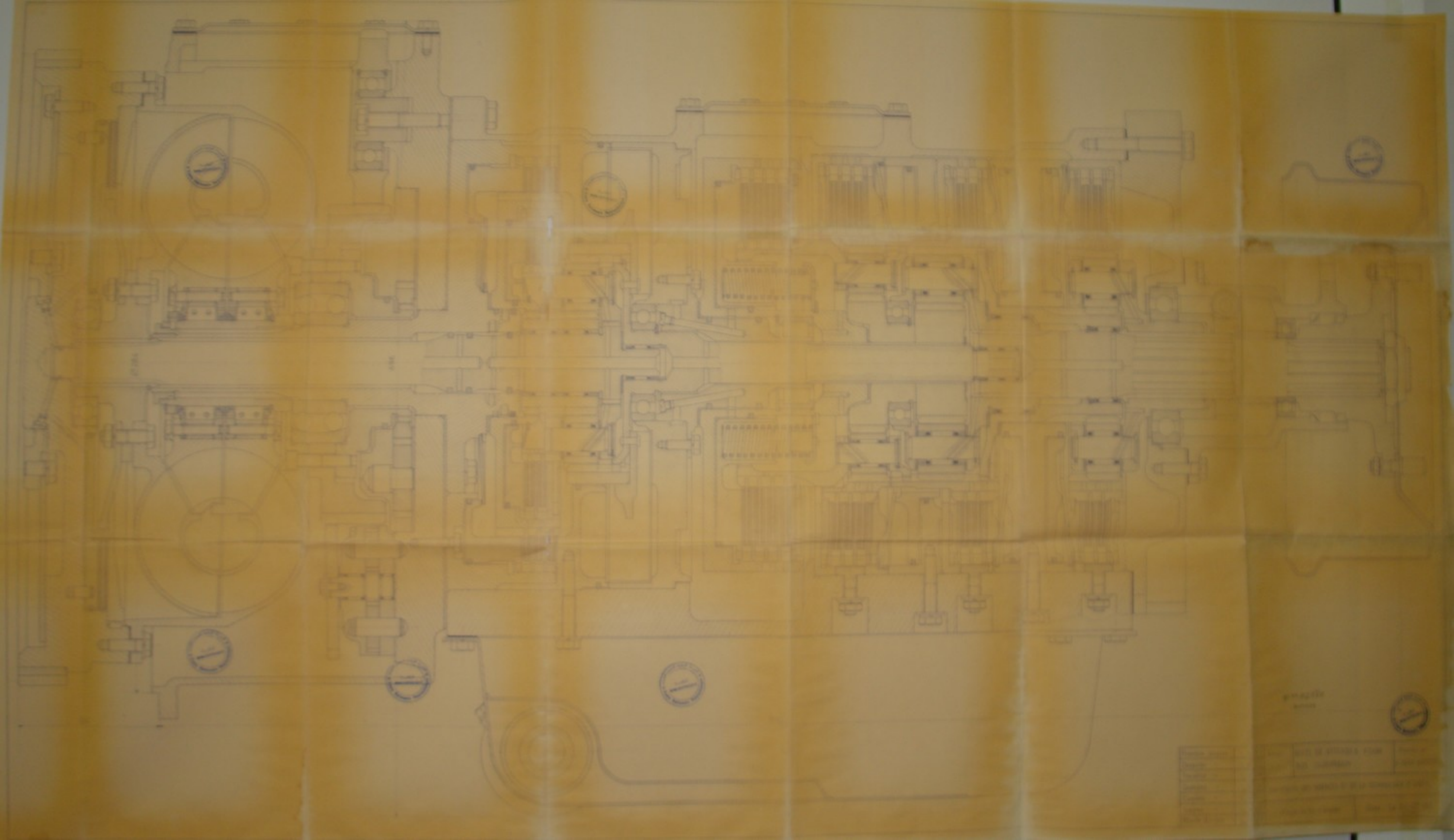
TABLE DE MATIERES

Remerciements.....	1
Introduction.....	1
I. Généralités.....	2
A. Etude générale d'une transmission automatique.....	2
B. Différents types de transmission.....	3
1. Transmissions discontinues.....	3
2. Boîtes de vitesses à commutateur en charge.....	4
3. Transmissions hydrauliques.....	6
II Caractéristiques de la boîte.....	13
1. Chaîne cinématique de la boîte.....	15
III Paramètres généraux de la transmission.....	19
1. Généralités.....	19
1.1 Caractéristiques du moteur.....	19
1.2 Caractéristiques du convertisseur de couple.....	19
2. Détermination des paramètres.....	23
2.1 Caractéristique d'ensemble moteur-convertisseur.....	23
2.2 Caractéristiques de sortie.....	23
2.3 Choix des rapports mécaniques.....	23
2.4 Caractéristique de traction.....	32
IV Etude et calcul dynamique de la boîte.....	37
1. Détermination graphique des rapports de la boîte par la méthode de KUTBACH.....	37
2. Méthode de calcul de puissance et représentation du flux énergétique.....	45
3. Calcul de éléments de la boîte.....	49
4. Détermination des efforts appliqués sur la denture et sur les paliers des portes-satellites.....	50
5. Calcul de résistance de la denture.....	54
6. Calcul des roulements.....	60

7. Calcul des arbres.....	65
8. Calcul des freins multidisques.....	68
V Alimentation et graissage.....	73
VI Conclusion générale.....	74
Table de matière.....	75
Bibliographie.....	76

BIBLIOGRAPHIE

1. P-M HEIDT : *Convertisseur de couple - transmission automatique (version française)*
DUNOD (1955).
2. CHTCHERBAKOV : *Transmissions hydrodynamiques (Module FEN. 152)* - USTO -
3. *TECHNIQUES DE L'INGENIEUR - volume B.5-II : organes de machines (B. 636, 642, 658).*
4. *TECHNIQUES DE L'INGENIEUR - volume B.6 : organes de machines (B. 887).*
5. B. NEKRASSOV : *cours d'hydraulique (convertisseur de couple)*. Ed. MIR (MOSCOU).
6. MARIALEGETI : *Engrenages - accouplements (embrayages) (Module FEN. 142)* - USTO.
7. *Revue technique automobile.*
8. G. HENRIOT : *Traité pratique et théorique des engrenages. t-1.* DUNOD - technique.
9. BOTKO IMRE - ERNEY GYÖRGY : *calcul et construction de paires d'engrenages - tome 1 -*
Académie de BUDAPEST (HONGRIE).
10. *Revue : TORQMATIC (POWERSHIFT TRANSMISSIONS).*
11. *Revue : HOERBIGER : disques freins.*
12. *Projet S₁₀ - Boite de vitesses hydromécanique pour bus (Présenté par Benmerjouka, dirigé par M^r Marialégeti).*
13. *Projet S₁₀ - Boite de vitesses hydromécanique pour chargeur sur pneus (Présenté par Katoui dirigé par M^r Marialégeti).*
14. *Documentation sur Z.F Transmatic (R.F.A).*
15. *catalogue "INA - Roulements" cages à aiguilles.*
16. *catalogue "FAG - Roulements" roulements à billes.*
17. *Calcul de mécanisme des véhicules. UNIVERSITÉ de BUDAPEST.*
18. *Encyclopédie des sciences industrielles & QUILLET. Mécanique - applications - transports.*



11

11	11
11	11
11	11
11	11

