

وزارة الجامعات والبحث العلمي  
Ministère aux Universités et de la Recherche Scientifique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT Génie Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

ETUDE DE LA BOITE DE

VITESSE AUTOMATIQUE

ZF 3 HP 12  
6 PLANCHES

Proposé par :  
M.A.ZERGUERRAS

Etudié par :  
DJAFER MOURAD

Dirigé par :  
M.A.ZERGUERRAS

PROMOTION 1993

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة الجامعات والبحث العلمي  
Ministère aux Universités et de la Recherche Scientifique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT Génie Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

ETUDE DE LA BOITE DE

VITESSE AUTOMATIQUE

Z F 3 HP 12

Proposé par :  
M.A.ZERGUERRAS

Etudié par :  
DJA FER MOURAD

Dirigé par :  
M.A.ZERGUERRAS

PROMOTION 1993

.. REMERCIEMENTS ..

Je tiens à remercier vivement mon promoteur le D<sup>r</sup>.ZERGUERRAS pour l'aide et les conseils qu'il m'a prodigués .

Mes remerciement vont également à M.Madani pour ses orientations .Je remercie par la même tous les enseignants qui ont contribué à ma formation .

D E D I C A T I O N S

U ma tres chere mere

U mon tres cher pere

U mon petit frere Mohamed Ursiene

U toutes mes soeurs

U mes tres chers amis redha et azzedine

U tous mes amis

Je dedie cette etude

ملخص:

الهدف من هذه الأطروحة هو دراسة كيفية استغلال علبه سرعة آلية وتقدير مختلف مكوناتها الأساسية بواسطة برنامج آلي أنجز لهذا الغرض واستعمال الرسم الصناعي الموجه بالكمبيوتر.

Résumé :

le but de ce projet est l'étude du fonctionnement d'une boîte de vitesse automatique, le calcul de ses différentes composantes par un logiciel conçu à cet effet ainsi qu'un graphisme assisté par ordinateur.

Abstract :

The aim of this project consists in the study of automatic speedbox working, the calculation of different components sizes, with elaboration of a FORTRAN program, and an introduction of computer aided design (C.A.D) at the end.

- SOMMAIRE -

- Introduction .	
- Chapitre 1 : Généralités	
1.1 - Différents types de transmissions.....	2
1.1.1 - Les transmissions classiques .....	2
1.1.2 - Les transmissions semi-automatiques .....	4
- Chapitre 2 : Etude du fonctionnement de la boîte à vitesse automatique	
2.1 - Introduction .....	6
2.2 - Systèmes de régulation du changement de vitesse .....	7
2.2.1 - Système sélectif .....	7
2.2.2 - Système exécutif .....	9
2.3 - Fonctionnement des différents organes de la commande hydraulique .....	13
2.3.1 - Valve hydraulique .....	13
2.3.2 - Régulateur centrifuge .....	14
2.3.3 - Pompe à l'huile .....	15
2.3.4 - Soupape régulatrice de pression .....	15
2.3.5 - Soupape à commande manuelle .....	16
2.3.6 - Soupape équilibrée .....	16
2.3.7 - Soupape de changement de vitesse .....	17
2.3.8 - Soupape modulatrice à depression .....	18
2.3.9 - Soupape de l'accélérateur .....	18
2.3.10- Soupape de rétrogradation forcée .....	19
2.4 - Fonctionnement de la partie mécanique .....	19
2.5 - Embrayage hydraulique .....	22

2.6 - Convertisseur de couples .....	24
- Chapitre 3 : Etude et calcul des engrenages	
3.1 - Transmission par engrenage .....	29
3.1 - Différents types d'engrenages .....	29
3.2 - Engrenage à denture hélicoïdale .....	29
3.2.1 - Etude de l'engènement .....	33
3.2.2 - Etude des interférences .....	35
3.2.3 - Etude de glissement .....	36
3.2.4 - Correction de denture .....	38
3.2.5 - Calcul des dentures à la rupture et à la pression superficielle .....	40
3.2.5.1-Résistance à la pression superficielle .....	41
3.2.5.2-Résistance à la rupture .....	42
- Chapitre 4 : Calcul des arbres de transmissions.....	48
4.1 - Calcul de l'arbre 1 .....	50
4.2 - Calcul de l'arbre 2 .....	53
4.3 - Calcul de l'arbre de sortie .....	54
4.4 - Calcul des arbres au flambage.....	56
4.5 - Calcul des cannelures sur les arbres .....	58
4.6 - Calcul des axes de satellites.....	60
- Chapitre 5 : Etude cinématique	
5.1 - première vitesse.....	67
5.2 - deuxième vitesse.....	67
5.3 - troisième vitesse.....	68
5.4 - marche arrière.....	68

- Chapitre 6 : Etude des principaux organes de la B.V.A	
5.1 - Etude des ressorts.....	70
5.2 - Etude des embrayages .....	74
5.3 - Etude des roulements.....	77
- Organigramme du programme de dimensionnement et resultats.....	82
- Conclusion .....	83
- Bibliographie	
- Annexe	

# INTRODUCTION

## INTRODUCTION

Ce travail consiste en l'étude de la boîte de vitesse automatique (ZF 3 HP 12) à quatre rapports de vitesse; avec dimensionnement des principales pièces, étude du mouvement et élaboration d'un logiciel en langage fortran qui permet le dimensionnement des (engrenage - embrayage - ressort ...) qui englobe le calcul R.D.M. et cinématique.

En dernier lieu on a abordé le domaine de la conception assistée par ordinateur C.A.O/D.A.O., ceci par l'utilisation d'un logiciel de représentation en fil de fer (AutoCAD).

La boîte de vitesse automatique est un organe de la chaîne de transmission d'un véhicule. tout comme la boîte classique, son rôle principal est l'adaptation à tout instant du couple moteur au couple résistant et aussi de permettre l'utilisation d'une gamme de vitesse variée à la demande du conducteur. Néanmoins la transmission automatique apporte de grandes améliorations tant sur le plan technologique que sur le plan du confort et de la souplesse de la conduite, ceci par une utilisation optimale du moteur et de l'énergie développée en réalisant une adaptation instantanée et automatique du couple moteur et du couple résistant, et aussi par la sélection du rapport optimale en fonction du régime du moteur.

Ces deux paramètres sont obtenus par des systèmes de régulations, d'autre part, la conduite est de loin plus aisée surtout pour les longs trajets et les encombrements des villes.

L'utilisation des boîtes automatiques sur les véhicules particuliers est très répandue aux U.S.A., elle représente 90% du parc automobile, et commence à prendre de l'importance en Europe où plus du quart des véhicules particuliers en sont équipés; de là à se généraliser dans tous les pays du monde. [7]

# CHAPITRE UN

## CHAPITRE 1

### GENERALITE

Actuellement l'emploi des boites automatiques se généralise progressivement, en dépit d'une certaine inertie due à quelques habitudes des Conducteurs; en particulier la possibilité de pouvoir pousser le véhicule en cas d'insuffisance de la batterie, qui peut-être résolue par l'emploi de batteries de secours et des systèmes électroniques adéquats, pour permettre le contrôle permanent de l'état de tout le circuit électrique.

Les constructeurs des transmissions automatiques sont peu nombreux à travers le monde, ceci à cause de leur complexité, du nombre important de pièce qu'elles contiennent, et aussi la difficulté de réalisation du convertisseur de couple.

Certains constructeurs se sont spécialisés dans la production des B.V.A. en série, ce qui permet d'augmenter leur diffusion.

L'une des contraintes principales qui a limité l'emploi des B.V. pour les pays en voie de développement, et même pour certains pays développés est certainement le sévice après vente, et la maintenance qui exige l'utilisation de matériel élaboré et l'intervention d'opérateurs qualifiés.

#### 1.1 - Différents types de transmission:

Il existe trois grandes classes de transmissions.

##### 1.1.1 - Les transmissions classiques :

Elles comprennent l'embrayage et la boite de vitesse (B.V.) manuelle, qui exige d'être manipulée avec adresse par le conducteur; le changement de vitesse ne se fait qu'après le débrayage, puis il faut embrayer de nouveau pour permettre le passage de l'énergie à la B.V.; ce qui rend la conduite pénible surtout dans les circulations intenses des grandes villes et pour

en montagne

les longs trajets. En plus du fait que la manoeuvre de changement de vitesse cause une déconcentration aussi courte soit elle, qui peut être une source de danger.

Quelques types de boites de vitesses classiques:

1- On distingue les B.V. avec engrenages à dentures droites dans lesquelles la sélection de vitesses se fait par train baladeur.

- a - boite à vitesse à baladeur unique :

le baladeur comprend le même nombre de pignon que celui des combinaisons (ce genre de B.V. n'est plus utilisé actuellement)..

- b - boite à baladeur multiples:

c'est une boite qui comprend deux arbres parallèles et ne possède pas de prise directe.

- c - boite à baladeur multiple à trois arbres et prise directe ;

Elle a équipé la majorité des véhicules au début de l'ère de l'automobile; ses inconvénients sont l'absence de graissage à l'arrêt et échauffement de l'huile en fonctionnement.

- 3 -

- 2 - Les boites à engrenages hélicoïdaux:

L'utilisation de ce type de B.V. s'est généralisée à cause de leur fonctionnement silencieux et rigide. Elles sont du même type que les précédentes, mais certaines possèdent des organes de synchronisation. Les dentures hélicoïdales sont utilisées pour les engrènements permanents.

- 3 - Les boites à train épicycloïdaux:

Ces boites ont fait leur apparition entre 1920 et 1930 la plus célèbre est la Ford T, la boite électromagnétique Cotal en France et la boite présélective Wilson d'origine anglaise ont équipé de nombreux types de véhicules.

- 4 - Boite de vitesse avec multiplication:

Dans une telle boite la vitesse la plus élevée ne s'effectue pas par prise directe, mais elle est obtenue par un train d'engrenage supplémentaire, qui fait tourner l'arbre de sortie à une vitesse plus élevée que celle du moteur qui est utilisée en palier ou en faible déclivité.

- 5 - Boite de vitesse à relais mécanique:

Elle est utilisée dans les engins nécessitant un grand nombre de rapports de vitesse, pour palier au problème de l'encombrement. Son principe consiste en l'utilisation d'un relais mécanique qui se présente sous forme d'un train épicycloïdal. Elle comprend donc deux parties.

- La partie correspondant à une boite normale avec un certain nombre de rapport (six au maximum).
- L'autre partie renferme le train épicycloïdal, ce qui permet d'avoir un nombre de rapport double de celui d'une boite ordinaire.

1.2- Les transmissions semi-automatiques:

Dans ce type de B.V. l'automatisation est assurée au démarrage, et pour les manoeuvres consécutives au déplacement du levier de vitesse. Le choix et le moment des manoeuvres restent comme pour les boites classiques, à l'initiative du conducteur ce qui permet de supprimer uniquement la manoeuvre de l'embrayage; cela rend le conducteur plus à l'aise et rend par la même la conduite plus facile.

Ces transmissions semi-automatiques sont constituées en générale :

- D'un convertisseur hydraulique de couple.
- D'un embrayage à disque fonctionnant dans l'huile
- D'un levier de sélection mettant en action une électrovanne qui commande l'embrayage à l'aide d'un circuit hydraulique.

- D'une boîte de vitesse dont la variation des rapports est commandée par le levier de sélection (manuellement).
- D'un contacteur électrique de point mort qui a une double fonction :
  - Provoquer le démarrage.
  - Empêcher le fonctionnement du démarreur dans une position autre que le point mort.

La caractéristique essentielle de tous les systèmes de transmission semi-automatiques, est de déclencher le débrayage par contact électrique puis d'adapter le réembrayage aux circonstances d'utilisation.

# CHAPITRE DEUX

## CHAPITRE 2 :

### ETUDE DU FONCTIONNEMENT DE LA TRANSMISSION AUTOMATIQUE

#### 2-1 Introduction :

Les boîtes de vitesse classiques et semi-automatiques apportent au conducteur des facilités plus ou moins grandes, par la sélection des rapports de vitesses, mais laissent au conducteur la mission complète des changements aux conditions de route et régime du moteur à chaque instant. ce qui exige une grande connaissance du véhicule, et de l'itinéraire parcouru, pour effectuer toujours le choix le plus judicieux pour adapter le couple moteur au couple résistant; ce qui constitue le rôle principale d'une boîte de vitesse.

Pour le cas des transmissions automatiques, malgré quelques différences de conception d'un constructeur à l'autre, l'automatisme est total, on a :

- Embrayage progressif au démarrage.
- Synchronisation du mouvement de débrayage et de changement de vitesse.
- Choix adéquat du rapport de transmission du passage d'une situation à l'autre. - 6 -

La pédale d'embrayage est supprimée comme c'est le cas des B.V. semi-automatiques, mais en plus le changement se fait de manière totalement automatique. Le conducteur par l'action sur le levier de commande, n'a qu'à choisir la façon avec laquelle les rapports de vitesse peuvent varier.

Le changement de rapport s'effectue automatiquement en fonction :

- Du régime du moteur
- De la charge du moteur

et aussi de la position du levier de commande.

Ceci permet une utilisation optimale du moteur, et l'adaptation continue et instantanée du couple moteur au couple résistant, ce qui a un effet considérable sur la durée de vie du moteur.

Cela permet aussi, une plus grande concentration du conducteur et rend la circulation dans les encombrements des

elles moins pénible, et les longs trajets moins fatigants ce qui écarte bon nombre de conséquences négatives.

La conception d'une transmission automatique est totalement différente de celle des transmissions traditionnelles.

L'embrayage et la boîte de vitesse forme un ensemble homogène qui contient :

- Un train d'engrenage épicycloïdal complexe en général, ou plusieurs trains simples accouplés ensemble.
- Un réseau hydraulique des commandes automatiques.
- Un convertisseur de couple.

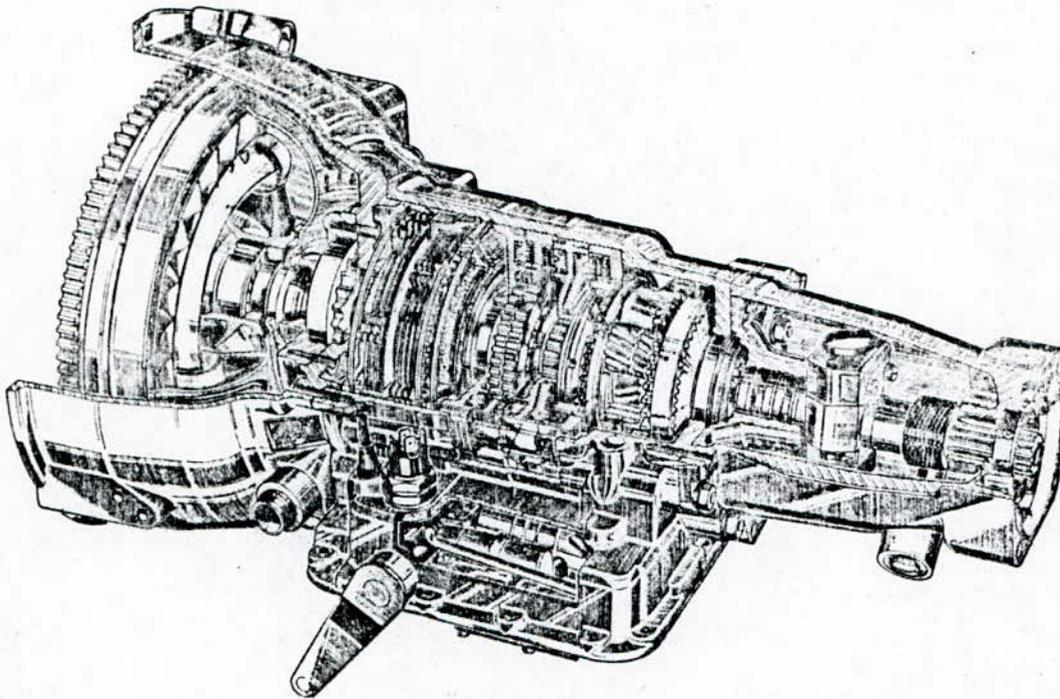


Fig :2-1

## 2.2- SYSTEME DE REGULATION DU CHANGEMENT DE VITESSE:

### 2.2.1 - Système sélectif:

Il commande le choix du passage d'une combinaison à une autre de sorte que le couple moteur  $[cm]$  soit à tout instant adapté au couple résistant  $[cr]$ . Ce système comporte deux organes réceptifs à deux variables qui sont:

- le régime du moteur (vitesse de rotation).
- la charge ou le couple résistant.

### 2.2.1.1 - Le régime moteur (Vitesse de rotation du vilebrequin):

Lorsque la fréquence de rotation du moteur augmente on a tendance à engager les rapports de démultiplication décroissants, pour avoir une augmentation de la vitesse de rotation tout en ayant la puissance constante c'est à dire avec le même régime du moteur. On obtient donc une diminution du couple au niveau des roues motrices, ceci est le cas dans les routes planes lorsque le couple résistant n'est pas très important, et qu'on désire augmenter la vitesse du véhicule .

Le paramètre vitesse peut être mesurer de différentes manières parmi lesquelles on cite :

- Utilisation d'un régulateur centrifuge dans la plupart des cas.
- Utilisation de la pression produite par une pompe à huile accouplée à la sortie d'un vilebrequin du moteur .
- Utilisation du courant produit par une génératrice ou par un alternateur spécifique.

### 2.2.1.2- La charge du moteur:

En abordant une côte , le couple résistant c'est à dire la charge tend par son augmentation, à faire diminuer la vitesse du véhicule à puissance constante :  $P = C \cdot \omega$

Tant que le moteur tourne sans fatigue, c'est à dire qu'il peut développer une puissance plus grande. La vitesse peut rester constante, donc le rapport reste inchangé on n'a qu'à enfoncer de plus en plus la pédale d'accélération, pour augmenter la puissance.

Mais dans le cas ou le moteur est à sa puissance maximale ou très proche, pour pouvoir développer un couple moteur suffisant donc égale au couple résistant; la vitesse du véhicule doit diminuer et ceci non pas par la diminution du taux des gaz d'admission (action sur l'accélérateur) mais par le changement du rapport de vitesse, d'où la nécessité de rétrograder.

Lorsque le véhicule dépasse une côte pour une route plane à puissance égale la charge ( $[C_r]$  diminue d'où la nécessité du changement à un rapport supérieur pour augmenter la vitesse), la

mesure du paramètre charge est assez difficile à réaliser à cause de la complication due à la détermination du couple résistant.

- L'introduction du couple moteur se fait en enregistrant la position de l'ouverture du papillon des gaz du carburateur ou encore en utilisant la dépression d'admission du moteur.

- Pour le couple résistant on le mesure à partir du couple moteur puisqu'ils sont égaux.

### 2.2.2 - Système exécutif:

Commandé par le système sélectif il est chargé des opérations nécessaires au passage des vitesses.

Le dispositif de commande peut être asservi de trois façons différentes :

- Commande électromagnétique.
- Commande électronique.
- Commande hydraulique.

#### 2.2.2.1 - Commande électromagnétique:

Dans ce genre de commande l'huile venant de la pompe à pression constante passe par la vanne de passage V.P. qui peut prendre trois positions grâce à deux vannes électromagnétiques ou électro-pilotes, d'autre part, l'ensemble contient des éléments hydrauliques qui sont :

- Un distributeur hydraulique comportant une vanne de sélecteur, une vanne de passage des vitesses et une vanne relais.
- Un dispositif de régulation.
- Des récepteurs actionnant les embrayages et les freins de la boîte de vitesse.

#### 2.2.2.2 - Commande électronique:

Cette commande comporte également des éléments hydrauliques et électromagnétiques, les électro-pilotes sont commandés électroniquement. La vanne de passage, commandée par

deux électro-pilotes fonctionnant à l'aide d'ensemble électronique, qui détermine les différents rapports de vitesse suivant ses positions. L'ensemble électronique est soumis à la vitesse du véhicule, et à l'ouverture du papillon du carburateur. Cet ensemble se compose de deux éléments :

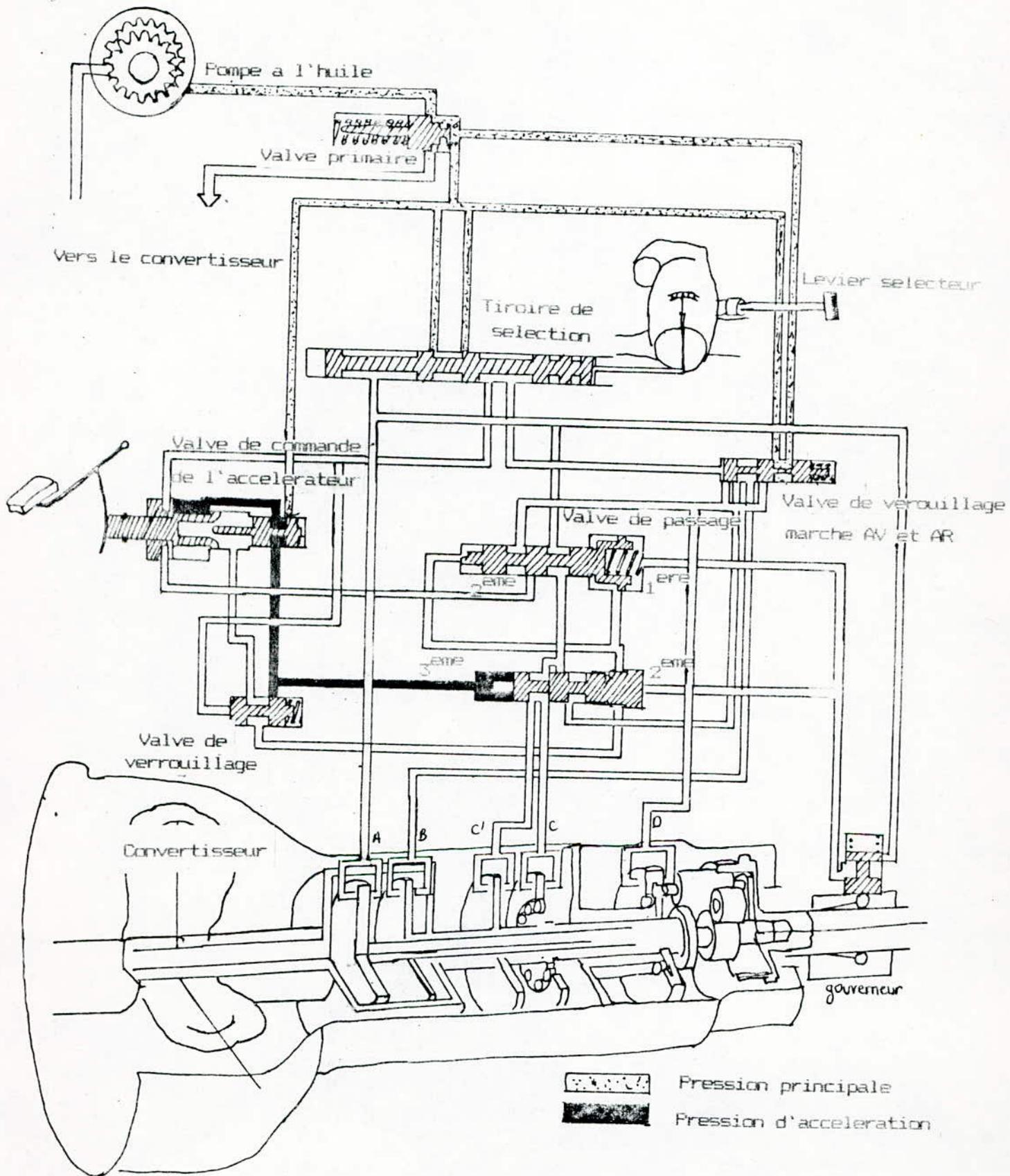
- Le gouverneur qui est l'alternateur dont le rotor est entraîné à la sortie de la B.V. du véhicule. Cet appareil fournit une tension alternative variant suivant les deux paramètres : vitesse et charge.
- Le comparateur électronique composé de:
  - Un circuit redresseur.
  - Un dispositif électronique agissant sur les électro-pilotes
  - Des circuits annexes.
  - Un contacteur.

La tension alternative du gouverneur est appliquée au comparateur électronique, le circuit redresseur transforme le courant alternatif en courant continu, qui est appliqué aux bornes du dispositif de commande des électro-pilotes; qui reçoivent aussi une tension positive venant de la batterie. Lorsque la tension fournie par le gouverneur a atteint certaines valeurs, le système permet la mise à la masse ou non des électro-pilotes, qui se fait à l'intérieur du dispositif.

Le contacteur actionné par la pédale de l'accélérateur lorsqu'elle arrive en fin de course, permet la mise à la masse immédiate des électro-pilotes, cette opération permet le maintien d'un même rapport jusqu'au régime maximal du moteur, ce qui est désigné par le (Kick -Down) anglo-saxons ou poste accélération.

#### 2.2.2.3 - Commande hydraulique:

C'est la commande la plus utilisée sur les B.V. automatique, elle est basée sur la pression d'huile proportionnelle à l'inertie centrifuge d'un régulateur, donc à la vitesse de rotation du moteur, La pression varie entre 0 et 10 bars.



Schema hydraulique global

D'autre part, une valve reliée à l'accélérateur débite dans un autre circuit une pression variable avec le couple moteur, cette pression traduit le facteur charge.

Ces deux pressions variables agissent sur les deux faces d'un piston distributeur, ce qui permet la réalisation du système sélectif.

La pression utilisée par ce système est générée par une pompe à engrenages internes.

La commande manuelle agit directement sur le réseau hydraulique qui est formé de plusieurs circuits distincts ayant à jouer chacun un rôle particulier.

#### 1 - Le circuit principal :

Il distribue l'huile au divers organes de la transmission, assure le serrage des freins, et des embrayages il comporte les organes suivants :

- Pompe
- régulateur
- distributeur manuel
- Sélecteur de charge
- valves de permutation
- freins et embrayages.

#### 2 - Le circuit de progressivité :

Il assure le passage des rapports de vitesses qui conviennent au moment voulu, il comprend un régulateur centrifuge et des valves de permutation.

### 3.- Le circuit de retardement :

Il agit en fonction du dosage de l'accélérateur, en vue de modifier le cas échéant, le passage des rapports de vitesse, il comprend la valve d'accélérateur et des valves de permutation.

### 4 - Circuit de modulation :

Il corrige le serrage des freins et embrayages de façon à éviter les coups dus au changement de rapports, il est composé de la valve d'accélérateur, du régulateur (sélection de pression) et d'une valve de modulation.

### 5 - Le circuit convertisseur :

Il maintient une alimentation correcte du convertisseur de couple, il contient une valve de régulation primaire. Le réseau hydraulique forme un bloc d'automatisme chargé de sélectionner et d'engager le rapport de démultiplication en fonction de l'utilisation optimale du couple moteur, ces conditions de fonctionnement rationnel permettent une économie d'énergie et diminue l'usure des organes du groupe motopropulseur.

#### - COMMANDE ET ASSERVISSEMENT HYDRAULIQUE :

- Il y a lieu de faire une distinction nette entre la commande et l'asservissement qui possède à la fois les propriétés caractéristiques suivantes :

- L'amplification de la puissance.

- La réalisation du retour (système bouclé) il permet:

- de mesurer en permanence la valeur effectivement prise par la grandeur de sortie.

- De comparer cette valeur à la valeur de consigne .

- D'agir sur la commande dans le but d'annuler l'ordre d'erreur, c'est à dire la différence entre grandeur d'entrée et grandeur de sortie.

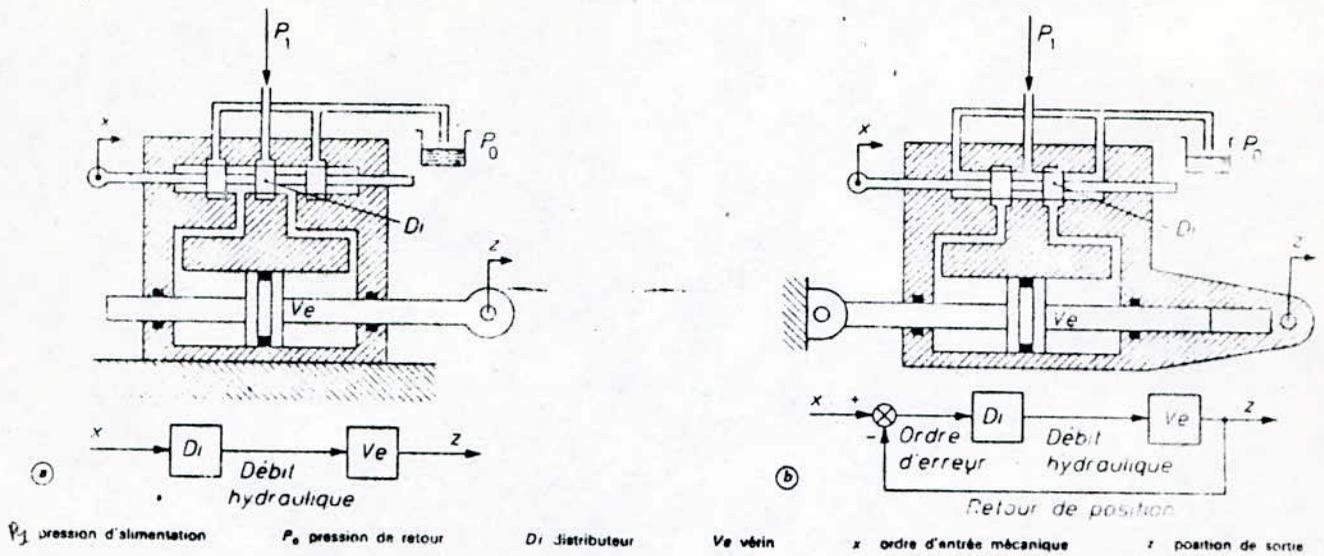


Fig. 1. -- Commande hydraulique (a) et asservissement hydraulique en position à entrée mécanique du type dit à corps mobile (b)

Fig :2-3

La commande hydraulique est un système à boucle ouverte. L'automatisation d'un système nécessite l'utilisation d'asservissement et commande hydraulique, électrique ou électronique toute fois, l'emploi des systèmes hydrauliques reste prépondérant dans certains types de systèmes; ceci à cause de plusieurs points forts notamment :

- les performances dynamiques qui englobent la puissance, et la rapidité de réponse.
- La puissance massive élevée
- Aptitude au fonctionnement en environnement hostile.
- Aptitude à la construction de systèmes redondants.

### 2.3 - FONCTIONNEMENT DES DIFFERENTS ORGANES DE LA COMMANDE HYDRAULIQUE:

#### 2.3.1 - VALVE HYDRAULIQUE:

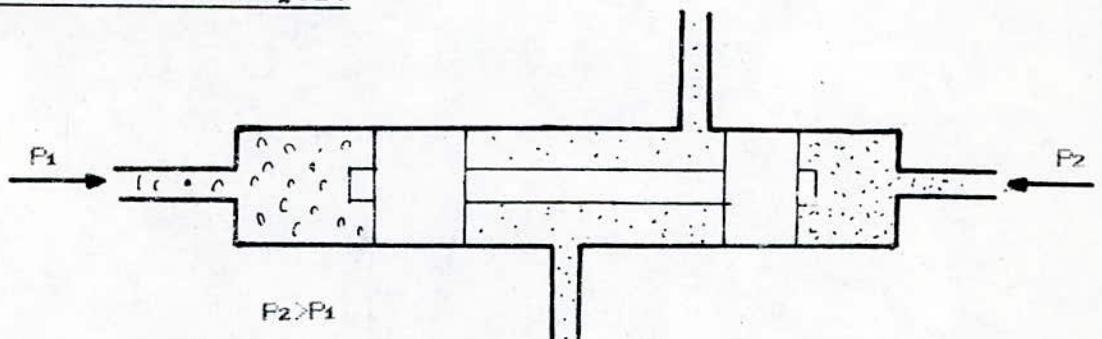


Fig :2-4

La régulation ou la commande d'un organe hydrauliquement entraîne implicitement l'application ou non d'une pression hydraulique à cet organe . ceci est réalisé par un tiroir à pression, commandé de son côté par deux pressions différentes, qui peuvent être hydrauliques [huile ou autre liquide ], ou mécanique [ ressort spiral ou membranaire ], ou une combinaison de ces deux types de pression. On peut de même avoir recours à l'utilisation de la pression pneumatique relative à un gaz donné.

Dans le cas d'une valve de passage de vitesse les pressions mises en jeux sont :

- La pression de commande de l'accélérateur due à l'action du conducteur sur le sélecteur.
- La pression de commande du gouverneur due à la vitesse du véhicule.

#### 2.3.2 - Régulateur centrifuge :

Le régulateur centrifuge utilise la force d'inertie comme paramètre, pour mesurer la vitesse du véhicule [ paramètre de consigne].

La pression générée par la force centrifuge est utilisée par le gouverneur (governor), dont la fonction principale est d'agir sur les valves de permutation.

L'ensemble du dispositif tourne sur lui même, il est entraîné par l'arbre de sortie de la boîte.

L'action centrifuge agit sur la masselotte solidaire du tiroir distributeur. Cette action a pour but d'ouvrir le passage alimenté par l'huile sous pression du canal.

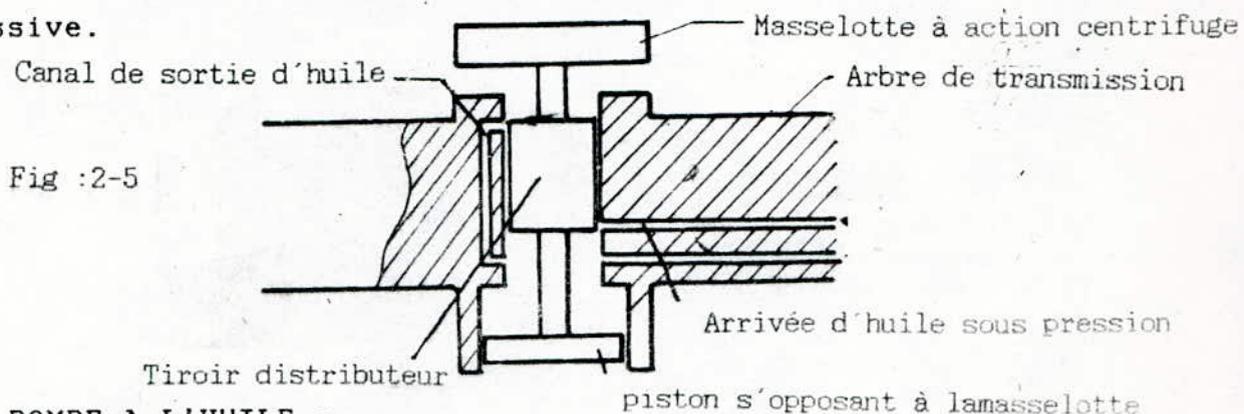
Cette huile arrive dans un cylindre fermé par un piston lié au distributeur , la pression dans ce cylindre tend à pousser le piston , Celui-ci a pour fonction de provoquer l'interruption du passage de l'huile.

L'action de l'inertie centrifuge étant peu importante, la faible pression dans le cylindre suffit pour fermer le distributeur. lorsque celle ci augmente, une pression plus importante dans le cylindre est nécessaire, pour que le piston puisse fermer le distributeur.

A très grande vitesse, l'inertie centrifuge est telle que le piston n'a plus la possibilité de fermer le passage d'huile, même si la pression du circuit de commande est maximale.

Le cylindre se trouve de ce fait soumis à la pression maximale.

Cette pression varie progressivement en fonction de la vitesse du véhicule. Elle varie de 0 à la valeur maximale qui est 10 bars. Les valves de passage étant en relation directe avec le cylindre du gouverneur, sont soumises en permanence à la pression progressive.

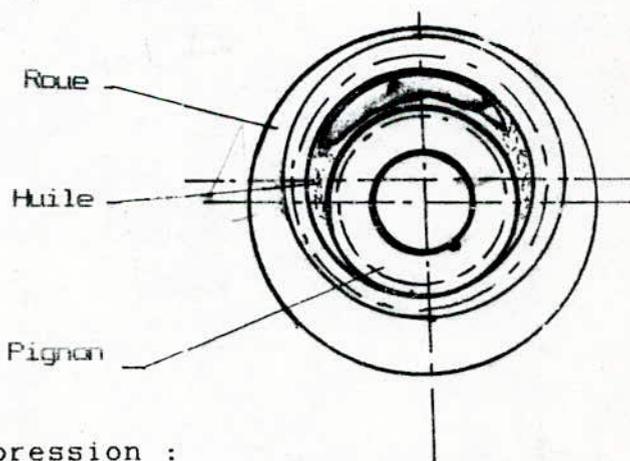


### 2.3.3- POMPE A L'HUILE :

C'est une pompe à engrènement intérieur, elle produit la pression nécessaire au fonctionnement de la B.V.A.

L'huile qui vient du carter pénètre à l'intérieur de la pompe (liée directement à la turbine), puis en sort avec une pression dépendant de la vitesse du moteur, ce qui conduit à l'utilisation d'une soupape de régulation.

Fig :2-6



### 2.3.4 - soupape régulatrice de pression :

Son rôle est de maintenir la pression dans des limites, choisies indépendamment du régime du moteur, la soupape est installée à la sortie de la pompe.

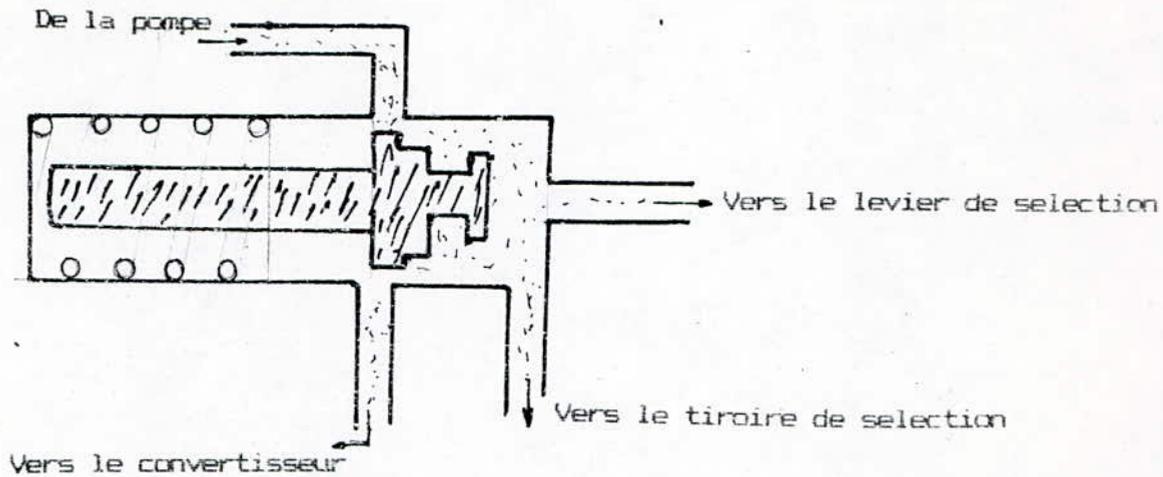


Fig :2-7

2.3.5 - soupape à commande manuelle :

Elle est du type tiroir à commande, que le conducteur peut manipuler, pour la sélection des différents modes de fonctionnement de la B.V.A.

Elle agit sur la canalisation principale, en position ouverte elle permet le passage de l'huile aux divers embrayages ou servopistons, pour permettre d'avoir la vitesse désirée, de même qu'aux soupapes commandées par l'accélérateur, et le régulateur centrifuge, en vue du passage automatique à une vitesse ou une autre.

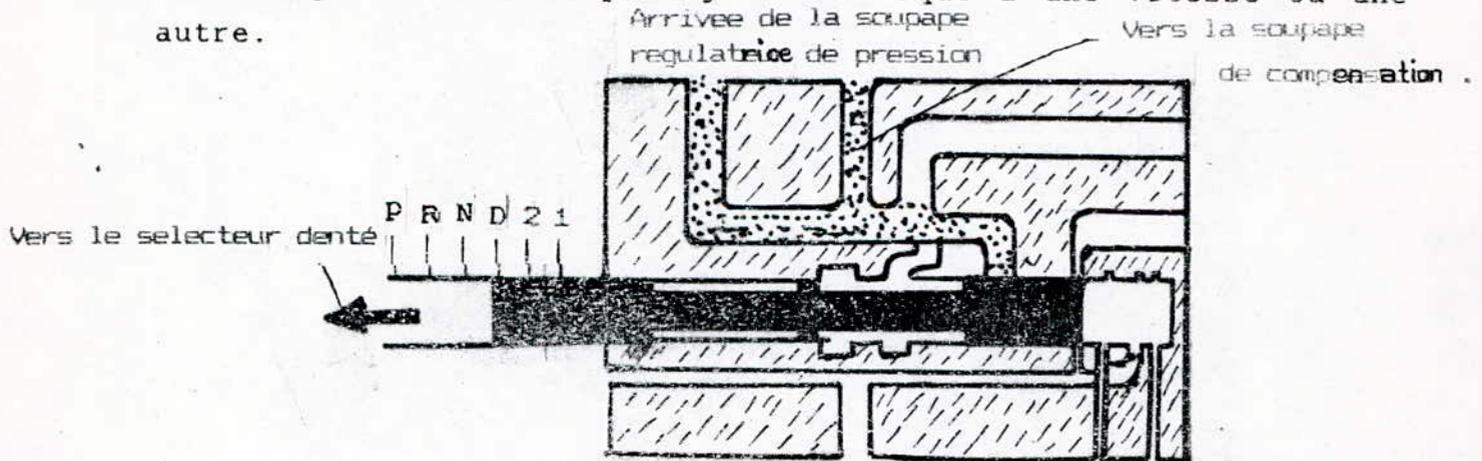


Fig :2-8

2.3.6 - Soupape équilibrée :

Ce sont des tiroirs de commandes, qui servent à effectuer les changements de pressions, proportionnels aux variations de pressions du ressort de rappel.

Un bouchon régulateur est disposé entre le ressort et le fond du corps de soupape. Une action sur ce bouchon aura pour effet de comprimer le ressort, et d'augmenter ainsi sa pression.

Ce type de soupape est employé pour commander les points de changements de vitesse, étant donné que le mouvement de la soupape peut être réglé selon la vitesse de conduite et la charge du moteur.

#### 2.3.7 - Les soupapes de changement de vitesse :

Ce sont des soupapes équilibrées, elles servent à diriger la pression vers les servopistons, et embrayages qui fournissent les différents rapports de vitesses.

Afin de déplacer la soupape de changement de vitesse supérieure, la pression du régulateur centrifuge est appliquée à une extrémité du tiroir, qui sera déplacé avec compression du ressort.

Lorsque la pression du régulateur diminue, le ressort ramène la soupape à la position initiale.

Dans un boîtier, il y a une soupape, de changement de vitesse pour chaque rapports de vitesse AV, excepté le premier, une transmission à trois rapports en contient deux.

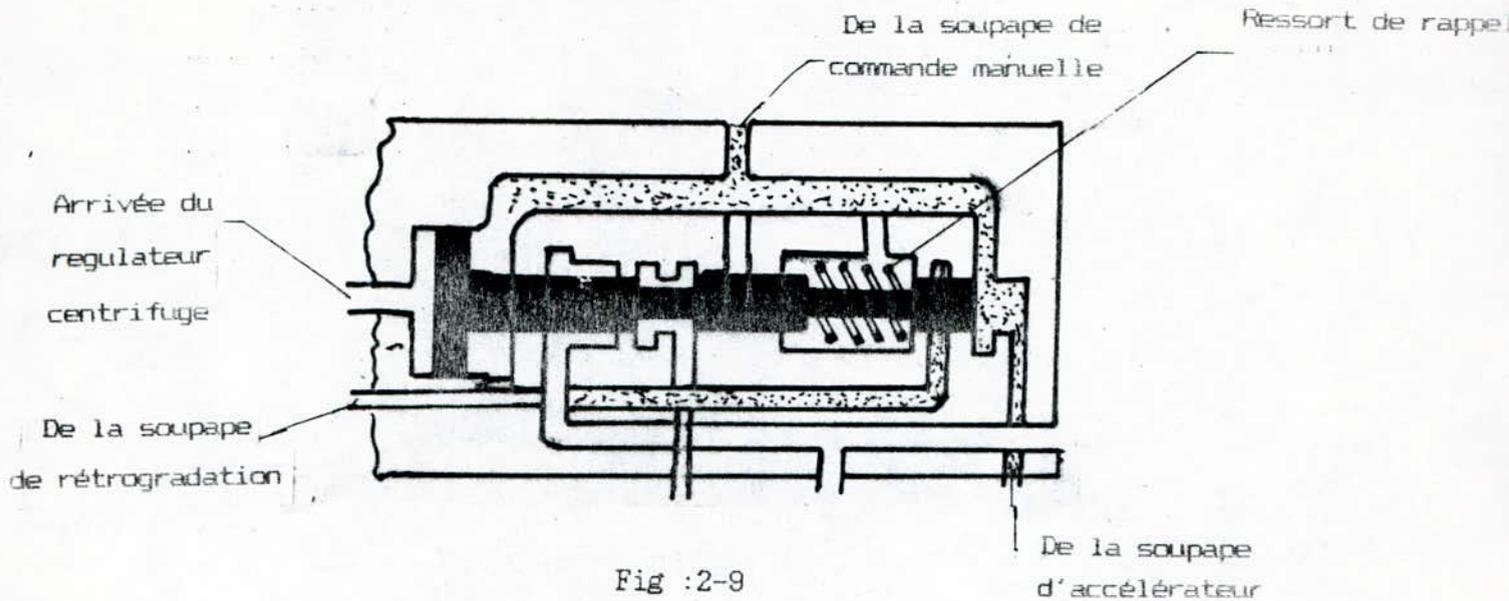


Fig :2-9

### 2.3.8 - Soupape modulatrice à dépression :

Elle est utilisée pour modifier la pression d'huile de la canalisation principale en fonction de la charge du moteur d'une façon inversement proportionnelle.

Cette variation de la pression réduit la possibilité de glissement des embrayages ou des freins lorsqu'une lourde charge est appliquée, comme lors de l'accélération ou de la montée d'une côte.

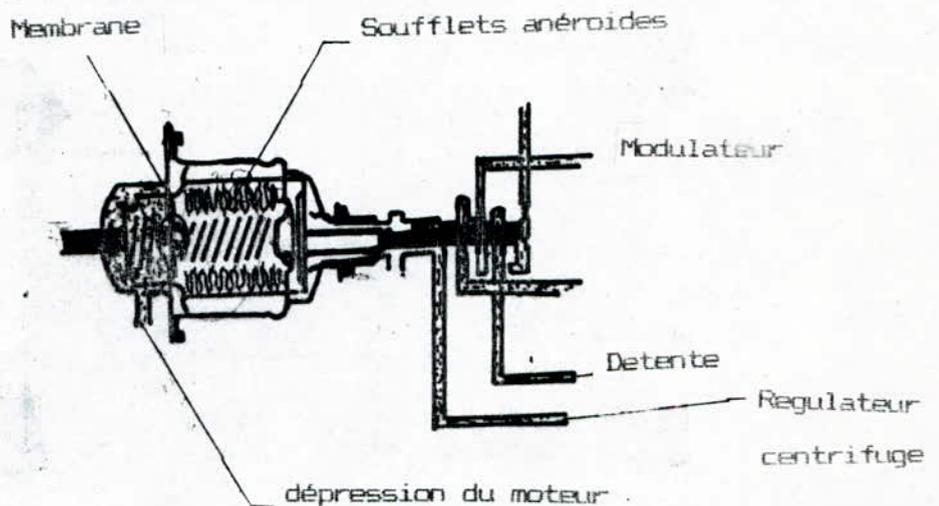


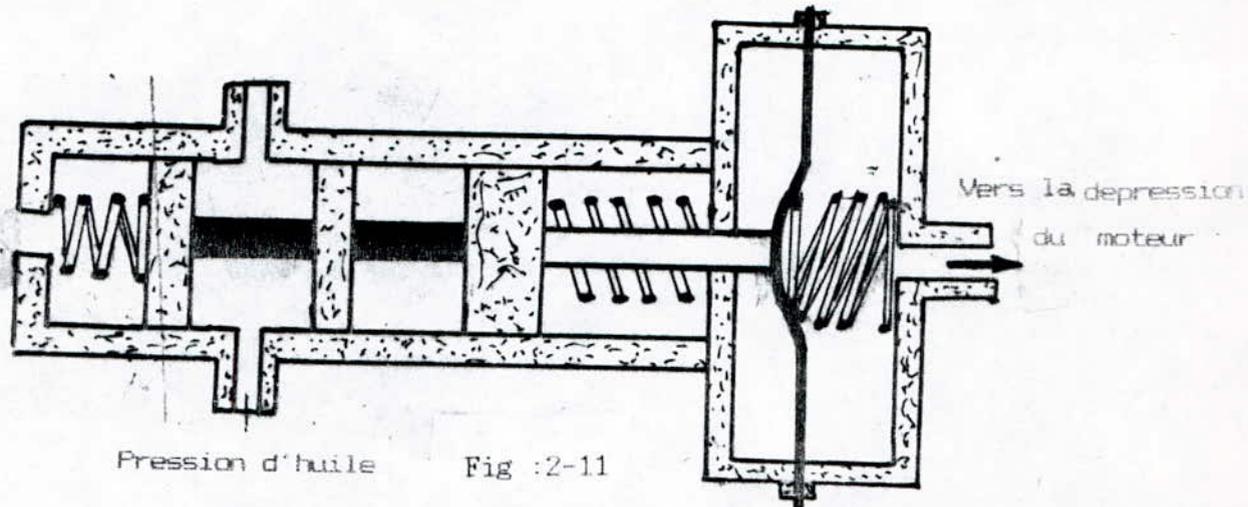
Fig :2-10

### 2.3.9 - Soupape de l'accélération :

Elle sert à retarder les points de changements de vitesse de la transmission en augmentant la pression du ressort de rappel de la soupape de changement de vitesse.

La commande de l'accélérateur est reliée au bouchon du régulateur de la soupape de changement de vitesse.

Lorsque la pédale d'accélérateur est enfoncée au-delà d'un point donné, la commande déplace le bouchon du régulateur pour augmenter la pression du ressort.



2.3.10 - Souape de rétrogradation forcée :

Elle sert lors de l'accélération pour le doublage d'un véhicule, où il est souvent préférable de rétrograder.

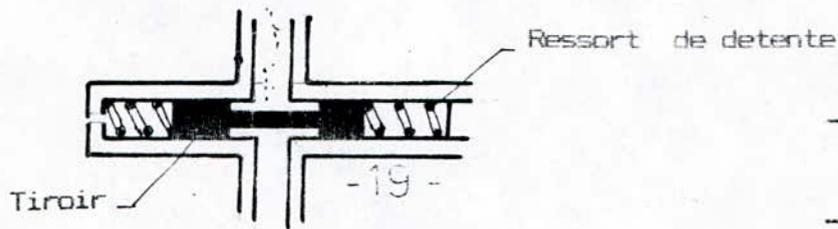


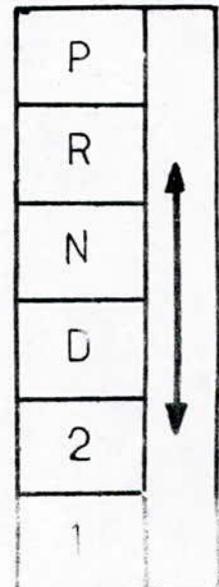
Fig :2-11 bis

2.4 - FONCTIONNEMENT DE LA PARTIE MECANIQUE DE LA B.V.A.:

position P: Utilisée pour le parking ou stationnement, La position P doit être engagée lorsque la voiture est arrêtée et après freinage.

Les roues motrices sont bloquées et le véhicule est immobilisé de façon sûre, le blocage s'effectue au niveau de l'arbre de sortie.

position R Marche arrière; qui ne doit être engagée que lorsque la voiture est complètement arrêtée Pour éviter les mauvaises manoeuvres, la boîte



est munie d'un verrouillage mécanique qui s'oppose au passage à la position R quand la voiture roulent en marche avant.

position N: Cette position correspond au point mort, il n'existe de ce fait aucune liaison entre le moteur et les roues, c'est la position normale moteur en marche, avant le démarrage.

position D ou A: Cette position de conduite est la plus employée, elle constitue la gamme de vitesse principale pour rouler normalement en ville, et sur les grandes routes.

Le démarrage se fait automatiquement en lère et la boîte change d'elle même selon l'accélération.

Position 2: Cette position du sélecteur s'utilise essentiellement pour la conduite en montagne ou sur les routes sinueuses avec manoeuvre de dépassement fréquentes. La boîte passe automatiquement seulement en 1<sup>ère</sup> vitesse. La position 2 assure une conduite particulièrement souple et nerveuse en ville.

Position 1: Elle s'utilise dans les côtes de montagne à forte pente et les sorties de garage. La voiture ne roule qu'on première vitesse quelle que soit la pression effectuée sur l'accélérateur.

Kick-down: (Poste accélération): Quand on appuie à fond sur l'accélérateur, au delà du point dur normal, la boîte passe immédiatement à la plus faible vitesse, ce qui mobilise toutes les réserves de puissance du moteur.

Les rapports de vitesse réalisés automatiquement, sont obtenues par différentes combinaisons de la fixation ou de la rotation des différentes parties du train épicycloïdal composé.

Schéma de fonctionnement de la boîte de vitesse :

La boîte comprend les embrayage à disques, les freins, le train épicycloïdal et les roues libres.

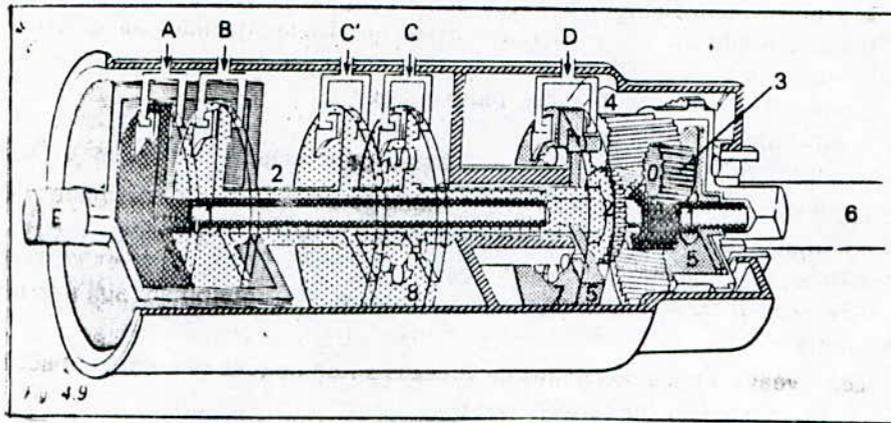


Fig :2-12

A : Embrayage à disques qui permet d'entraîner le petit pignon central du train épicycloïdal.

B : Embrayage à disques qui entraîne le grand pignon central.

C' : Frein à disques solidaire à l'arbre (2), il sert à immobiliser le grand pignon central.

C : Frein à disques qui permet l'utilisation de la roue libre (8) le grand pignon central se trouve ainsi bloqué dans un sens, tout en étant libre dans l'autre.

D : Frein à disque solidaire du porte satellites qui sert à l'immobiliser.

(E) : Arbre d'entrée

(1) : Arbre secondaire central avec petit planétaire

(2) : Arbre secondaire extérieur avec grand planétaire

(3) : petit satellite .

(4) : grand satellite.

(5) : porte satellite.

(6) : Arbre de sortie.

(7) : Roue libre.

(8) : Roue libre.

#### 2.4.1 - FONCTIONNEMENT:

- lère vitesse ou ler rapport de vitesse :

L'embrayage A est serré, il trnsmet le mouvement qu'il reçoit de l'arbre d'entrée E au planétaire primaire (1).

Le porte satellite (5) est immobilisé par la roue libre

(7) qui l'empêche de tourner, dans le sens de rotation du moteur .

La couronne (6) étant solidaire de l'arbre de sortie, les deux jeux de satellites ne servent qu'à rétablir le bon sens de rotation.

- 2ème Rapport:

L'embrayage A est toujours serré, l'embrayage C' est fixe immobilise le planétaire secondaire (2).

Les satellites (4) sont animés d'un mouvement de rotation sur leurs axes, et d'un mouvement de rotation autour de (2) .

Le porte satellites (5) est animé d'un mouvement de rotation grâce à la roue libre (7).

- 3ème rapport:

Les embrayages A et B sont serrés, il entraînent les planétaires (1) et (2) le train épicycloïdal forme ainsi un ensemble bloqué. Tout cet ensemble entraîné en rotation réalise la prise directe.

- Marche arrière:

L'embrayage B est serré, l'embrayage A est libre, l'embrayage B entraîné en rotation par E transmet le mouvement au planétaire secondaire (2). L'embrayage D étant serré, le porte satellite (5) est immobilisé .

Nous obtenons ainsi une inversion du sens de rotation de l'arbre de sortie (6).

2.5 - L'embrayage hydraulique:

Cet embrayage est connu sous le nom de coupleur hydrocinétique. L'huile n'agit que par son énergie cinétique.

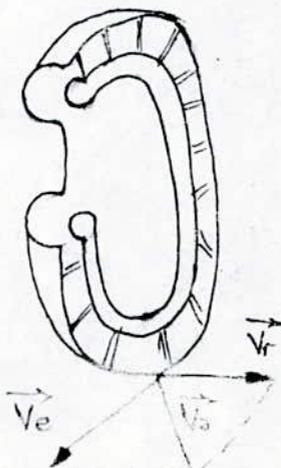


Fig :2-13

$$\vec{V}_a = \vec{V}_e + \vec{V}_r$$

$$F = \rho \cdot S \cdot V^2 \cdot \cos \alpha = \dot{m} \cdot V \cdot \cos \alpha$$

$\rho$  : masse volumique de l'huile .

S : La section du filet .

V : La vitesse absolue du filet d'huile .

$\dot{m}$  : Variation de masse par unité de temps.

$$\dot{m} = \rho S V$$

$$q = \dot{m}.V = \rho S.V^2$$

Il est à remarquer que l'inertie centrifuge, développée dans la pompe, ne permettra de vaincre l'adhérence du fluide, qu'à partir d'une certaine vitesse de rotation. ce qui permet un débrayage pour les faibles vitesses de l'arbre d'entrée.

La turbine par son action, imprime au liquide une inertie centrifuge, opposée à celle développée dans la pompe, ce qui fait que la condition de fonctionnement, sera une différence d'inertie centrifuge entre les deux éléments.

- Elle est traduite par le glissement de vitesse angulaire relative  $q$ :

$$q = \frac{\omega_p - \omega_r}{\omega_p} \quad \text{qui devra être, élevé.}$$

- Les caractéristiques des embrayages hydrauliques sont les suivantes:

1 - Le couple secondaire est égale au couple primaire. Cette hypothèse est dictée par la symétrie et par l'absence d'élément pouvant faire intervenir une réaction, ceci est d'ailleurs vérifié expérimentalement.

2 - Le couple transmis est <sup>23</sup>proportionnel au glissement  $q$ . Ce qui constitue un des grands avantages des coupleurs hydrocinétiques qui peuvent de ce fait transmettre des couples importants. sou un volume réduit, donc leur utilisation est optimale pour les périodes de démarrage, par contre elle est déconseillée dans les régimes intermédiaires.

3 - La puissance transmise étant  $P = C \omega$ , le rendement est inversement proportionnel au glissement, ce qui limite les capacités d'utilisation pour rester dans une gamme acceptable de rendements.

$$\text{Vu que } C_m = C_r \quad r = \frac{\omega_t}{\omega_p}$$

$$\text{or } g = 1 - \frac{\omega t}{\omega p} = 1 - r$$

d'où  $r = 1 - g$ .

$g$  obéit à la formule semi empirique suivante :

$$g = \frac{K T}{\omega^2 D^5}$$

$D$  : diamètre moyen du coupleur  
 $\omega$  : vitesse de rotation  
 $T$  : couple effectivement transmis  
 $K$  : coefficient dépendant de la conception et réalisation de l'appareil

Ceci montre qu'à faible vitesse et couple important vu que :  
 $r = 1 - g$ . Le rendement sera faible .

Vu que  $P = K' \omega^3 \cdot D^5$ , l'augmentation de Diamètre est très importante du point de vue puissance transmise.

## 2.6 - CONVERTISSEUR DE COUPLE [Variateur hydrocinétique de couple]:

Cet appareil utilise la variation de l'énergie cinétique de l'huile, comme c'est le cas de l'embrayage hydraulique, mais permet en plus de multiplier le couple d'entrée par un rapport déterminé.

Dans son principe le convertisseur de couple ne diffère du coupleur hydrocinétique, que par la présence d'aubages de réaction destinés à modifier l'inclinaison des filets d'huile, et dans lesquelles prend naissance le couple de réaction. par contre conceptuellement il y a d'assez grandes différences entre les deux appareils.

- Les aubages de la pompe du convertisseur ne sont plus radiaux , ils présentent la forme des profils de moindre résistance hydrodynamique avec portance (profil très semblable à celui de l'aile d'avion).
- Le flux de liquide est projeté par la pompe vers la périphérie, et non plus parallèlement à l'axe de rotation;
- Le profil particulier de l'aubage de la turbine est destiné à diminuer le plus possible la vitesse absolue de l'huile, pour une utilisation optimale de son énergie cinétique à l'entrée.

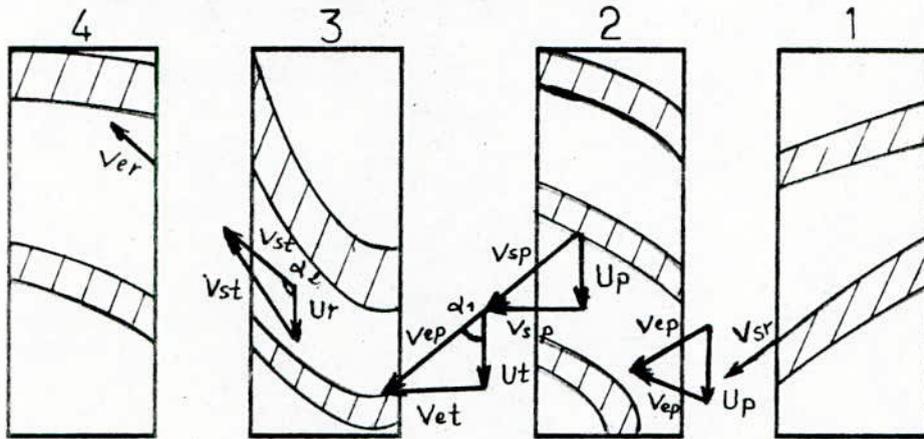


Fig :2-14

- 1- sortie réaction
- 2- Pompe
- 3- Turbine
- 4- Entrée étage réaction.

- 25 -

V : Vitesse absolue de l'huile en un point;  
 U : Vitesse d'entraînement " " " "  
 v : Vitesse relative " " " "

La vitesse relative est tangente au aubage .

La vitesse absolue à la sortie d'un des élément, est la même que celle à l'entrée de l'élément suivant (pertes par tourbillonnement dans les entrefer, sont négligeables).

e: entrée - s: sortie; p: pompe ; t: turbine r étage à réaction.

$$V_{ep} = V_{sr} \quad \text{or} \quad V_{ep} = U_p + v_{ep}$$

$V_{sp}$  tangente au aubage.

$V_{sp}$  a augmenté en module et changé en direction

$$V_{et} = V_{sp}$$

$$V_{et} = U_t + V_{st} \quad || U_t || < || U_p ||$$

$\alpha_1$  : angle entre  $V_{et}$  et la normale à l'axe.

$F = m \cdot V_{et} \cos \alpha$  : Force d'entraînement appliquée sur la turbine

$T = R.m. V_{et} \cos \alpha$  : moment du couple

$R$  : rayon moyen des aubages.

$$V_{st} = U_t + V_{st}$$

$\alpha$ : angle entre  $V_{st}$  et la normale à l'axe dépend, de  $U_t$

- si le glissement est important donc  $U_t$  faible d'où  $\alpha_2 > 90^\circ$  ( $\cos \alpha_2 < 0$ ) le couple est appliqué sur la turbine par le liquide à sa sortie de l'élément et moteur par rapport à la turbine.

$$T = R.m (V_{et} \cos \alpha_1 - V_{st} \cos \alpha_2)$$

Si  $g$  est faible donc  $U_t$  grande d'où  $\alpha_2 < 90$  ( $\cos \alpha_2 > 0$ )

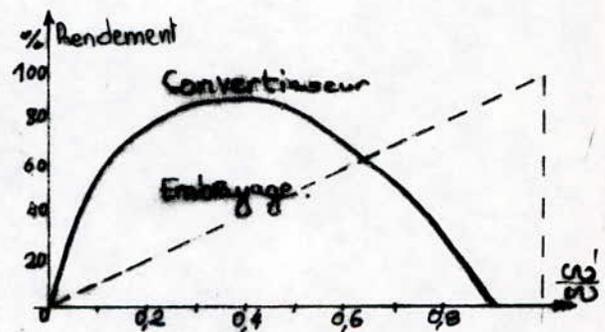
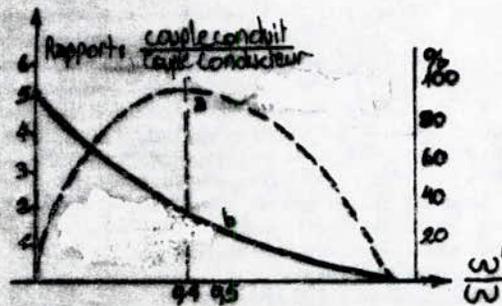
Le couple appliqué par le liquide à sa sortie de la turbine est résistant.

Si  $U_t$  est faible  $V_{st} \cos \alpha_2$  est négative, donc les deux couples s'ajoutent. si  $U_t$  augmente  $\alpha_2$   $V_{st} \cos \alpha_2$  devient positif donc les deux couples se retranchent. On vérifiera expérimentalement la relation suivante :

$$c = (1/K) \cdot \omega^2 \cdot D^5 \cdot g \text{ couple transmissible.}$$

Le couple de démarrage est proportionnel au carré de la vitesse de rotation de la pompe.

le Rendement:



a: rendement du convertisseur.

b: rapport de multiplication du couple

$\omega'$  - Vitesse secondaire

Fig :2-15

- rendement comparé d'un convertisseur de couple et d'un embrayage hydraulique en fonction du rapport de vitesse de rotation de la pompe et de la

Le rendement maximal du convertisseur est de l'ordre de 90% ce qui est essentiellement dû à la présence de tour billons très importants, qui prennent naissance dès que le glissement diminue.

Ce rendement maximal est obtenu (Fig :2-15) pour un rapport  $R=0,4$ . on constate aussi que la vitesse maximale du couple transmis est obtenue pour une vitesse de rotation (très faible) de la turbine au démarrage, sa valeur est donc cinq fois celle du couple moteur.

Par ailleurs, on remarque que la valeur de ce couple diminue sensiblement, pour les vitesses de turbine proche de la pompe; ce qui a amené les constructeurs, pour palier à cette lacune à augmenter le nombre d'étage de la turbine et de la pompe mais sans grand succès. Cependant, on a une meilleure solution en utilisant les caractéristiques du coupleur hydraulique, au vitesse de turbine élevée; et ce par l'utilisation des roues libres au niveau du stator.

Ces roues libres permettent à l'appareil d'annuler l'action des aubes à réaction, à partir du moment où il n'interviennent plus comme élément de réaction, et se transforment en freins hydrauliques.

#### -Principe du fonctionnement du convertisseur de couple:

- 27 -

Les valeurs de multiplication de couple varient suivant le type, et la conception du convertisseur [ on note l'existence d'éléments à plusieurs étages ].

La valeur de multiplication est d'autant plus grande que la différence de vitesse entre la pompe, et la turbine est grande.

La multiplication maximale est de l'ordre de 2,06 obtenues pour le démarrage.

Cette capacité de multiplication du couple permet d'avoir un minimum de rapport de vitesse, pour les boîtes qui en sont munies.

Pour l'illustration de la multiplication de couple, on considère un système de turbine muni de godet [ turbine Peleton ].

Lorsque l'huile est poussée à l'intérieur du godet par la pompe, et que la roue est immobilisée, l'huile frappe la surface courbée du godet, fournissant un effort de rotation [couple]. L'aubage étant fixe l'huile suit sa forme et ressort du côté opposé [courant en vortex], une grande partie de l'énergie de l'huile n'est pas utilisée.

Si on intercale un stator de manière à renvoyer l'huile dans l'aubage, l'huile le frapperait à nouveau lui fournissant un couple supplémentaire.

Ceci peut s'expliquer par le troisième principe de Newton [action et réaction] par le fait que l'aubage de la turbine subit la force créée au niveau du stator.

lorsque les forces combinées de la pompe, et du stator deviennent plus grandes que les forces de résistance. La turbine commence à tourner de plus en plus vite.

Lorsque la turbine atteint la vitesse de la pompe, la roue libre du stator est bloquée, le système ne fait que transmettre le couple sans multiplication : c'est le fonctionnement en coupleur. Dans le fonctionnement réel du convertisseur, l'huile n'est pas renvoyée directement dans la turbine, mais elle réticule à travers la pompe.

# CHAPITRE TROIS

ETUDE DE LA B.V.A:  
TRANSMISSION PAR ENGRENAGE: [2]

Il existe en construction, plusieurs modes de transmission de mouvement .on peut citer entre autres les courroies, les accouplements et embrayages, les cames, les systèmes bielles manivelles, et les différent types d'engrenages.

Toutefois pour chaque mécanisme, et suivant plusieurs critères l'un ou l'autre des modes de transmission sera utilisé;

les engrenages sont omniprésents dans la grande majorité des mécanismes, allant de la construction spaciale et aéronautique, au matériel électromenager; il constitue un des symboles de la révolution industrielle contemporaine.

3.1 - Différents types d'engrenage:

- engrenage droit ( arbres parallèles ) .
- engrenage hélicoïdale ( arbres parallèles ) .
- engrenage cône et hélicoïdale ( arbres concourants ) .
- engrenage gauche (arbres appartenants à des plans parallèles).
- engrenage a roue et vis sans fin.

3.2 - Engrenage à denture hélicoïdale:

-29-

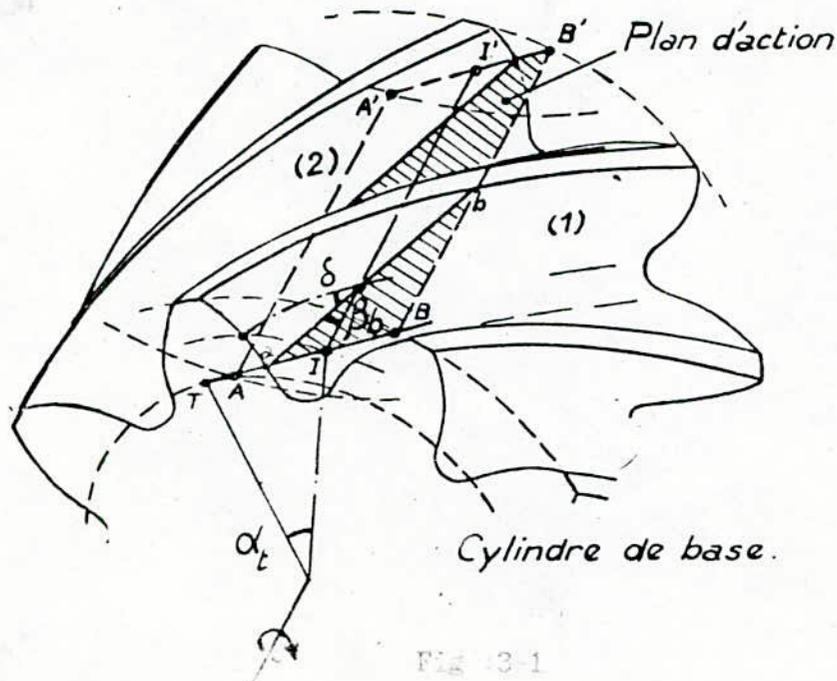


Fig 3-1

ce type de dentures est souvent utilisé dans les mécanismes ceci pour plusieurs raisons, parmi lesquelles on cite son fonctionnement silencieux, qui est dû à l'engagement progressif et plus régulier; le contact s'établit et disparaît progressivement d'une extrémité à l'autre de chaque dent.

A vitesse élevée, la denture hélicoïdale reste silencieuse toute en permettant la transmission de l'effort sur la largeur de la dent, et aussi la transmission du mouvement par plusieurs dents ce qui n'est pas le cas pour les dentures droites ceci limite d'ailleurs leurs domaines d'utilisation.

le seul inconvénient des dentures hélicoïdale, réside dans la création de charge axiale, laquelle doit être prise en considération lors de la conception.

Une roue à denture hélicoïdale est caractérisée par :

- l'angle d'inclinaison d'hélice

$$\beta : \text{primitif}, \beta_b : \text{de base}$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{2\pi r}{P_z} ; \operatorname{tg} \beta_b = \frac{2\pi r_b}{P_z} ;$$

$P_z$  étant constant :  $\operatorname{tg}(\beta_b) = \operatorname{tg}(\beta r_b/r) = \operatorname{tg}(\beta) \cdot \cos(\alpha_t)$

$\alpha_t$ : angle de pression apparent

$r_b$ : rayon de base;  $r$  rayon primitif ;  $r_a$ : rayon de tête

$r_f$ : rayon de fond

$P_t$ : pas primitif apparent

$P_n$ : pas primitif réel  $p_n = p_t \cdot \cos \beta$

$P_{bt}$ : ( $P_{bn}$ ) pas de base apparent (réel)

$$P_{bt} = P_t \cos \alpha_t$$

$$P_{bn} = P_n \cos \alpha_n$$

$$P_{bn} = P_{bt} \cos \beta_b$$

$$P_x : \text{pas axial} \quad P_x = \frac{P_n}{\sin \beta} = \frac{P_t}{\operatorname{tg} \beta} = \frac{P_z}{z}$$

$$P_z : \text{pas hélicoïdal} \quad P_z = \frac{\pi d}{\operatorname{tg} \beta}$$

- S, Sa, Sb, Sf : respectivement épaisseur primitive ,de tête,de base,et de pied apparente et réelle .
- e, ea, eb, ef: interval primitif, de tête ,de base,et de pied apparent et réel .
- mt : module apparent .
- m't : module apparent de fonctionnement .
- mn : module réel .
- m'n : module de fonctionnement .
- mo : module d'outil - mx: module axial .
- mto : module apparent d'outil .
- Z : nombre de dents .
- Zv : nombre de dents virtuels .
- $\alpha$  : angle de pression .
- $\alpha_0$  : angle de pression d'outil .
- $\alpha'$  : angle de pression de fonctionnement .
- $\alpha't$  : angle de pression apparent (de fonctionnement) .
- $\alpha'n$  : angle de pression réel(de fonctionnement) .

le module est le rapport :  $m = P / \pi$   
d'où  $mt = Pt / \pi$ ,  $mn = Pn / \pi$  ...

le module réel est établi à partir de calcul de résistance des matériaux par la formule suivante :

$$mn > 10 \left( \frac{11^3 C \cos \beta_0^{1/3}}{K \cdot \sigma_p Z_1} \right) \quad (3.1)$$

$$\sigma_r \max = \frac{F_t}{bmn} \cdot Y_f \cdot Y_E \cdot Y_s \cdot Y_v \cdot Y_\beta \quad (3.2)$$

$$\max = \frac{mn}{\sin \beta} = \frac{mt}{\operatorname{tg} \beta} \quad , \quad \text{module axial}$$

$$S_n = S_t \cdot \cos \beta \quad ; \quad e_n = e_t \cdot \cos \beta$$

Z : nombre de dents de la roue  
Zv : nombre de dents virtuelles

$$Z_v = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$$

$$SM = dm \left( s/d + (\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_m) \right) \quad (3.3)$$

$$\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha \text{ [rd]},$$

$$a = (Z_1 + Z_2) / 2 \cdot m_0 / \cos \beta_0 \quad \text{entraxe}$$

$$\text{avec : } a' \cos \alpha' t = a \cos \alpha t_0 \quad \alpha t = \alpha t_0$$

mo

$$d = Z m t_0 = Z \frac{m_0}{\cos \beta_0}$$

$$d_b = d \cos \alpha t_0 \quad \text{avec } \operatorname{tg} \alpha t_0 = \operatorname{tg} \alpha_0 / \cos \beta_0$$

$$d'_1 = 2a' \frac{i}{i+1} \quad i = Z_2 / Z_1 = \underline{N_1 / N_2}$$

$$d'_2 = 2a' \frac{1}{i+1} \quad \text{avec } d_1 \text{ et } d_2 \text{ diamètres primitif de fonctionnement}$$

$$Z \beta_b = \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \alpha t$$

$$X_n = \frac{Z \operatorname{lim} - Z_v}{Z \operatorname{lim}}$$

$$X_t = X_n \cos \beta$$

-32-

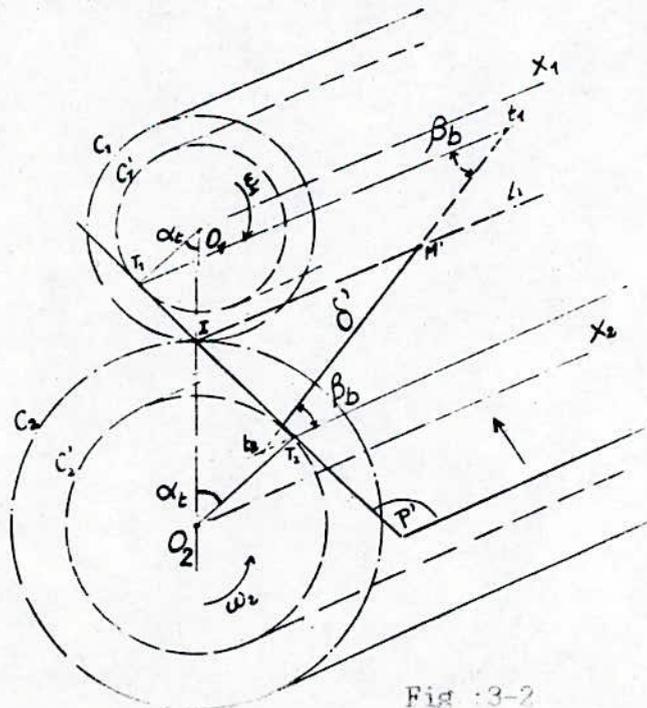


Fig : 3-2

-32-

3.2.1- Etude de l'engrènement:

3.2.2.1- Continuité de l'engrènement:

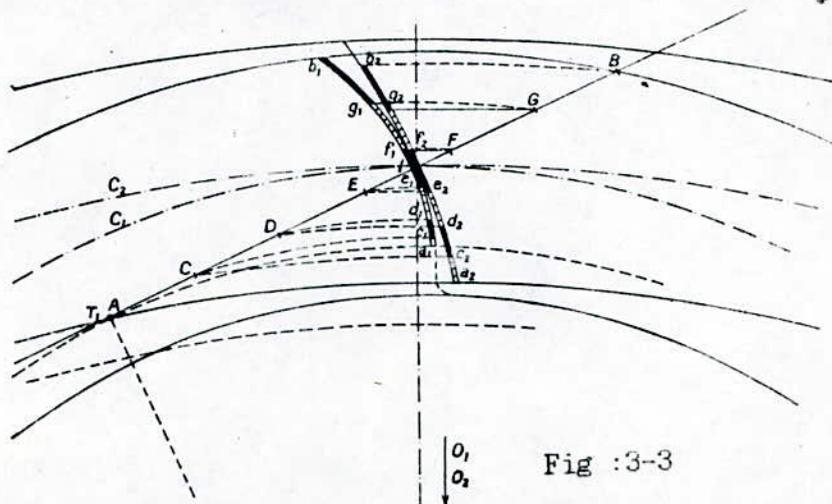


Fig :3-3

L'arc de conduite est définie comme étant, la largeur de l'arc parcouru par un point de l'un des deux cercles primitifs; depuis le début jusqu'à la fin de l'action :  $a_\alpha$ .

$$a_\alpha = af + aa = \frac{AI + IB}{\cos \alpha} = \frac{g_\alpha}{\cos \alpha}$$

avec

$$aa = ja \cdot r_0 r_2 \quad af = \varphi_f \cdot r_2$$

$$g_\alpha = gf + ga ; ga = \varphi_a \cdot r_b^2 \cdot g\varphi = \varphi_f \cdot r_b^2$$

- aa : arc de retraite
- af : arc d'approche
- $g_\alpha$  : Longueur d'action (AB).
- ga : Longueur de retraite
- gf : Longueur d'approche

en pratique on doit avoir :

$$AB > \text{pas normal}$$

$$a_\alpha > \text{pas primitif.}$$

- le rapport de conduite est :

$$e\alpha = \frac{g\alpha}{Pb} = \frac{a\alpha}{P} \quad [\text{en pratique } e\alpha > 1,3]$$

- Engrenage parallèle à denture hélicoïdale:

Les profils  $P_2$  et  $P'_2$  sont décalé de  $\varphi f = I O_2 I_1$

$II_1 = gb$  : Longueur de recouvrement .

$$\text{Le pas angulaire : } \frac{\pi m t}{r_2} \quad \text{ou} \quad \left( \frac{\pi m' t}{r'2} \right)$$

$$\varepsilon\gamma = \frac{\varphi\alpha + \varphi\beta}{\pi m t / r_2} = \varepsilon\alpha + \varepsilon\beta$$

Avec  $\varepsilon\alpha$  : rapport de conduite apparent (calculer avec Abaque [2])

$\varepsilon\beta$  : rapport de recouvrement.

$$\varepsilon\beta = (b \cdot \text{tg } \beta) / \pi m t \quad (\varepsilon\beta > 1 \text{ en pratique})$$

$$\varepsilon\alpha = \frac{g\alpha}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha}$$

$$\varepsilon\alpha = \frac{1}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} \left[ \sqrt{Z_1^2 \sin^2 \alpha / 4 + Y_1^2 + Z_1^2 Y_1} + \sqrt{Z_2^2 \sin^2 \alpha / 4 + Y_2^2 + Z_2^2 Y_2} - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \sin \alpha \right] \quad (3.4)$$

$$\text{En posant: } N_1 = Z_1 \quad N_2 = \frac{Z_2}{Y_2}$$

$$\varepsilon\alpha = Y_1 U_1 + Y_2 U_2$$

$$\text{Avec } U_1 = \frac{1}{\pi \cos \alpha} \frac{1 + 1/N_1}{(\sin \alpha) / 2 + \sqrt{(\sin^2 \alpha) / 4 + 1/N_1^2 + 1/N_1}} \quad (3.5)$$

$$Y_1 = Y_2 = 1 \text{ (denture normale)}$$

$$\varepsilon\alpha = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 = Z_1 / 2\pi (\text{tg } \alpha_{a1} - \text{tg } \alpha'_t) + Z_2 / 2\pi (\text{tg } \alpha_{a2} - \text{tg } \alpha'_t)$$

$\alpha'_t$  : angle de pression apparent de fonctionnement

$$\varepsilon\beta = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m \cdot n}$$

$$\varepsilon\gamma = \varepsilon\alpha + \varepsilon\beta$$

### 3.2.2 ETUDE DES INTERFERENCES:

Le phénomène d'interférence se produit, si les deux profils en engrènement, ne sont plus tangents et que les points de contact successifs, n'appartiennent plus à la droite d'action (tangente aux deux cercles de bases), ce qui est désigné par interférence théorique. Pour palier à ces interférences on doit adopter certaines mesures lors de la fabrication de l'engrenage:

- déport des dentures.
- Usinage d'un profil de raccordement en trochoïde qui débute au Pt A<sub>0</sub> [ appartenant à la droite d'action ]

$r_{inv}$  : rayon de la limite de la développante à la limite

d'interférence  $r_{inv} = r_b$

$y_0 m_{t0}$  : saillie active d'outil

$Z$  : nbre de dent de la roue taillée

$$r_{inv} = \frac{\cos \alpha \cdot t_0}{2} \quad r_{inv} = r_{inv} \cdot m_{t0} \cdot Z$$

Posons :

$$\rho_M = -\frac{r_M}{2t} = \frac{r_M}{m_{t0}Z} \quad y_0 = \frac{b}{m_{t0}} \quad \text{et} \quad x = -\frac{y_0}{Z}$$

$$\delta_M \text{ (deg)} = \text{arc tg} \left( \sqrt{\left( \frac{\rho_M}{0,5-x} \right)^2 - 1} - \frac{360^\circ}{\pi} \sqrt{\rho_M^2 - (0,5-x)^2} \right) \quad (3.6)$$

$$\rho_{Mmax} \text{ pour } \rho_M = i = \sqrt{\frac{0,5-x}{2}}$$

Pour le cas des engrenages intérieurs, on signale l'existence des interférences secondaires, qui apparaissent lorsque le diamètre du pignon et de la roue, sont assez voisins. Ceci établit la condition suivante :

$$(Z_2 - 2y_2) \cos \delta_2 - (Z_1 + 2y_1) \cos \delta_1 = Z_2 - Z_1$$

$$(Z_2 - 2y_2) \sin \delta_2 - (Z_1 + 2y_1) \sin \delta_1 = 0$$

$$Z_2 (\delta_2 + \text{inv } \alpha_2) - Z_1 (\delta_1 + \text{inv } \alpha_1) = (Z_2 - Z_1) \text{ inv } \alpha$$

$$\alpha_1 = \arccos \frac{Z_1 \cos \alpha}{Z_1 + 2y_1} = \arccos \frac{rb_1}{ra_1}$$

$$\alpha_2 = \arccos \frac{Z_2 \cos \alpha}{Z_2 - 2y_2} = \arccos \frac{rb_2}{ra_2}$$

Si  $y_1 = y_2 = l$   $\alpha$ ,  $Z_2$  données

La résolution du système nous permet d'avoir :

$\delta_1, \delta_2, Z_1$

### METHODE SIMPLIFIEE:

$$(Z_2 - Z_1) \lim = f(\alpha, y)$$

$$\text{Int. primaire : } O_2T_1 = rb^2 + [(r_2 - r_1) \sin \alpha]^2$$

$$da_2 < Z_2 \text{ mt. } \cos \alpha_t \left[ 1 + \left[ \frac{Z_1}{Z_2} (\text{tg} \alpha'_t + \text{tg} \alpha_t) + \text{tg} \alpha'_t + \frac{4(y - x_1)}{Z_2 \sin 2\alpha_t} \right]^2 \right]$$

$$da_1 < Z_1 \text{ mt. } \cos \alpha_t \left[ 1 + \left[ \frac{Z_2}{Z_1} (\text{tg} \alpha'_t + \text{tg} \alpha_t) + \text{tg} \alpha'_t + \frac{4(y - x_2)}{Z_1 \sin 2\alpha_t} \right]^2 \right]$$

### 3.2.3 ETUDE DU GLISSEMENT:

-35-

Le vecteur  $V_g$  de la vitesse de glissement tangent aux profil conjugué en leur point de contact.

$$|V_g| = |\Omega| \cdot I M$$

$$\Omega = \omega_1 + (-\omega_2)$$

$$\Omega \text{ ext} = |\omega_1| + |\omega_2|$$

$$\Omega \text{ int} = |\omega_1| - |\omega_2|$$

$$V_g \text{ (m/s)} = 0,1047 \cdot n_1 \cdot \frac{i+1}{i} \cdot I M \cdot 10^{-3}$$

avec :  $n_1$  : Tr/mn du pignon

$$i = \frac{Z_2 \text{ (roue)}}{Z_1 \text{ (pignon)}} \quad (+) \text{ int , } (-) \text{ ext}$$

Le glissement total est :  $G\alpha = G_a + G_f$

$$G\alpha = \left( \frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2} \right) \cdot \frac{gf^2 + gf^2\alpha}{2 \cos \alpha t}$$

(+)int (-) ext

avec  $G_f$  : glissement des profils en approche

$G_a$  : glissement des profils en retraite

$g_z$  : largeur d'approche (IA)

$g_a$  : largeur de retraite (IB)

en M on a :

$$V_{r1} = V_1 \sin \alpha_1 = \omega_1 \cdot T_1 M \quad : \text{ Vitesse de roulement de } P_1$$

$$V_{r2} = V_2 \sin \alpha_2 = \omega_2 \cdot T_2 M \quad : \text{ vitesse de roulement de } P_2$$

$$\text{glissement de } P_2/P_1 : V_{r1} - V_{r2} \quad V_1 = \omega_1 \cdot O_1 M$$

$$\text{" " } P_2/P_1 : V_{r2} - V_{r1} \quad V_2 = \omega_2 \cdot O_2 M$$

en I :  $V_1$  et  $V_2$  confondus :

$$V_1 = V_2 = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2 = V_t$$

$$V_b = \omega_1 r_{b1} = \omega_2 r_{b2}$$

$$V_{r1} = V_{r2} = \omega_1 T_1 I = \omega_2 T_2 I$$

$$V_g = 0$$

en N :

$$V_1 = \omega_1 \cdot O_1 N \quad V_2 = \omega_2 \cdot O_2 N$$

$$V_{bt} = V_t \cos \alpha t \quad V_{r1} = \omega_1 T_1 N \quad V_{r2} = \omega_2 T_2 N$$

$$g_{s1} = \frac{V_{r1} - V_{r2}}{V_{r1}}$$

$$g_{s2} = \frac{V_{r1} - V_{r2}}{V_{r2}}$$

### 3.2.4 - CORRECTION DE DENTURE:

#### AVANTAGE DES DEPOTS:

- Augmentation de l'épaisseur de base de la denture d'où augmentation de la résistance, donc transmission d'effort plus importants.

- Amélioration du glissement sur les profils, et de la durée de vie par l'abaissement de la pression spécifique.

- Adaptation de l'engrenage aux conditions imposées, et de monter les roues à un entraxe fixé.

Le déport recommandé est le déport positif, car le déport négatif produit un raccourcissement de la développante sur les profils, et peut provoquer des coincements.

$$x_1 = \Delta \frac{z_2 - z_1}{z_2 + z_1} + \frac{\Sigma x z_1}{z_2 + z_1} \quad (3.7)$$

$$\text{où } \Sigma x = x_1 + x_2 \\ \lambda = 0,5 \div 0,75$$

pour les dentures hélicoïdales on prend  $z_v$  à la place de  $z$ .

- Correction sans variation d'entraxe:

engrenage ext.:

$$X_1 + X_2 = 0$$

V

$$X = \frac{\pi}{2 m_{to}} :$$

$m_{to}$

$\pi$

$$S_1 = m_{to} \left( \frac{\pi}{2} + 2 x \operatorname{tg} \alpha_{to} \right)$$

$\pi$

$$S_2 = m_{to} \left( \frac{\pi}{2} + 2 x \operatorname{tg} \alpha_{to} \right)$$

$$h_{a1} = m_{to} + V$$

$$h_{a2} = m_{to} - V$$

$$h_{f1} = 1,25 m_{to} - V$$

$$h_{f2} = 1,25 m_{to} + V$$

$$h_1 = h_2 = 2,25 m_0$$

$$(Z_1 + Z_2)$$

$$a_0 = m_{to} \frac{\pi}{2}$$

engrenage (int)  $X_1 - X_2 = 0$

V

$$X_1 = X_2 = \frac{\pi}{2 m_{to}}$$

$m_{to}$

$\pi$

$$S = m_0 \left( \frac{\pi}{2} - 2 x \operatorname{tg} \alpha_{to} \right)$$

- Avec variation d'entraxe:

$$\operatorname{inv} \alpha' = \operatorname{inv} \alpha_{to} + 2 \operatorname{tg} \alpha_{to} \frac{x_1 + x_2}{Z_1 + Z_2}$$

$$S'_1 = r'_1 \left[ \frac{s_1}{r_1} + 2 (\operatorname{inv} \alpha_0 - \operatorname{inv} \alpha') \right] \quad (3.8)$$

V : de port;  $X_n$ :coef.de dep

$m_{to}$  : module apparent

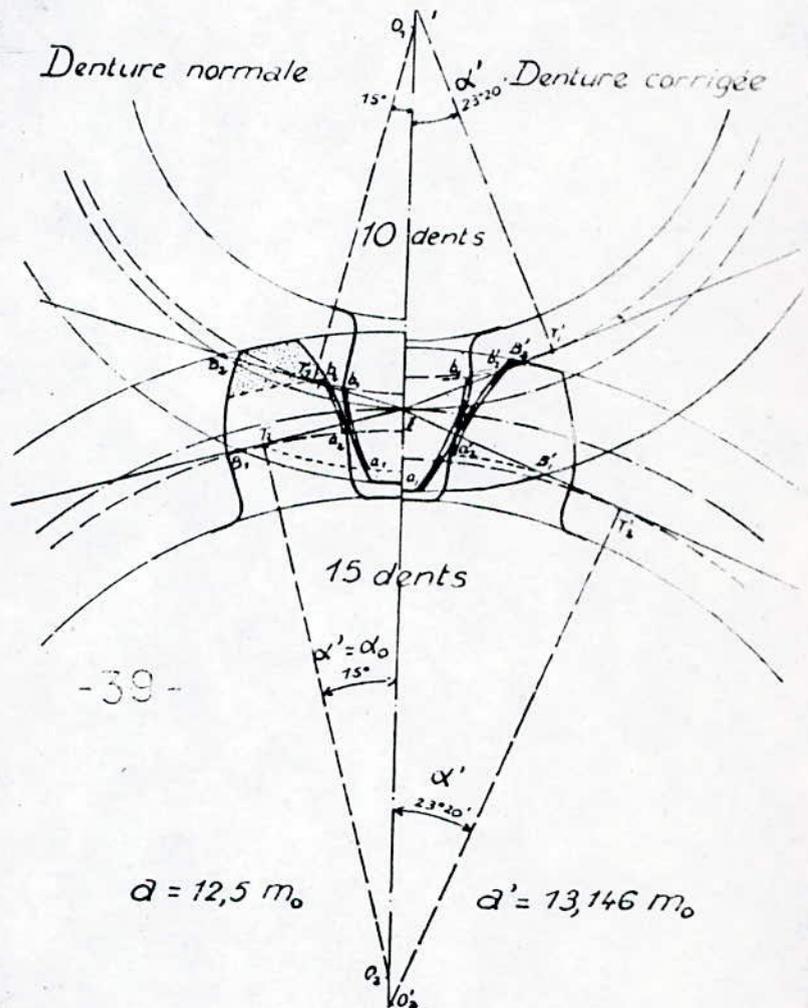


Fig :3-4

$$S'_2 = r'_2 \frac{S_2}{r_2} + 2 (\text{inv}\alpha_0 - \text{inv}\alpha')$$

$$m' = m t_0 \frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha't} \quad a' = a \frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha't}$$

$$a' - a < (x_1 + x_2) m$$

Dans certains cas on est contraint de s'adapter aux conditions imposées par l'étude, telles que: Transmission de l'effort, pression de contact, usure, durée de vie, etc... Ceci implique la nécessité de procéder à la correction de la denture avec variation d'entraxe.

Dans ces conditions, la répartition judicieuses des coefficients de déports entre le pignon et la roue, augmente la capacité de charge de l'engrenage -

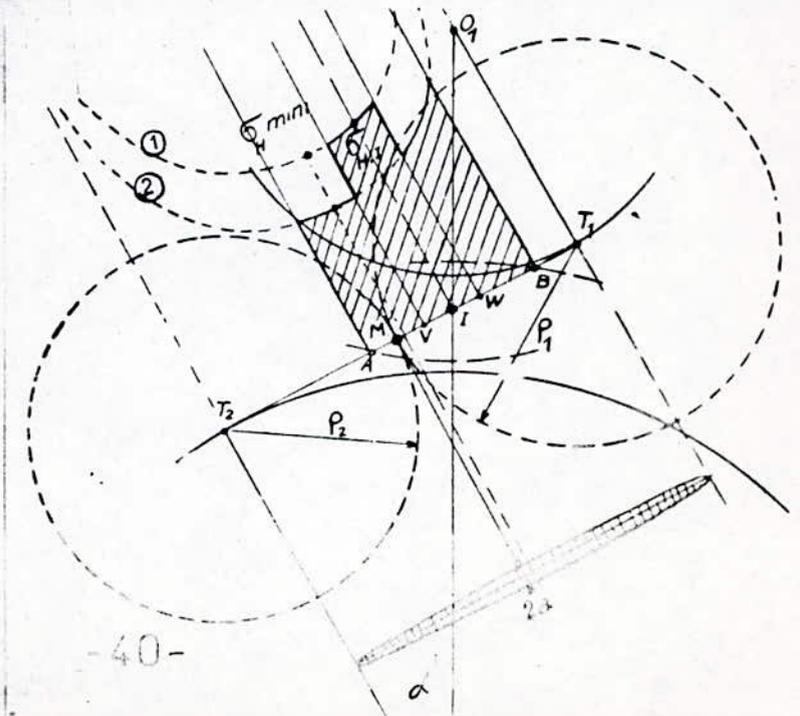
$$a' = a \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha't} = \frac{z_1 + z_2}{2} \frac{m \cos\alpha}{\cos\alpha't} \quad (3.9)$$

$$\text{inv}\alpha't = 2 \frac{(x_{t1} + x_{t2})}{z_1 + z_2} \text{tg}\alpha + \text{inv}\alpha$$

$$\text{inv}\alpha'n = 2 \frac{(x_{n1} + x_{n2})}{(z_1 + z_2)} \text{tg}\alpha_n + \text{inv}\alpha$$

### 3.2.5 - CALCUL DES DENTURES DES ENGRENAGES A LA RUPTURE ET LA PRESSION SUPERFICIELLE :

Fig :3-5



### 3.2.5.1 - Résistance à la pression superficielle:

Formule de HERTZ :

Rayon de courbure apparent :

$$t_1 = T_1 M$$

$$t_2 = T_2 M$$

avec  $\rho t_1 + \rho t_2 = a' \sin \alpha' t$

$\alpha'$  : angle de pression de fonctionnement .

$a'$  : antraxe defonctionnement.

$\rho n_1$  : rayons de courbure des 2 cônes.

$$\rho n_2 : \quad \rho n_1 = G_1 M = \rho t_1 / \cos \beta b$$

$$\rho n_2 = G_2 M = \rho t_2 / \cos \beta b$$

$F_{nu}$  : charge normal linéique en M .

$$\sigma_H = 6l \sqrt{F_{nu} \left( \frac{1}{\rho t_1} + \frac{1}{\rho t_2} \right) \cos \beta b} \quad (3.10)$$

pour le cylindre primitif :

$$\sigma_{HI} = 6l \sqrt{F_{nu} \frac{\cos \beta b}{r'_1 \cdot \sin \alpha'} + \frac{U+1}{U}} \quad (3.11)$$

Determination de la charge normale  $F_{nu}$  :

On a :  $\beta$  : inclinaison primitive .

$$F_{nu} = F_t / \cos \beta \cdot \cos \alpha_n \quad \alpha_n : \text{angle de pression réel .}$$

La somme des génératrice de contact a pour valeur moyenne :

$$\frac{\epsilon a}{\cos \beta b} \quad \epsilon a : \text{rapport de conduite}$$

$$\beta b : \text{inclinaison de base}$$

$$b : \text{largeur de dentures}$$

on obtient :

$$F_{nu} = \frac{F_t / \cos \beta \cdot \cos \alpha_n}{b \cdot \epsilon a / \cos \beta b} \quad F_{nu} = F_t / (b \cdot \epsilon a \cdot \cos \alpha_n)$$

$$\sigma_H \text{ (da N/mm}^2\text{)} = 6l \frac{1}{\epsilon a} \frac{2 \cos \beta b}{\sin \alpha' t \cos \alpha_n} k \quad (3.12)$$

$$\sigma_H \left( \frac{da}{N/mm^2} \right) \approx 1,65 \frac{1}{s\alpha} \frac{2\cos\beta b}{\sin\alpha' t \cdot \cos\alpha t} \cdot K_L$$

$$\sigma_{ho} = Z_h \cdot Z_\epsilon \cdot Z_E \cdot Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \frac{U+1}{U}} \quad (3.13)$$

$\sigma_{ho}$ : pression de hertz de base, au cercle primitive de fonctionnement

$Z_h$  : facteur géométrique

$Z_E$  : facteur d'élasticité

$Z_\epsilon$  : facteur de conduite

$Z_\beta$  : facteur d'inclinaison

### 3.2.5. 2-résistance à la rupture :

méthode de lewis :

$\sigma_{bL}$  : contrainte de flexion

$$\sigma_{bL} = 6 \cdot F_t \cdot h_L / b \cdot S_L^2$$

$$\sigma_{bL} = F_t \cdot Y_L / b \cdot m_o \quad (3.14)$$

Avec:  $Y_L$  : Facteur de forme  $= \frac{6(h_L/m_o)}{(S_L/m_o)^2}$

méthode du Point de contact unique :

effet de  $W_1$  : en  $C_1$  : contrainte de compression:  $\sigma_1$

en  $D_a$  : contrainte de tension :  $-\sigma_1$

$$\sigma_1 = \frac{W_1 \cdot 6 (h_{u1}/m)}{b \cdot m \cdot (S_{U1}/m)^2} \quad (3.15) \quad \text{avec} \quad \begin{matrix} h_{u1} = A_1 e_1 \\ S_{U1} = C_1 D_1 \end{matrix}$$

effet de  $V_1$  :

entre  $C_1$  et  $D_1$  : contrainte de compression  $\sigma_1' = \frac{V_1}{b \cdot S_{U1}}$

contrainte résultante :

en  $C_1$  :  $\sigma_{c1} = \sigma_1 + \sigma_1'$  : contrainte de compression

en  $D_1$  :  $\sigma_{t1} = \sigma_1 - \sigma_1'$  : contrainte de tension (friction)

$$\sigma_{cl} = \frac{F_t}{b_m} Y_{cl} : Y_{cl} = \frac{6 (h_{u1}/m) \cos \theta_1 + (S_{U1}/m) \sin \theta_1}{(S_{U1}/m)^2 \cdot \cos \alpha_1}$$

$$\sigma_{tl} = \frac{F_t}{b_m} Y_{tl} : Y_{tl} = \frac{6 (h_{u1}/m) \cos \theta_1 - (S_{U1}/m) \sin \theta_1}{(S_{U1}/m)^2 \cos \alpha}$$

$$\sigma_c / \sigma_t = Y_c / Y_t$$

METHODE : ISO:

$$Y_{fa} = \frac{6 (h_{Fa}/m_n) \cdot \cos \alpha_n}{(S_{fn}/m_p n) \cos \alpha_n} \quad \text{pour denture helicoidale} \quad (3.16)$$

contrainte de base  $\sigma_{F_0}$  ( formule ISO )

METHODE C : la charge maximale est supposée appliquée au sommet de la dent

$$\sigma_{F_0} = (F_t / b m_n) Y_{fa} \cdot Y_e \cdot Y_{sa} \cdot Y_{\beta} \quad (3.17)$$

$Y_{fa}$  : facteur forme charge appliquée au sommet

$Y_e$  : facteur de conduite

$Y_{sa}$  : facteur de concentration de contrainte, avec les conditions de charge appliquée au sommet

$Y_{\beta}$  : facteur d'inclinaison

$$Y_e = 0,25 + (0,75/\epsilon_a)$$

$$Y_{\beta} = 1 - \epsilon_{\beta} (\beta / 120) \rightarrow Y_{\beta} \text{ mini}$$

$$Y_{\beta} \text{ min} = 1 - 0,25 \epsilon_{\beta} \frac{1}{(1,21 + 2,3/2a)}$$

$$Y_{sa} = (1,2 + 0,13 L_a) q_s$$

avec :  $L_a = S_{fn} / h_{fa} \quad 1 < q_s < 8$

$$q_s = S_{fn} / 2\rho_f$$

Effort normal :  $F_n = F_t / (\cos \alpha_b \cdot \cos \alpha_n)$

$$\text{composante tangentielle: } Ft = 980\,000 \frac{\text{Puissance ( Kw )}}{n_1 \text{ (tr/mn)} r_1 \text{ (mm)}} \quad (3.18)$$

composante radiale :

$$Fr = (Ft / \cos\beta) \tan(\alpha_1)$$

composante axiale :

$$Fx = Ft \tan\beta$$

la réaction de la denture menée sur la denture menante est égale et directement opposée à  $F_n$ .

Pression superficielle méthode Iso :

$$Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \cdot \frac{F_t}{bd_1} \frac{U+1}{U} - K_a \cdot K_v \cdot K_H\beta - K_H\alpha$$

$$\leq \sigma_{H,lim} Z_N \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \quad (3.19)$$

avec :  $F_t$  : (daN) effort tangentiel

$b$  : (mm) largeur de denture

$d_1$  (mm) : diamètre du pignon

$U$  : rapport d'engrenage =  $\frac{Z_2}{Z_1}$

$Z_H$  : Facteur géométrique =  $Z_1 f(\alpha_n, \beta, Z_1, Z_2, X_1, X_2)$

$Z_E$  : Facteur d'élasticité =  $f(E_1, E_2, V_1, V_2)$

$E$  : Module d'élasticité

$\nu$  : Coefficient de Poisson

$Z_\epsilon$  : Facteur de conduite =  $f(\epsilon_\alpha, \epsilon_\beta)$

$Z_\beta$  : Facteur d'inclinaison =  $f(\beta)$

$K_A$  : Facteur d'application =  $f(\text{organe moteur, organe mené})$

$K_v$  : Facteur dynamique =  $f(\text{erreur, vitesse} \dots)$

$K_H\beta$  : Facteur de répartition longitudinale =  $f(\text{erreur de distorsi relative totale, charge unitaire} \dots)$

$\sigma_{Hh}$  [DaN/ mm<sup>2</sup>] pression de HERTZ admissible pour le matériau

considéré, pour une durée infinie, et une probabilité de détérioration de 1 %.

ZN : Facteur de durée = f(nombre de cycles de mise en charge).

ZL : Facteur lubrifiant = f (viscosité du lubrifiant..).

ZR : Facteur de rugosité de surface.

ZV : Facteur de film d'huile = f (vitesse tangentielle).

ZW : Facteur de rapport de dureté entre pignon et roue.

( ou facteur d'écroutissage de la roue)

$$1- F_{t.adm} \frac{1}{2} = \sigma^2 \frac{Hlin(1)}{2} b.d_1 \left( \frac{v}{U+1} \right) \times \frac{1}{K_a K_v K_H \beta K_H \alpha} \frac{Z_N(1) Z_L Z_r Z_v Z_w)^2}{Z_h Z_E Z_a Z_\beta} \quad (3.20)$$

(1) pour le pignon .

(2) pour la roue .

$F_{t.adm}$  (DaN) effort tangentiel admissible.

$$2- P_{adm} \frac{1}{2} = 0,524 \times 10^{-6} b.d_1^2 n_1 \left( \frac{U}{U+1} \right) \times \sigma_H.Lin \frac{1}{2} \frac{1}{K_a K_v K_H \beta K_H \alpha} \left( \frac{Z_n(2).Z_L Z_r Z_v t}{Z_h Z_E Z_a Z_t c \beta} \right)$$

$n_1$  : Nbre de tours /mn du pignon.

FORMULE SIMPLIFIEE:

Soit :  $K_B = \frac{K_a \cdot K_r}{22/N}$  facteur de service .

$$C_1 = 0,524 \frac{U}{V+0} \cdot n_1$$

$$C_2 = \frac{1}{Z_H^2 \cdot Z_E^2 \cdot Z_\beta^2} \quad i$$

$$C_3 = \frac{Z_v^2}{K_v}$$

$$C_4 = \frac{10^{-6} b \cdot d^2_1}{KH\beta KH\alpha}$$

$$C_5 = \frac{\sigma_h^{2Lin} \cdot \left(\frac{1}{2}\right)}{ZE^2}$$

$$C_5 = (Z_2 \cdot Z_r \cdot Z_w)^2$$

$$P_{adm} = K_B : C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \cdot C_4 \cdot C_5 \cdot C_6 \quad (3.21)$$

Facteur de service  $K_B$

U : uniforme M: chocs modérés : H : chocs importants.

Méthode Générale complète pour résistance à la rupture.

$$\text{Formule générale : } (F_t/bmn) Y_{fa} Y_{sa} Y_\varepsilon Y_\beta (K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}) < \sigma_{Flim} Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{srrelT} \cdot Y_R \cdot relT \cdot Y_X \quad (3.22)$$

$$\text{on : } F_t \text{ adm (1) } = \frac{bmn \sigma_{Flim} (1) Y_{ST} Y_{NT} (1) Y_\delta relT Y_{RrelT} \cdot Y_X}{(Y_{ST} Y_{sa}) 1 Y_\varepsilon Y_\beta \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}} \quad (3.23)$$

Puissance admissible en (KW)

$$P_{adm} \left(\frac{1}{2}\right) = 0,524 \cdot 10^{-6} b \cdot d_1 \cdot mn \cdot n_1 \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} ( ) Y_{NT} ( ) Y_\delta relT Y_{RrelT} \cdot Y_X}{(Y_{Fa} \cdot Y_{sra}) ( ) (Y_\varepsilon \cdot Y_\beta) K_A K_V (K_{F\beta} K_{F\alpha})} \quad (3.24)$$

- Formule Simplifiée :

$$K_B = K_A \cdot K_r / Y_{N.T}$$

$Y_{N.T}$  : Facteur de durée : 1 pour mécanique générale .

$$P_{adm} K_B = C_{B2} C_{A2} C_{B3} C_{B4} C_{B5} C_{B6} C_{B7} C_{B8} \quad (1-2) \quad (3.25)$$

(1) roue (2) pignon

$$C_{B1} = 0,524 \cdot 10^{-6} \cdot Z_1 \cdot mn^2 \cdot n_1$$

$$C_{B2} = 1/Y\epsilon \cdot Y\beta \cdot \cos\beta$$

$$C_{B3} = 1/Kv$$

$$C_{B4} = 1/YFa \cdot Ysa \quad (1-2)$$

$$C_{B5} = b/KF\beta \cdot KF\alpha$$

$$C_{B6} = \sigma F \cdot h \cdot YsT \quad (1-2)$$

$$C_{B7} = Ys \cdot rel.T \cdot Yr \cdot rel.T \cdot Yx$$

$$K_B \cdot (Ft/bmn)_{adh} = C'_{B2} \cdot C_{B3} \cdot C_{B4} \cdot C'_{B5} \cdot C_{B6} \cdot C_{B7} \quad (3.26)$$

$$C'_{B2} = 1/Y\epsilon \cdot Y\beta$$

$$C'_{B5} = C_{B5}/b.$$

# CHAPITRE QUATRE

CHAPITRE: 4

CALCUL DES ARBRES DE TRANSMISSION : [2] [11]

P1 puissance transmise .

M1 :moment sur l'arbre du pignon .

r1 :vitesse de rotation tr/mn du pignon .

r'1 et r'2: rayonsprémitifs de fonctionnement .

$\beta$  :inclinaison prémative.

$\alpha_n$  : angle de pression réel .

$$F_n = \frac{M_1}{r_{p1}} \quad (4.1)$$

$$F_t = \frac{P_1}{V} \quad (4.2)$$

$$F_n = F_t / \cos\beta$$

L'effort radial étant :  $F_r = F_n \cdot \tan\alpha_n = F_t \cdot \tan\alpha_n / \cos\beta$ .

L'effort axial étant :  $F_x = F_t \cdot \tan\beta$

• L'effort normal :  $F_{bn} = F_n / \cos\alpha_n = F_t / (\cos\beta \cdot \cos\alpha_n) \quad (4.3)$

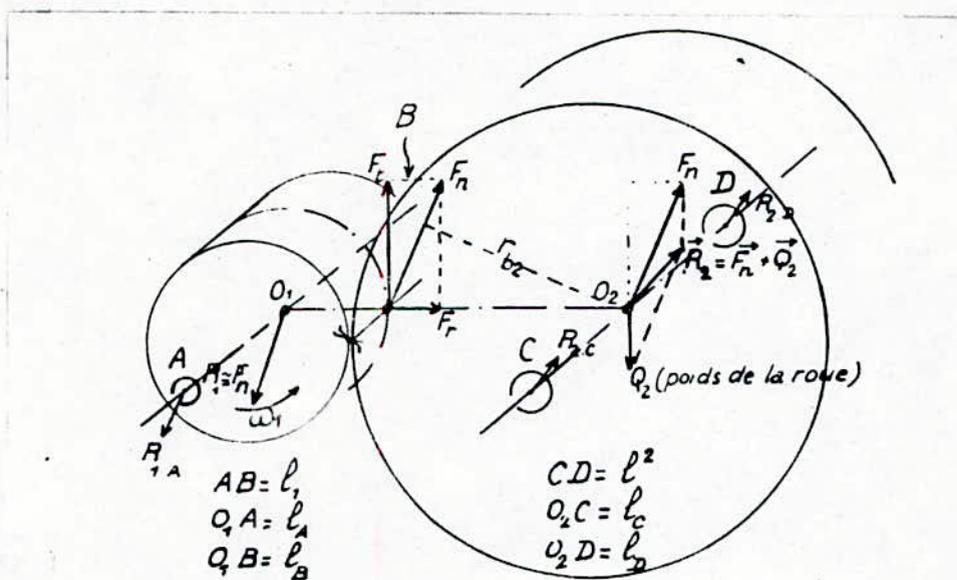


Fig :4-1

$$R_2 = F_t + F_r + Q_2 \quad Q_2 : \text{poid de la roue}$$

Charge sur le palier CD :

$$\left. \begin{aligned} F_{tc} &= F_t \\ F_{rc} &= F_r \\ Q_{2c} &= Q_2 \\ F_{xc} &= F_{xr}'2/12 \end{aligned} \right) \times l_d/12$$

Charge résultante :

$$R_c = F_{tc} + F_{rc} + Q_{2c} + F_{xc}$$

$$F_{tD} = F_t$$

$$F_{rD} = F_r \quad \times \quad l_c/12$$

$$Q_{2D} = Q_2$$

$$F_{nD} = F \quad r'2/12$$

Charge résultante :  $R_o = F_{tD} + F_{rD} + Q_{2D} + F_{xo}$

$F_x$  charge axiale

Charge sur les paliers A et B du pignon :

$$F_{t_a} = F_t \quad l_B/11$$

$$F_{r_a} = F_r \quad \times \quad l_B/11$$

$$F_{x_a} = F_x \quad r'1/11$$

Charge Res.(radiale) sur le palier A  $R_a = F_{t_A} + F_{r_A} + F_{x_A}$

$$F_{t_B} = F_t \quad v1A/11$$

$$F_{r_B} = F_r \quad \times l_A/11$$

$$F_{x_B} = F_x \quad r'1/11$$

Charge sur B :  $R_B = F_{t_B} + F_{r_B} + F_{x_B}$

### Dimensionnement des arbres

le couple maximal transmis est  $C = 150.N.m$  à  $N = 2500tr/mn$  On suppose que le rendement du convertisseur est proche de : 1, pour être dans le cas le plus défavorable, pour dimensionner les arbres et on néglige les pertes les engrenages.

4.1 Calcul de l'arbre 1 :

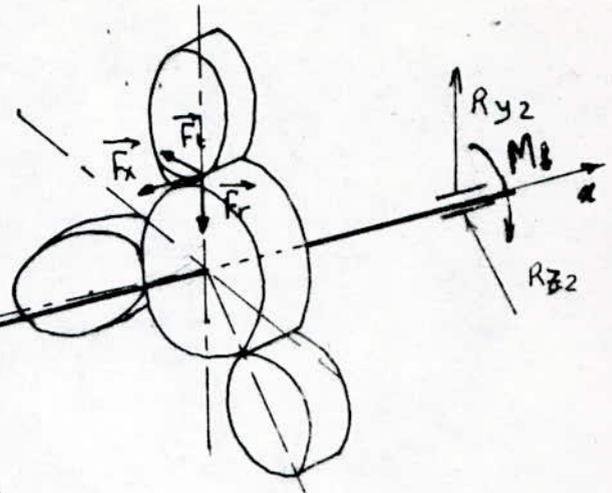
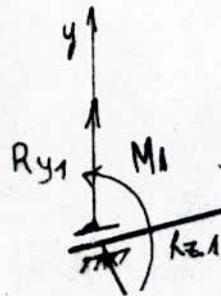


Fig :4-2

Force tangentielle

$$F_{t1} = \frac{P}{\omega_1 q \cdot d_{p1}/2} = \frac{C}{q \cdot d_{p1}/2} \quad (4.4)$$

P: Puissance transmise par le pignon 1.

q: Nombre de satellite  
q=3

$$F_{t1} = \frac{150}{3.20 \cdot 10^{-3}} = 2500 \text{ N}$$

$d_p$  : Diamètre primitif du pignon

$\omega_1$  : vitesse angulaire du pignon

C : Couple

Force axiale :

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \text{tg}\beta$$

- 50 -

Force radial :

$$F_{r1} = F_t \text{tg}\alpha_n / \cos\beta = 2500 \cdot \text{tg}(20) / \cos(30) = 856.18 \text{ N}$$

Estimation du poids de l'arbre et pignon 1 :

$$m = \rho V$$

m: Masse volumique de l'acier : =  $7.5 \cdot 10^3$  [Kg/m<sup>3</sup>]

V : volume de l'arbre

$$v = \pi/4 (D_e^2 - D_i^2) \quad D_i = 8 \text{ mm}$$

d'après le constructeur

$$D_e = 20 \text{ mm}$$

$$m = 0.5 \text{ Kg}$$

$\Rightarrow m \cdot g = 5 \text{ [N]}$ . Force négligeable devant celles mises en jeu.

Du principe de Newton d'égalité des actions et les réactions on a :

$$-\Sigma F_t = 0, -\Sigma F_r = 0$$

Donc il n'y a pas de résultantes de forces qui agissent suivant  $oy$  et  $oz$ , ce qui revient à dire que l'arbre n'est soumis qu'à la torsion

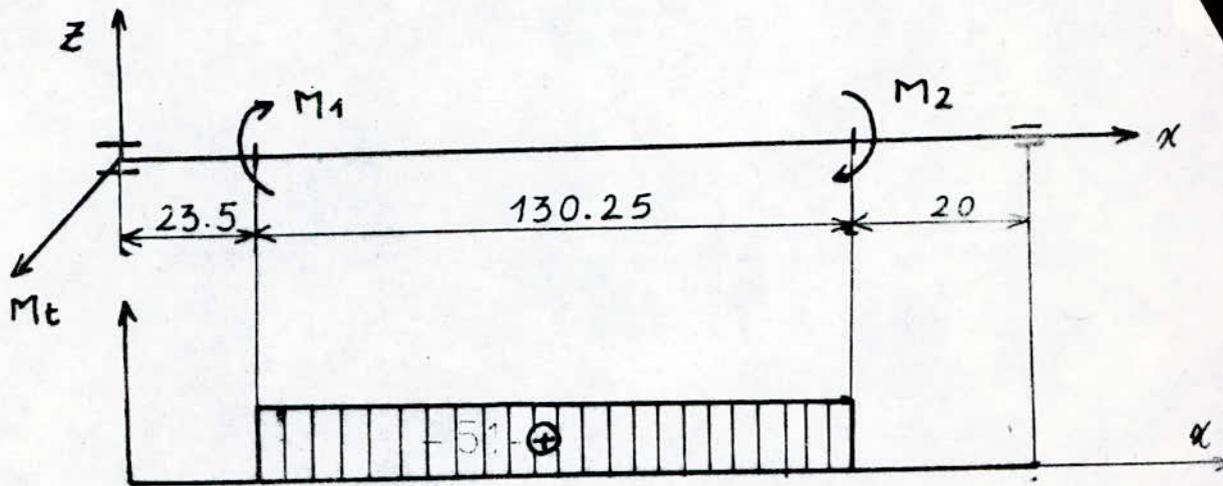


Fig :4-3

$$M_1 = C = 150 \text{ [N.m]}$$

$$\tau_{\max} = \frac{M_t}{w_p} \quad (4.5) \text{ or } w_p = \frac{I_p}{D/2} = \frac{\pi}{32} \frac{D^4 - d^4}{D/2} \quad (4.6)$$

$$w_p = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{16 D} \quad \text{: avec } D \text{ diamètre extérieur de l'arbre et } d \text{ diamètre intérieur.}$$

$$\tau_{\max} = \frac{16 M_t}{\pi(D^4 - d^4)} \leq \tau_{\text{adm}} \quad (4.7)$$

$$\frac{D}{(D^4 - d^4)} < \frac{\pi \cdot \tau_{\max}}{16 Mt}$$

$$D_{\min} = \sqrt[4]{(D_{\min}^4 - d^4) \frac{\pi \cdot \tau_{\max}}{16 Mt}}$$

onchoisi l'acier :

40CAD6 - 12 dont la resistance pratique à l'extention A :

$$Re = 735 \text{ N/mm}^2. \quad [5]$$

$$\tau_{\text{adm}} = \frac{R_{pg}}{K} = \frac{R_p}{2K} = \frac{Re}{4K}$$

avec  $\tau_{\text{adm}}$  : Contrainte de torsion admissible

$R_{pg}$  : Contrainte pratique de glissement

$R_p$  : Contrainte pratique

$Re$  : Limite elastique

$K$  : Coefficient de concentration de contrainte

d'après l'abaque  $K = 2,8$  [5]

$$\tau_{\text{adm}} = \frac{Re}{4K} = \frac{735}{408,8} = 65,5 \text{ N/mm}^2$$

$$D_{\min} = \sqrt[4]{(D_{\min}^4 - d^4) \frac{\pi \cdot 65,6 \cdot 10^6}{16 \cdot 150}}$$

$$d = 8 \text{ mm}$$

Par iteration on trouve :

$$d_{\min} = 22,8 \text{ mm}$$

On adoptera un diamètre d'arbre normalisé :  $D = 25 \text{ mm}$

Pour ce qui est de la déformation angulaire :

$$\theta = \frac{Mt}{G \cdot I_p} \text{ avec } I_p = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4).$$

G : Module de cisaillement  
 $G = 79.3 \cdot 10^3 \text{ [N/mm}^2\text{]} \text{ pour les aciers au carbone.}$

$$\theta_{adm} = 2/3 \text{ [°/m]} = 11.63 \cdot 10^{-3} \text{ [rd/m]}.$$

$$I_p = \frac{Mt}{G\theta} \Rightarrow \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4) = \frac{Mt}{G\theta}$$

$$D^4 - d^4 = \frac{32 Mt}{\pi G \theta_{adm}} \Rightarrow D_{min} = \sqrt[4]{\frac{32 Mt}{\pi G \theta_{adm}} + d^4}$$

$$D_{min} = \left( \frac{3L \cdot 150}{\pi \cdot 79,3 \cdot 10^3 \cdot 11,63 \cdot 10^{-3}} + (0.008)^4 \right)^{1/4}$$

$$D_{min} = 35,89 \text{ mm}$$

On remarque que cette valeur du diamètre, est plus grande que celle obtenue par le dimensionnement à la contrainte limite, cependant vu que les arbres sont courts, on peut tolérer des déformations angulaires plus grandes; de même en choisissant des matériaux à limite élastique élevée, on peut réduire l'encombrement mais à des prix de revient plus grands.

Il revient au concepteur de choisir, en fonction des contraintes mécaniques et économiques un encombrement optimal.

#### 4.2 calcul de l'arbre 2 :

Force tangentielle:

$$F_{t2} = \frac{P}{\omega \cdot 2 \cdot q \cdot d_p} = \frac{C}{q \cdot d_p / 2} = \frac{150}{3 \cdot 25 \cdot 10^{-3}} = 2000 \text{ N}$$

Force axiale:

$$F_{x2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \beta$$

$$F_{x2} = 2000 \operatorname{tg}(30) = 1154,70 \text{ N}$$

Force radiale :

$$F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta$$

$$F_{r2} = 2000 \operatorname{tg}(20) / \cos(30) = 840,55 \text{ N}$$

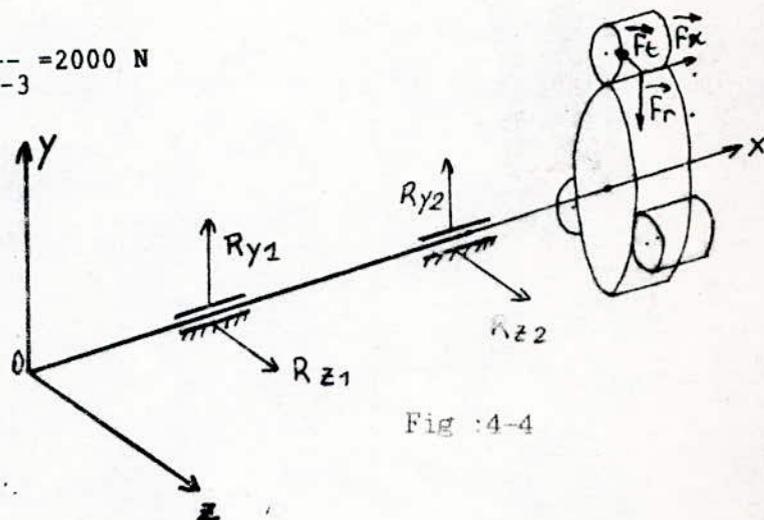
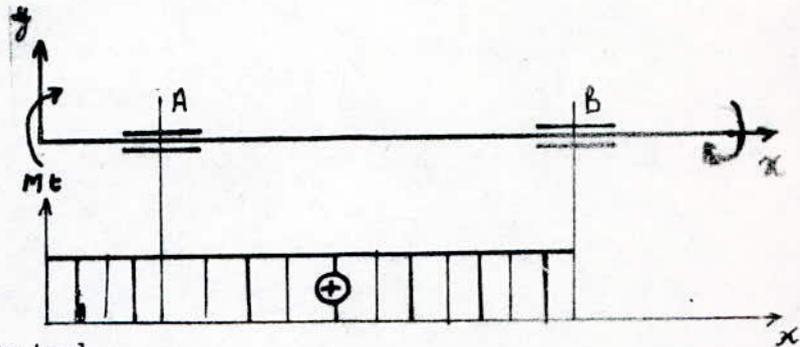
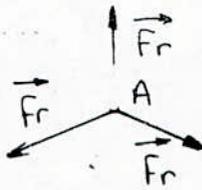


Fig : 4-4

Analogiquement avec l'arbre 1, on constate que l'arbre 2 n'est sollicité qu'à la torsion.



$$M_t = M_l = 150 \text{ [n.m]} \text{ à } N = 2500 \text{ [tr/mn]}$$

$$\tau_{\max} = M_t / \omega p$$

$$\tau_{\text{adm}} = Re/4 k \quad k=3 \text{ (voire abaque)}$$

$$\Rightarrow \tau_{\max} 61,25 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$D_{2\min} = (D_{2\min}^4 - (0,022)^4) \frac{\pi 61,25 10^6}{16 150}$$

par calcul itératif on trouve :

$$D_{2\min} = 27,5 \text{ [mm]}$$

on adopte un diamètre normalisé  $D_2 = 30 \text{ mm}$

le dimensionnement du diamètre à la déformation angulaire  $\theta = 2/3 \text{ [°/m]}$  donne :

$$D_{2\min} = \sqrt{\frac{32 M_t}{\pi G \theta} + (0,022)^4} = 54 -$$

$$D_2 = 36,7 \text{ mm}$$

#### 4.3 Calcul de l'arbre de sortie 5 :

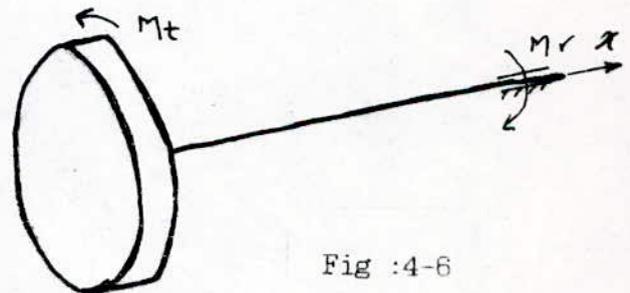


Fig :4-6

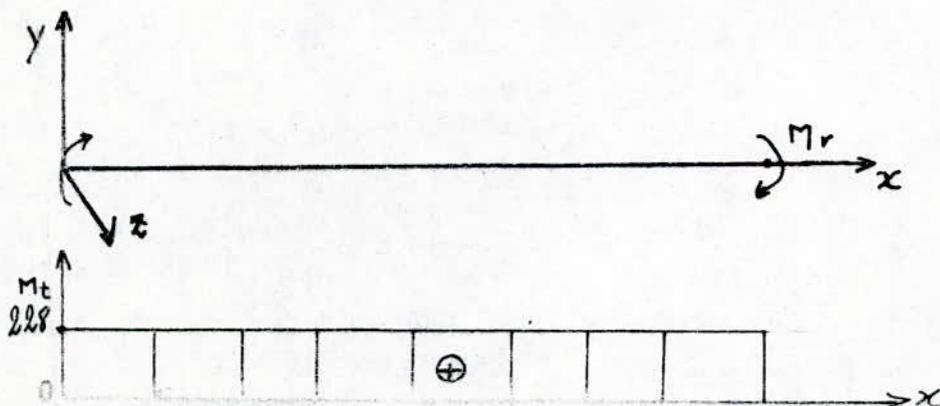


Fig :4-7

Force tangentielle :

$$F_{t5} = \frac{C}{q d_p/2} = \frac{150}{3 \cdot 52,5 \cdot 10^{-3}} = 952,38$$

$$F_{x5} = F_{t5} \operatorname{tg} \beta = 549,86 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \beta = 400,26 \text{ N}$$

Estimation du poids

$$m = V = 7,5 \cdot 10^3 \left( \frac{\pi}{4} (30)^2 \cdot 185 \cdot 10^{-9} + \frac{\pi}{4} (120^2 - 110^2) \cdot 30 \cdot 10^{-9} + \frac{\pi}{4} (110)^2 \cdot 5 \cdot 10^{-9} \right)$$

$$m = 1,744 \text{ Kg}$$

le poids  $p = m g = 17,01 \text{ N}$  est négligeable devant les Forces mises en jeu.

le dimensionnement s'effectue à la première vitesse, pour un couple maximal amplifié par le rapport de réduction.

$$N = 2500 \operatorname{rapl} = 2500 \cdot 0,3906 = 1645 \text{ [tr/mn]}$$

$$M_t = 150/0,3906 = 228 \text{ [N.m]}$$

$$\tau_{\max} = \frac{M_t}{W_p}$$

$$p = \frac{\pi D^4}{32 D/2} = \frac{\pi D^3}{16}$$

- 55 -

$$\text{d'ou : } D_{\min} = \frac{16 M_t}{\pi \tau_{\text{adm}}}$$

$$\tau_{\text{adm}} = 735/3 \text{ k} = 83,5 \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad K=2,2$$

$$D_{\min} = 24 \text{ mm} \quad \text{on adopte un diamètre normalisé } D = 25 \text{ mm}$$

$$D_{\min} = 39 \text{ mm (calculé à la déformation angulaire limite de } 2/3 \text{ [}^\circ\text{/m])}$$

- 55 -

#### 4.4 Calcul des arbres à la résistance au flambage : [11]

les systèmes en compression sont sollicités au flambage, c'est à dire l'instabilité pour des forces dépassants un certain niveau. bien qu'elles soient en general inferieur aux forces limites de compression .

pour des elancements  $\lambda = \frac{l}{\rho} < 8$  les systemes ne sont pas sollicités au flambage.

$$\rho = \left( \frac{I}{S} \right)^{1/2} : \text{rayon de giration .}$$

$I = \pi d^4/64$  : moment d' inertie par rapport à un axe perpendiculaire.

$S = \pi d^2/4$  : aire de la section droite.

Si  $\lambda > \lambda_e$  avec  $\lambda_e = \pi \frac{E}{\sigma_p}$  : elancement d'Euler

$E$ : module d'young  $E = 2,07 \cdot 10^5$  [N/mm<sup>2</sup>]  
 $\sigma$ : limite elastique à la compression .

on utilise la formule d' Euler

$$N_c = \frac{\pi^2 E I}{l^2} \quad l: \text{longueur de l'arbre} \quad (4.8)$$

Si  $\lambda < \lambda_e$  on utilise la formule de rankine

$$N_c = \frac{\sigma_p}{\left( 1 + \frac{\sigma_p}{\pi} \right)^2} \quad (4.9)$$

$$N_{adm} = \frac{N_{cr}}{s}, \quad s=1,66 \text{ pour les aciers (coefficient de sécurité)} \quad (4.10)$$

##### 4.4.1 Calcul de l'arbre l :

$$E = 2,07 \cdot 10^5 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$I = \pi (D^4 - d^4)/64$$

$$\sigma_p = 100 \text{ [daN/mm}^2\text{]}$$

$$\lambda_e = \sigma \quad 2,07 \cdot 10^5 / 1000 = 45,2$$

$$\beta = 195/29$$

$$\lambda = 36,2 > 8$$

$$N_c = \frac{1000}{1 + \frac{1000}{\pi^2 \cdot 2,07 \cdot 10^5} (36,2)^2} = 609,22 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$N_{adm} = N_c / s = 367,00 \text{ [n/mm}^2\text{]}$$

$$F_x = 4330,14 \text{ N}$$

$$S = \pi(D^2 - d^2)/4 = 263,90 \text{ mm}^2$$

$$\Rightarrow \sigma_{xmax} = 16,4 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

la contrainte maximale de compression est de loin inferieure à la contrainte admissible, ce qui exclue la possibilité de flambage de l'arbre .

#### 4.4.2 Calcul de l'arbre 2 :

$$I = \pi (30^4 - 20^4)/64 = 31906,8 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_p = 1000 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$S = \pi(D^2 - d^2)/4 = 392,70 \text{ mm}^2$$

$$\beta = 9,01$$

$$\lambda = 100/9,01 = 11,09 > 8$$

$$\lambda_e = \pi \left( \frac{2,07 \cdot 10^5}{1000} \right)^{1/2} = 45,2$$

$\lambda_e > \lambda$  on utilise donc la methode de Rankine

$$N_c = \frac{1000}{1 + \frac{1000}{\pi^2 \cdot 2,07 \cdot 10^5} (11,09)^2} = 943,22 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\text{or } F_x = 2521,65 \text{ N}$$

$$\sigma_x = 6,42 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_x \ll \sigma_{adm} = N_c / 1,66 = 568,2 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

L'arbre n'est donc pas sollicité au flambage .

#### 4.4.3 Arbre de sortie :

$$I_5 = \pi D^4/64 = 39760,78 \text{ mm}^4$$

$$S = \pi D^3/4 = 706,85 \text{ mm}^3$$

$$\lambda = l/\rho = 195/7,5 = 26 > 8 \quad \lambda < \lambda_e$$

$$N_c = 751,38 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$N_{adm} = 452,63 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_x = Fx/S = 1649,58/706,86 = 2,33$$

$\sigma_x \ll N_{adm}$  donc l'arbre de sortie n'est pas sollicité au flambage.

#### 4.5 Calcul des cannelures :

L'utilisation des cannelures permet la transmission d'efforts importants, avec une meilleure précision de centrage, que celle obtenue par clavette.

Le calcul des cannelures est basé sur la condition de résistance au contact.

$$\sigma_c = \frac{M_t}{K.R_m.l.S.n} < \sigma_{adm} \quad (4.11)$$

- avec
- $\sigma_{adm}$  : contrainte de compression.
  - $M_t$  : couple maximal transmis.
  - $K$  : coefficient de sécurité 0,75 ou 1.
  - $R_m$  : rayon moyen des cannelures [mm].
  - $S$  : surface d'une dent commune à l'arbre et à l'alésage [mm<sup>2</sup>/mm].
  - $n$  : nombre de cannelures.
  - $l$  : longueur de contact entre l'arbre et le moyeu cannelés.

on a  $S = 7,2 \text{ mm}^2/\text{mm}$

on prend  $K = 0,75$

calcul des cannelures de l'arbre 1:

$$M_t = 150.10^3 \text{ [N.mm]}$$

$$\sigma_{adm} = 14 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$R_m = \frac{1+9}{2} = 8,5 \text{ mm}$$

$n = 6$  (serie moyenne)

$S = 7,2 \text{ mm}^2/\text{mm}$  (serie moyenne)

La longueur minimale est :

$$l_{min} = \frac{M_t}{K.R_m.S.n \sigma_{adm}} = 38,90 \text{ mm}$$

#### 4.5.1 Calcul des cannelures de l'arbre de sortie

$$M_t = 150.10^3 \text{ [N.m]}$$

$$\sigma_{adm} = 14 \text{ [ N/mm}^2\text{]}$$

$$R_m = \frac{14+12,5}{2} = 12,75$$

$n = 6$

$S = 9,5$  } serie moyenne

La longueur minimale est :

$$l_{min} = \frac{M_t}{K.R_m.S.n \sigma_{adm}} = 19,65 \text{ mm}$$

#### 4.6 Dimensionnement des axes de satellites

Ils ne sont sollicités qu'à la flexion dans les plans xoy et xoz, il n'y a pas de torsion ni de compression ou de traction

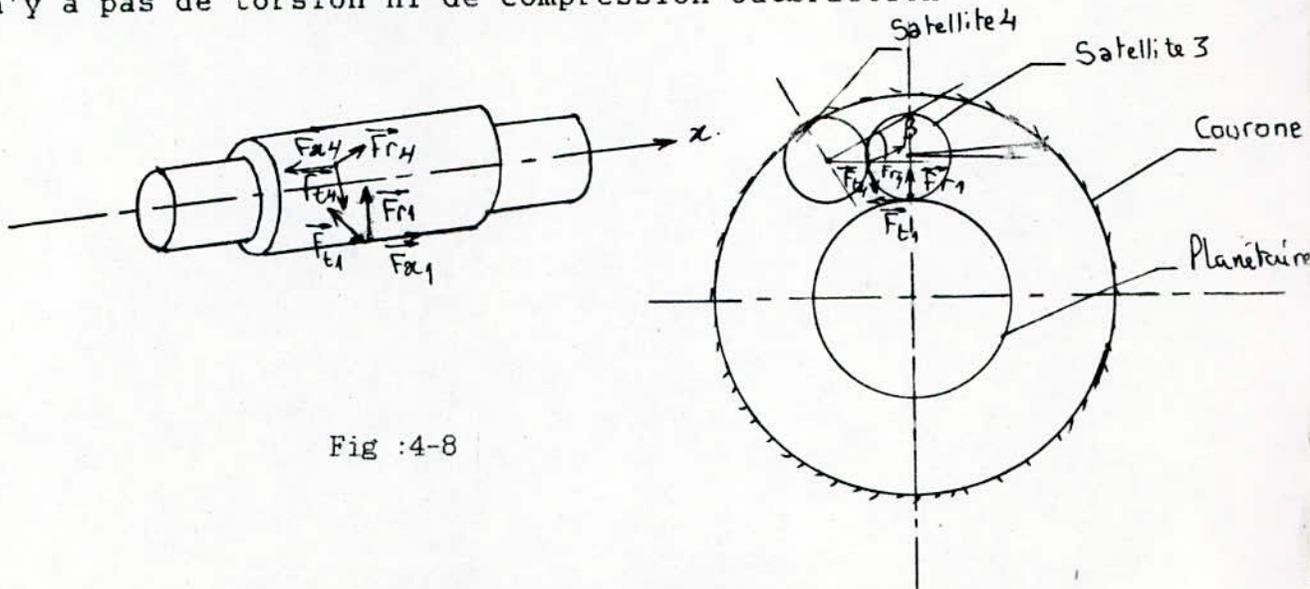


Fig : 4-8

le calcul des angles  $\alpha$  et  $\beta$  : par combinaison géométrique nous donne:

$$\alpha = 2,87^\circ$$

$$\beta = 26,7^\circ$$

$$F_t = 2500 \text{ N}$$

$$F_t = 856,18 \text{ N}$$

$$\text{Moment } M_{z1}: F_{x1}r_3 - F_{x4}r_3 \sin(\alpha)$$

$$F_{x4} = F_x$$

$$M_{z1} = 17,14 \text{ N.m}$$

Moment  $M_y$  :

$$M_y = F_x r_3 \cos \alpha = 18,04 \text{ Nm}$$

Etude suivant le plan yox

$$F_y = F_r = F_r \sin \alpha - F_{t4} \cos \alpha$$

$$F_y = -1683,55 \text{ N}$$

force centrifuge

$$F = m \cdot [\pi N / 30]^2 \cdot R$$

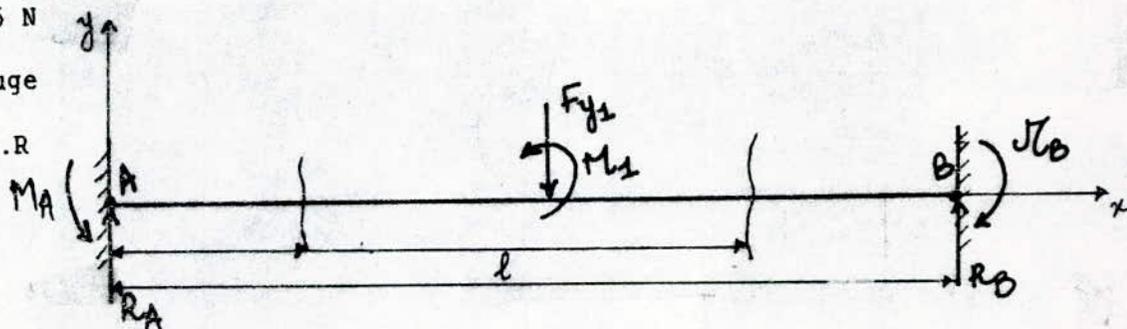


Fig : 4-9

$$U_{MF} = \int_0^l \frac{1}{2EI} \cdot M_{fz}^2(x) \cdot dx \quad (4.12)$$

$$\frac{\partial U_{MF}}{\partial M_A} = \theta_A, \text{ Théorème de Castigliano} \quad (4.13)$$

Encastrement  $\Rightarrow \theta_A = 0$   
 $0 < x < 1/2$

$$M_{fz1}(x) = -M_A + R_A \cdot x \quad \frac{\partial M_{fz}}{\partial M_A} = -1$$

$$1/2 < x < l$$

$$M_{fz1}(x) = -M_A + R_A \cdot x - F_1(x-1/2) \quad \frac{\partial M_{fz}}{\partial M_A} = -1$$

$$\frac{\partial U_{MFZ}}{\partial M_A} = -\frac{1}{EI} \int_0^{1/2} M_{fz}(x) \frac{\partial M_{fz}}{\partial M_A} dx + \frac{1}{EI} \int_0^{1/2} M_{fz} \frac{\partial M_{fz}}{\partial M_A} dx = 0 \quad (4.14)$$

$$\Rightarrow \int_0^{1/2} [-M_A + R_A x] dx + \int_0^{1/2} [-M_A + R_A x - F_1(x-1/2)] dx = 0$$

on obtient

$$-M_A + \frac{R_A l^2}{2} - \frac{F_1 l^2}{8} = 0$$

d'ou

$$-F_1 + R_A + R_B = 0 \quad \text{1ere Eq.}$$

$$M_A - M_B - F_1 \cdot 1/2 + R_B \cdot l = 0 \quad \text{2eme Eq.}$$

$$R_A = R_B \quad \text{3eme Eq.}$$

$$-M_A + R_A l^2/2 - F_1 l^2/8 = 0 \quad \text{4eme Eq.}$$

de (1) et (3) on a :  $R_A = F_1/2$

$$R_B = F_1/2$$

de (4) on a :  $M_A = (F_1/4) \cdot l - (F_1/4) \cdot 8 = (F_1/8) \cdot l$

de (2) on a :  $M_B = M_A + F_1 l/2 - F_1 l/2 = F_1 l/8$  (vérifie la symétrie)

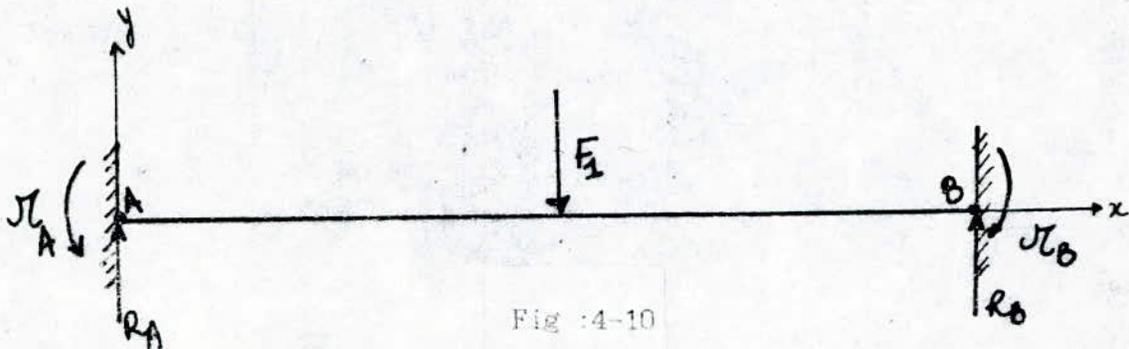


Fig : 4-10

$\Sigma F/y = R_A - R_B = 0$  d'ou  $R_A$  1ere Eq.

$\Sigma M/A = M_A + M_1 - M_B - R_B l = 0$

on a deux équations et une inconnue , le système est donc hyperstatique d'ordre 2

encastrement

$$\frac{\partial U_{MFZ}}{\partial M_A} = \theta_A = 0 \qquad \frac{\partial U_{MFZ}}{\partial R_A} = \delta_A = 0 \qquad (4.15)$$

$$0 < x < l/2$$

$$M_{fz}(x) = -M_A + R_A x \qquad \frac{\partial M_{fz}}{\partial M_A} = -1 \qquad \frac{\partial M_{fz}}{\partial R_A} = x$$

$$l/2 < x < l$$

$$M_{fz}(x) = -M_A + R_A x - M_1 \qquad \frac{\partial M_{fz}}{\partial M_A} = -1 \qquad \frac{\partial M_{fz}}{\partial R_A} = x$$

$$\frac{\partial U_{MFZ}}{\partial M_A} = \frac{1}{EI} \int_0^{l/2} (-M_A + R_A x) dx + \int_{-l/2}^l (-M_A + R_A x - M_1) dx = 0$$

on obtient:

$$-M_A + R_A l/2 - M_1/2 = 0 \qquad 3eme Eq.$$

$$\frac{\partial U_{MFZ}}{\partial R_A} = \frac{1}{EI} \int_0^{l/2} (-M_A + R_A x) x dx + \int_{-l/2}^l (-M_A + R_A x - M_1) x dx = 0$$

on obtient:

$$M_A/2 + R_A/3 - 3M_1/8 = 0 \qquad 4eme Eq.$$

en combinant : (3) et (4) on obtient:

$$R_A = 3/2 (M_1/l) = R_B$$

$$\text{de } 4 M_A = 3/2(M_1/2) - M_1/2 = M_1/4$$

$$M_B = M_A + M_1 - R_B l = -1/4 M_1$$

on combinant l'effet des 2 sollicitations ( $F_1$  et  $M_1$ ) on obtient les réactions suivantes :

$$R_A = F_1/2 + 3/2 (M_1/l) = 1575,92 \text{ N}$$

$$R_B = F_1/2 - (3/2)M_1 = 107,6 \text{ N}$$

$$M_A = F_1 L/8 + M_1/4 = 11,65 \text{ N.m}$$

$$M_B = F_1 l/8 - (1/4)M_1 = 3,08 \text{ N.m}$$

$$0 < x < l/2$$

$$M_fz(x) = -M_A + R_A x$$

$$0 < x < l/2$$

$$M_fz(x) = -M_A + R_A x - M_1 - F(x - l/2)$$

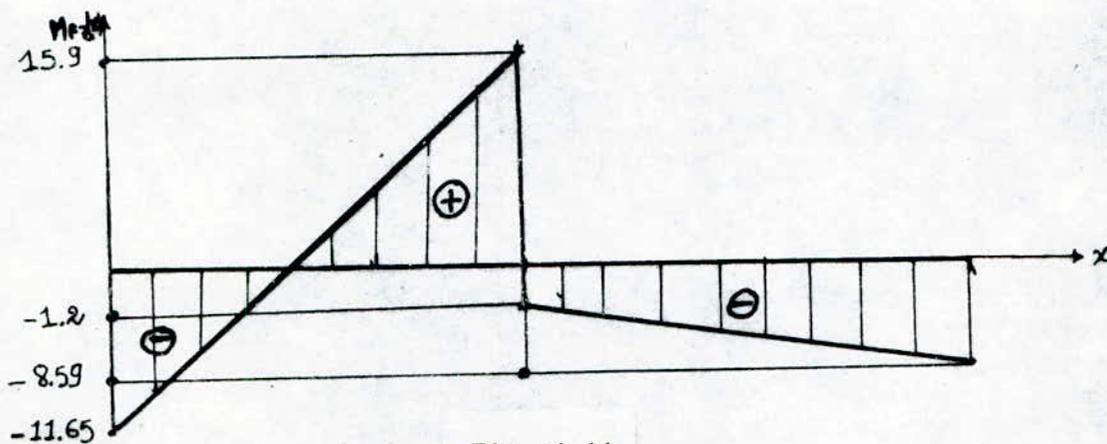


Fig :4-11

Suivant (ZOx)

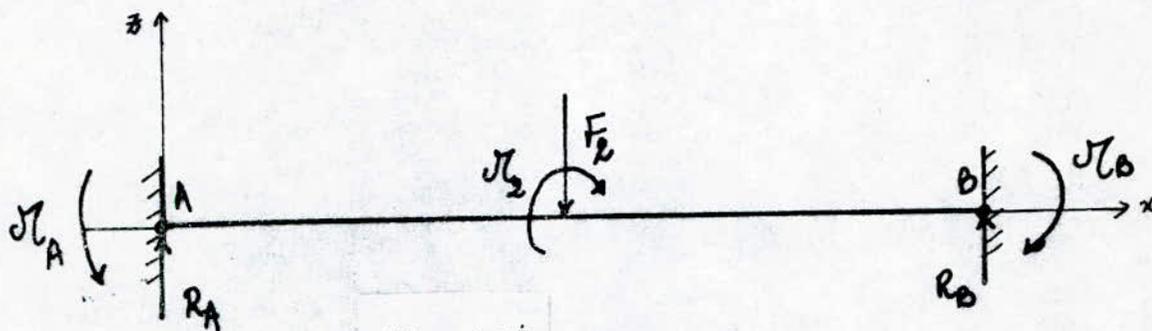


Fig :4-12

$$F_z = F_2 = +1519,70 \text{ N.m}$$

$$M_2 = M_y = 18,04 \text{ N.m}$$

Equation d'équilibre:

$$\Sigma F_x = 0$$

$$\Sigma F_z = R_A + R_B - F_2 = 0$$

d'après le calcul suivant (xoy) on a par analogie:

$$R_A = R_B = F_2/2$$

$$M_A = F_1 L/8$$

$$M_B = F_1 L/8$$

$$\Sigma F = 0 \quad -R_A + R_B = 0 \Rightarrow R_A = R_B$$

$$\Sigma M/A = 0 \Rightarrow -M_A - M_2 + M_B + R_B l = 0$$

2 Equations. et 4 inconnues système hyperstatique d'ordre 2

$$0 < x < l/2$$

$$M_{fy} = +M_A - R_A x \quad \frac{\partial M_{fy}}{\partial M_A} = +1 \quad \frac{\partial M_{fy}}{\partial R_A} = -x$$

$$0 < x < l/2$$

$$M_{fy} = +M_A - R_A x + M_2 \quad \frac{\partial M_{fy}}{\partial M_A} = +1 \quad \frac{\partial M_{fy}}{\partial R_A} = -x$$

$$\int_0^{1/2} (+M_A - R_A x) dx + \int_{1/2}^1 (+M_A - R_A x + M_2) dx = 0$$

$$+M_A l - R_A l^2/2 + M_2 l/2 = 0 \quad \text{3eme Eq.}$$

$$\int_0^{1/2} (+M_A x - R_A x^2) dx + \int_{1/2}^1 (M_A x - R_A x^2 + M_2 x) dx = 0$$

on obtient

$$+M_A (l/2) - R_A (l^3/3 + M_2 (3l^2/8)) = 0$$

$$\begin{aligned} \rightarrow R_A &= R_B && \text{1ere Eq.} \\ M_A - M_2 + M - R_B l &= 0 && \text{2eme Eq.} \\ +2M_A - R_A l + M_2 &= 0 && \text{3eme Eq.} \\ +M_A/2 - R_A l/3 + 3M_2/8 &= 0 && \text{4eme Eq.} \end{aligned}$$

de (3)  $M_A = R_A l/2 - M_2/2$

de (4)  $R_A l/4 - M_2/4 - R_A l/3 + 3M_2/8 = 0$

d'où

$$R_A = 3/2(M_2)$$

$$R_B = 3/2(M_2)$$

$$M_A = 3/2 M_2 - M_2/2 = 1/4(M_2)$$

$$M_B = M_A + M_2 - R_B l = -M_2/4$$

On combinant les deux sollicitations on obtient:

$$M_2 = 18,04 \text{ N.m}$$

$$F_2 = 1519,70 \text{ N}$$

$$R_{A \text{ tot}} = F_2/2 - 3/2(M_2/l) = -13,29 \text{ N}$$

$$R_{B \text{ tot}} = F_2/2 + 3/2 M_2/l = 1538,00 \text{ N}$$

$$M_A = F_2 l/8 - M_2/4 = 2,13 \text{ N.m}$$

$$M_B = F_2 l/8 + M_2/4 = 11,16 \text{ N.m}$$

$$0 < x < l/2$$

$$l/2 < x < l$$

$$M_{fy}(x) = -M_A + R_A x$$

$$M_{fy}(x) = -M_A + R_A x + M_2 - F_2(x - l/2)$$

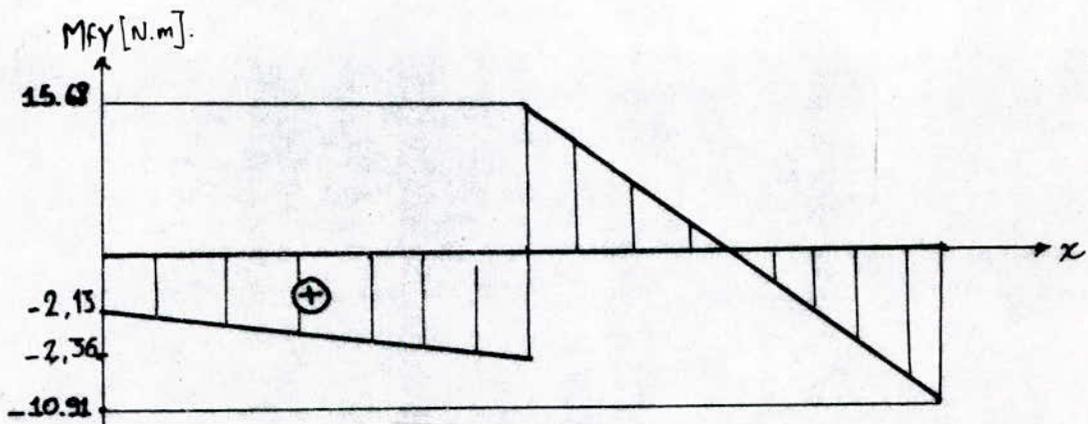


Fig :4-13

$$M_{feq}(x) = (M_{fz}^2(x) + M_{fy}^2(x))^{1/2}$$

La section dangereuse est pour  $x=1/2$

$$M_{fz}(1/2) = 15,93$$

$$M_{fy}(1/2) = 15,68$$

$$M_{feq} = 22,35 \text{ N.m}$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{feq}}{\frac{\sqrt{\rho}}{32} \pi d^3 / 32}$$

$$d_{min} = \left( \frac{32 M_{feq}}{\pi \sigma_{adm}} \right)^{1/3}$$

On prend comme matériau, l'acier 4CAD 6-12 dont la limite élastique est :  $R_e = 880 \text{ N/(mm)}^2$ .

d'où la constante admissible  $\sigma_{adm} = R_e/2 = 440 \text{ N/(mm)}^2$

$$d_{min} = \left( \frac{32 \cdot 22,35}{\pi \cdot 440} \right)^{1/3}$$

$$d_{min} = 8,02 \text{ mm}$$

suivant l'encombrement on peut choisir un matériau ou un autre pour avoir un diamètre minimal réduit.

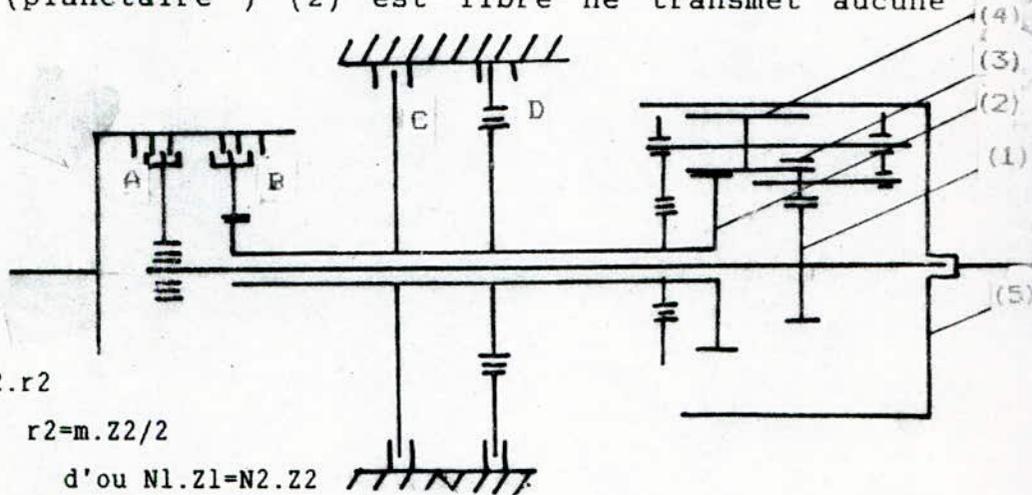
# CHAPITRE CINQ

CHAPITRE 5  
ETUDE CINEMATIQUE :

5.1 première vitesse: l'embrayage A étant serré, il transmet le mouvement au planétaire (1), qui est animé de ce fait d'un mouvement de rotation; sa vitesse est celle de la turbine du convertisseur.

- le porte satellite est fixe .
- la couronne dans le sens ( avant ) .
- le pignon (planétaire ) (2) est libre ne transmet aucune puissance .

Fig :5-1



On a:  $Vtg = \omega_1 \cdot r_1 = \omega_2 \cdot r_2$

$$r_1 = m \cdot Z_1 / 2 \quad r_2 = m \cdot Z_2 / 2$$

$$\omega_1 = \pi \cdot N_1 / 30 \quad \text{d'ou } N_1 \cdot Z_1 = N_2 \cdot Z_2$$

puisque le porte satellite est fixé le mouvement de rotation du système est simple [pas de rotation relative] le rapport de transmission est :

$$N_1 \cdot Z_1 = (-1)^n \cdot N_3 \cdot Z_3 \quad [ \text{vitesse tangentielle entre (1) et (2) } ] \quad n=1$$

$$N_3 \cdot Z_3 = (-1)^{n+1} \cdot N_4 \cdot Z_4 \quad [ \text{vitesse tangentielle entre (3) et (4) } ] \quad n=1$$

$$N_4 \cdot Z_4 = (-1)^{n+2} \cdot N_5 \cdot Z_5 \quad [ \text{vitesse tangentielle entre (4) et (5) } ] \quad n=2$$

$$N_1 Z_1 = -N_3 \cdot Z_3 = N_4 \cdot Z_4 = N_5 \cdot Z_5$$

$$N_5 / N_1 = Z_1 / Z_5 = 25 / 64 = 0,3906$$

le rapport est  $N_5 / N_1 = 0,3906$

5.2 Deuxième vitesse :

- l'embrayage A est serré, (1) tourne .
- C immobilisé le planétaire (2).
- le porte satellite est mobile .
- les satellites sont mobile (3) et (4) .

le mouvement du porte satellite, entraîne l'existence de mouvement composé des satellites (4) et (3), qui tourne autour de leur axe (mouvement relatif), et aussi autour de l'axe du porte satellite qui est celui du planétaire (1) et (2).

vitesse de rotation du porte satellite :  $\omega_p$

$\omega_r$  : vitesse relative de l'élément.

$\omega$  : vitesse absolue de l'élément.

$$\omega_{r1} = \omega_1 - \omega_p$$

$$\omega_{r3} = \omega_3 - \omega_p$$

$$\omega_{r2} = \omega_2 - \omega_p = -\omega_p \quad \text{car} \quad \omega_2 = 0$$

$$\omega_{r4} = \omega_4 - \omega_p$$

$$\frac{\omega_{r1}}{\omega_{r3}} = \frac{-Z_3}{Z_1} = \frac{\omega_1 - \omega_p}{\omega_3 - \omega_p} ; \quad \frac{\omega_{r2}}{\omega_{r4}} = \frac{-Z_4}{Z_2} = \frac{-\omega_p}{\omega_4 - \omega_p}$$

$$\frac{\omega_{r3}}{\omega_{r4}} = \frac{-Z_4}{Z_3} = \frac{\omega_3 - \omega_p}{\omega_4 - \omega_p} ; \quad \frac{\omega_{r5}}{\omega_{r3}} = \frac{Z_3}{Z_5} = \frac{\omega_5 - \omega_p}{\omega_3 - \omega_p}$$

en combinant ces relations (tout calcul fait) on obtient :

$$\frac{\omega_5}{\omega_1} = \frac{N_5}{N_1} \frac{Z_1}{Z_5} \frac{Z_5 + Z_2}{Z_1 + Z_2} \frac{Z_5}{Z_3} \frac{64 + 32}{25} = 0,65789$$

### 5.3 troisième vitesse :

A est embrayé (1) tourne .

B est embrayé (2) tourne à la même vitesse que (1) .

le train épicycloïdale est bloqué on a prise directe .

le rapport est :  $N_5/N_1 = 1$  .

### 3.4 Marche arrière :

l'embrayage B est serré ; (2) tourne .

l'embrayage A est libre ; (1) est libre de tourner a vide .

l'embrayage D est serré (6) est immobilisé ( porte satellite) .

$$\frac{\omega_2}{\omega_4} = \frac{-Z_4}{Z_2} = \frac{\omega_4}{\omega_5} = \frac{Z_5}{Z_4}$$

$$\frac{\omega_2}{\omega_4} = \frac{\omega_4}{\omega_5} = \frac{-Z_4}{Z_1} = \frac{Z_5}{Z_4} = \frac{-Z_6}{Z_2}$$

$$\frac{N_5}{N_2} = \frac{\omega_5}{\omega_2} = \frac{-Z_2}{Z_5} \qquad \frac{N_5}{N_2} = \frac{32}{64} = 0,5$$

Le rapport est :  $N_5 / N_1 = 0.5$  .

1057

# CHAPITRE SIX

## CHAPITRE 6

### ETUDE DES PRINCIPAUX ORGANES DE LA B.V.A

#### 6.1 - Embrayage

L'embrayage est un organe de transmission de mouvement de rotation monté entre deux arbres coaxiaux susceptibles de tourner à des vitesses différentes .

Son rôle est en principe d'accoupler à volonté ces deux arbres il est constitué essentiellement de deux parties dont chacune est solidaire en rotation de l'un des deux arbres et capable d'exercer sur l'autre un couple dont le moment a une valeur donnée.

Le mécanisme d'entrée d'énergie est dit mécanisme menant celui qui reçoit l'énergie est dit mécanisme mené.

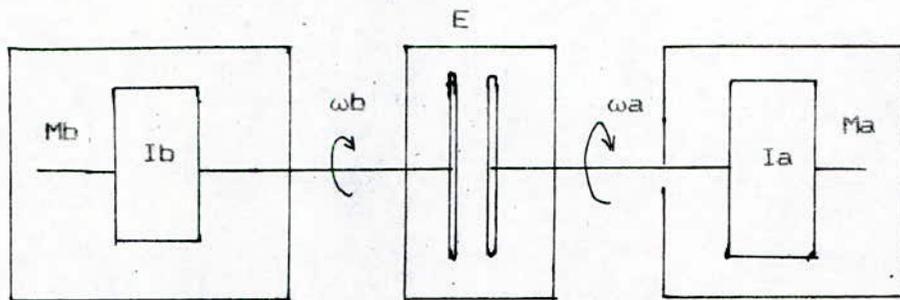


Fig :6-1 . Schema technologique de l'embrayage

1. le mécanisme menant Mb exerce en régime établi un couple moteur  $C_m$  sur le mécanisme mené , qui de son côté réagi par un couple résistant au régime établi.

$$\text{Equation du mouvement on a : } C_e = C_b + I_b \frac{d\omega_b}{dt} \quad (6.1)$$

$C_e$  : couple d'embrayage

#### materiaux:

Les garnitures en papier sont des composites légers et poreux constitués de fibres non orientées ( cellulose - amiante - autres fibres minérale on organiques ).

Elles sont imprégnées de faible quantités de résine phénolique, et contenant diverses charges; telle que des abrasifs ou du graphite. Les garnitures papier sont collées sur des supports métalliques, et ont en général des épaisseurs faibles (0,3 à 1mm ).

Les métaux frittés sont généralement des bronzes ou des mélanges complexes de cuivre, d'acier, d'étain et autre; frittés avec des additions d'abrasifs (silice) de lubrifiant ( graphite).

- fonctionnement du couple de friction: on a trois formes distinctes de fonctionnement selon la distance entre les deux parties du couple de friction.

- a) phase d'approche : dans cette phase, alors que la garniture et les contre matériaux ne se touchent pas encore le couple d'entraînement provient de la résistance au cisaillement de la couche d'huile, qu'elles enferment avec un effet hydrodynamique dû au irrégularité de forme .

b) phase intermédiaire : lorsque la distance interface diminue mais que la vitesse relative des deux parties reste élevées, la réaction provient d'un phénomène mixte hydraulique et mécanique .

c) phase finale : lorsque les deux parties sont en contact physique étroit, et que la vitesse relative devient de plus en plus faible, l'entraînement provient alors d'un phénomène essentiellement mécanique proche du frottement sec . [14]

puissance surfacique:	150 _ 250 W/Cm2	: metal fritté .
	100 _ 120 W/Cm2	: garniture en papier.

#### - embrayage multidisques :

Il comporte une succession de disque , solidaire alternativement à l'organe menant , et à l'organe mené de l'embrayage . ce type de mécanisme permet d'obtenir des couples très élevé, avec des volumes d'encombrement, et donc des diamètres

réduits; ce qui représente un grand avantage pour l'application dans certaines machines.

Les matériaux utilisés pour la friction sont: acier / papier dont le coefficients de la fortement, est de l'ordre de 0,10 à 0,13 avec une pression d'appui de 1 à 2,5 MPa .

La température moyenne de l'huile au fonctionnement est de l'ordre de 100 °C et ne doit pas dépasser 140 °C .

Le contact entre les surface, se fait en présence de l'huile pour l'évacuation de la chaleur dégagée .

le débattement des disques et de l'ordre de 0,2 à 0,3mm .

#### 6.1.2 calcul d'embrayages:

ri: rayon intérieur de l'embrayage .

re: rayon extérieur .

pa: pression admissible .

p: pression d'embrayage .

s: surface d'un disque .

La force élémentaire appliquée par unité de surface ds est :

$$dF = P ds \quad \text{avec } ds = 2\pi r dr \quad (6.2)$$

La force de frottement élémentaire est :

$$dF_{fr} = n.f.dF$$

n: nombre de surface de contact .

f: coefficient de frottement

Le couple élémentaire transmis est :

$$\begin{aligned} dC &= r dF_{fr} = nP 2\pi r f r dr \\ \text{d'ou } C &= n \int_{r_1}^{r_2} 2\pi r^2 P f dr \\ C &= \frac{2}{3} n\pi f (r_2^3 - r_1^3) \end{aligned} \quad (6.3)$$

Des études approfondies, pour la recherche du rendement optimum en fonction du coefficient de frottement, de la matière utilisée ont montré que le rapport des rayons ri/re optimal est de l'ordre de : 0,7

On prend donc pour un calcul précis du couple transmis  $r_i/r_e = 0,7$

ce qui donne :

$$C = \frac{2}{3} n \pi p f r_e^3 (1 - 0,343)$$

$$\rightarrow C = n \pi / 12 \cdot p f D_e^3 (0,657)$$

$$\text{d'ou } D_e = 2,634 \sqrt[3]{\frac{C}{\pi p f n}} \quad (6.4)$$

On constate bien que le diamètre des disques est inversement proportionnel à la racine cubique du nombre  $n$  de surface de contact qui est fonction du nombre de disques le couple transmis est proportionnel à la puissance transmise

$$P_t = C \omega \quad \text{d'ou } C = P_t / \omega = 30 \cdot P_t / \pi N \quad (6.5)$$

avec  $N$  nombre de tour des disques au régime établi.

La surface de contact est :

$$S = n \cdot \pi / 4 \cdot (D_e^2 - D_i^2) \quad \text{avec } d_i \text{ diamètre intérieur.}$$

## 6.2 - Etude des ressorts: [11]

Un ressort est un organe mécanique, destiné à accumuler de l'énergie par déformation élastique.

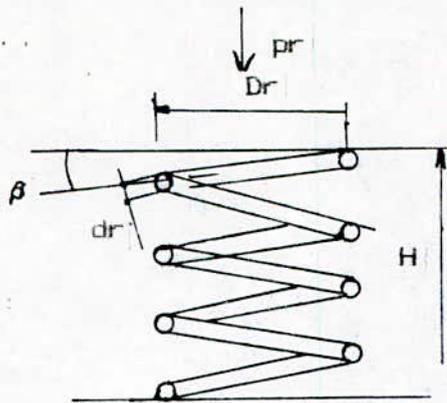
Pour des raisons d'encombrement, d'économie, ou pour optimiser le fonctionnement en régime dynamique, on est contraint à alléger les ressorts, ce qui conduit à faire travailler la matière au voisinage de sa limite élastique.

### Calcul des ressorts hélicoïdaux:

- les ressorts de ce type réalisent un déplacement par torsion du fil dont ils sont constitués.

$d_r$ : diamètre du fil de métal.

$D_r$ : diamètre du ressort c'est aussi le diamètre d'enroulement de l'hélice moyenne.



n : nombre de spires utiles (capable de se déformer) .  
 Pr : charge du ressort .  
 ho : hauteur à vide .

$C_r = P D / 2$  couple de torsion appliqué à la section B  
 Pr = effort tranchant

La section B subit une rotation d'angle  $\alpha$  tel que  $a D/2 = A_o A$   
 Ceci étant applicable pour chaque quart de spire du ressort  
 l'angle totale de torsion entre les 2 extrémités du fil est :

$$\theta = 4 n r \alpha$$

La diminution de la hauteur du ressort est :

$$\phi = \theta Dr / 2f \quad (6.6)$$

L'angle de torsion pour une barre de section circulaire dont une extrémité est soumise à un couple de torsion et l'autre extrémité fixe est :

$$\theta = \frac{M_t \cdot l}{G I_o} \quad (6.7)$$

$M_t$  : couple ou moment de torsion  
 $L$  : longueur de la barre (fil)  
 $I_o$  : moment d'inertie polaire  
 $G$  : coefficient de poisson

$$l = \pi D n / \cos \beta$$

$$I_o = \pi \cdot d^4 / 32$$

$$M_t = P D / 2$$

d'ou

$$\theta = \frac{P D / 2 \cdot \theta Dr n}{\pi d^4 / 32 G \cos \beta}$$

$$\Rightarrow \theta = \frac{16 p Dr^2 N}{G d^4 \cos \beta} \quad (8.9) \quad \text{or} \quad \phi = \theta \frac{d}{2}$$

d'ou

$$\phi = \frac{8 p D r^3 n}{G d^4 \cos \beta} \quad (6.9) \quad \cos \beta = 1 \quad ( \beta \text{ faible } )$$

La contrainte de torsion maximale :

$$\tau_{MAX} = \frac{M_t}{I_o/y} = \frac{p r . D r}{2 \pi D^4} = \frac{8 p D r}{\pi d r^3} \quad (6.10)$$

$$\frac{32 d r}{2}$$

d'ou

$$d r = \sqrt[3]{\frac{8 D r P r}{\pi \tau_{max}}} \quad (6.11)$$

$$n r = \phi G d r^4 / (8 . D^3 . P r) \quad (6.12)$$

La charge du ressort  $p r = 1,3 . \text{pr\u00e9sion} . S$  avec coefficient de s\u00e9curit\u00e9 de 1,3 .

#### Contrainte maximale:

Le ressort doit \u00eatre capable de supporter une charge accidentelle, qui bloque les spires les unes contre les autres .

Ce ci correspond \u00e0 la contrainte maximale de torsion :

$\tau_{max}$ : 60 \u2013 80 N/MM<sup>2</sup> pour l'acier

hauteur libre: c'est la hauteur \u00e0 charge nulle :

$H < 5D$  (par exp\u00e9rience) .

hauteur de bases :  $h_b = 1,5 . d r$  .

nombre totale de spires:  $N = n + 2$  .

coefficient de poisson  $G$  ( rigidit\u00e9 trans versale )

.  $G_{moy} = 80\,000$  N/mm<sup>2</sup> pour les aciers \u00e0 ressorts ronds .

.  $G_{moy} = 70\,000$  N/mm<sup>2</sup> pour les aciers inox ronds .

la rigidit\u00e9 du ressort:

$$K = \frac{P}{\phi} \quad (6.13)$$

### 6.3 - ETUDE DES ROULLEMENTS: [3]

L'utilisation des roulements en remplacement des paliers lisses (baques ou coussinets en bronze avec lubrification abondante) se justifie par le gain considérable, en puissance, c'est à dire la diminution du frottement, bien que l'utilisation des paliers reste justifiée dans certaines conditions. on peut citer aussi : portance élevée par unité de longueur du roulement.

- exigence réduite d'entretien et de l'ubrication.
- ne nécessite pas l'emploi de métaux non ferreux. ainsi que la réduction de l'exigence de traitement thermique, et matériaux spéciaux sur les arbres.
- interchangeabilité facile et à prix intéressant, grâce à une normalisation internationale très poussée.

Comme inconvénients on cite:

- encombrement important.
- faible amortissement des vibrations.
- diminution de la longivité aux grandes vitesses de rotation.

Les roulements sont répartis en deux catégories principales : les roulements radiaux et les butées, qu'on distingue par la valeur de l'angle de contact, qui est l'angle entre la ligne d'action de la charge (sur un élément roulant), et le plan perpendiculaire à l'axe du roulement.

$\alpha$  contact  $< 45^\circ$                       **Roulements radiaux .**

$\alpha$  contact  $> 45^\circ$                       **butées .**

$$\delta = c Q^{2/3} \quad (\text{d'après Hertz}) \quad (6.14)$$

$$Q = 5 F_r / Z \quad \begin{array}{l} Q_0: \text{charge maximale exercé sur une bille avec} \\ Q_0 = mb (F_r / Z) \end{array}$$

$$mb = Z / (1 + 2 \sum_{i=1}^n \cos^{5/2} \alpha_i) \quad (6.15)$$

avec Z : nombre de billes (10-20)  
Fr : charge verticale.

$$\text{Pour un contact dolique on a } Q_0 = mb (F_r / Z \cos \alpha) \quad (6.16)$$

avec  $\alpha$  : angle de contact .

si  $F_r=0$   $Q_0 = F_a/Z \cos\alpha$   $F_a$ : Force axiale .

Pour les roulements à rouleaux:

$$Q_0 = m_r = Z / (1 + 2 \sum_{i=1}^n \cos^2(i.)) \quad (6.17)$$

si  $\alpha = 0 \Rightarrow Q_0 = m_r \cdot F_r / (Z \cdot \cos\alpha)$

- l'inverse du rayon réduit est  $r_0 = 4/DW \pm 1/R - 1/r$  (roulement à billes)

où DW : diamètre de la bille .

R : rayon de la bague extérieur (+) (intérieur (-)) .

r : rayon de courbure du chemin déroulement .

$r < 0,52 DW$  pour la bague extérieure .

$r < 0,53 DW$  pour la bague intérieure .

$r_0 = 2/DW_r \pm 1/R$  (Roulement à rouleaux) .

DW r diamètre du rouleau.

R: rayon de la bague intérieur (+) . extérieur (-).

#### 6.4.1- contraintes sur les surfaces de contact:

1- roulements à billes :

$$\sigma_{\max} = \frac{1}{2\pi \xi \xi_b} \cdot \left( \frac{3 E^2 Q r_0^2}{(1-\nu^2)^2} \right)^{1/2} \quad \text{contrainte de contact maximale} \quad (6.18)$$

$r_0$ : calculer après formule précédente.

$\xi$  et  $\xi_b$  tirés du tableau VII page 221 [3].

2- Roulement à rouleaux:

$$\sigma_{\max} = \left( \frac{E}{2\pi(1-\nu^2)} \cdot \frac{Q r_0}{1} \right)^{1/2} \quad (6.19)$$

$r_0$ : formule précédente .

E: module de young .

$\nu$ : coefficient de position .

l: longueur des rouleaux .

6.4.2 Sollicitations statique dans les roulements: on calcule la charge statique maximale d'un roulement, en utilisant comme facteur limitatif la contrainte de contact admissible:

$$\sigma_{\max} < \sigma_{\text{adm}}$$

La charge radiale maximale est donc:

1- roulement à billes (une rangée)

$$F_r = \frac{\sigma_{3\max} Z}{r^2_0} \cdot \frac{8 \cdot a^3 \cdot b \pi^3 (1-\nu^2)^2}{15 E^2} \cos\alpha \quad (6.20)$$

2- Roulement à rouleaux (une rangée):

$$F_r = \frac{\sigma_{\max} Z}{r_0} \cdot \frac{12 \pi (1-\nu^2)}{4,6 E} \cos\alpha \quad (6.21)$$

Z: nombre d'éléments roulants.

#### 6.4.3 Durée de vie d'un roulement:

C'est le nombre de tours ou d'heurs à vitesse constante, que le roulement effectue avant l'apparition des premiers signes de fatigue dans la matière de l'un des constituants; elle est propre à chaque type de roulement dans des conditions de fonctionnement données.

- La fatigue est matérialisée par la formation de craquelures qui produise un écaillage dans les surfaces de chemins de roulement ou des éléments roulants.

- La durée nominale est la durée de vie atteinte par 90% des roulements identique. La durée moyenne doit être égale 5 fois L. Le choix et le calcul des roulement est basé sur Lm.

ceci à cause du caractere statistique de la notion de durée de vie pour des roulements identiques.

- La durée de vie d'un ensemble de roulement est:

$$\frac{1}{L^e} = \frac{1}{L^{e_1}} + \frac{1}{L^{e_2}} + \dots = \sum_{i=1}^n \frac{1}{L^{e_i}} \quad (6.22)$$

- Calcul de la durée de vie nominale des roulements:

La formule expérimentale :

$$F_1 L_1^{1/p} = F_2 L_2^{1/p} = \text{cste} \quad (6.23)$$

avec  $F_1$ : charge appliquée au roulement .

$L_1$ : durée de vie normale en millions de tours .

$p=3$  roulement à billes .

$p=10/3$  roulement à rouleaux .

montre qu'a une charge élève correspond une durée plus courte et vice versa

$$\frac{L_1}{L_2} = \left( \frac{F_2}{F_1} \right)^P$$

Pour des sollicitations radiales et axiales on utilise la charge dynamique  $P = X V F_r + Y F_a$  (6.24)

X : facteur radial

Y : facteur axial

V : facteur de rotation ;  $V = 1.05/1.05$

donc :  $PL^{1/P} = C$  on  $L = \left( \frac{C}{P} \right)^P$  (6.25)

Pour exprimer la durée en h de fonctionnement on a :

$$L = 60 \cdot 10^{-6} L_h \cdot n \quad (6.26)$$

$L_h$  : durée de fctionnement en heures

n : vitesse de rotation en tr/mn.

d'ou :

$$L_h = \frac{10^6}{60 n} \left( \frac{C}{P} \right)^P \quad (6.27)$$

- pour les charge variable : La charge moyenne  $F_m$  est calculée par l'équation suivante :

$$F_m = \left( \frac{\sum (F_n^P N_n)}{L} \right)^{1/P} \text{ variation par parlier} \quad (6.28)$$

$F_n$  : charge constante pendant  $N_n$   $N_n$  tours

L : nombre total de tours

- Pour une variation quasi-linéaire : on utilise l'approximation suivante

$$F_m = 1/3 F_{min} + 2/3 F_{max} \quad (6.29)$$

- Capacité statique de base : cette charge est relative au système à l'arrêt. elle est déterminée par les équations suivantes:

1- roulement à billes:

$$C_{0r} = F_{0r} j Z D^2 W \cos \alpha$$

j: nombre de rangée de billes

$$F_{0r} = 0,2 \left( \frac{2}{\left(1 - \frac{D_{\omega}}{2r_i(e)}\right) \left(1 \pm \frac{D_{\omega}}{2R_i(e)}\right)} \right)^{1/2} \quad (6.30)$$

2- Butée à billes

$$\cos \alpha = F_{0a} Z D \omega^2 \sin \alpha \quad F_{0a} = 5 F_{0r}$$

3- Roulements à rouleaux:

$$C_{0r} = F_{0r} j Z L_{eff} D W_r \cos \alpha$$

$$\text{où } F_{0r} = \frac{2,628}{\left(1 \pm \frac{D_{\omega r}}{2R_i(e)}\right)^{1/2}}$$

4- Butées à rouleaux:

$$C_{0a} = F_{0a} Z l_{eff} D W_r \sin \alpha \quad (6.31)$$

$$F_{0a} = \frac{55,62}{\left(1 \pm \frac{D W_r}{2R_i(e)}\right)^{1/2}} \quad (6.32)$$

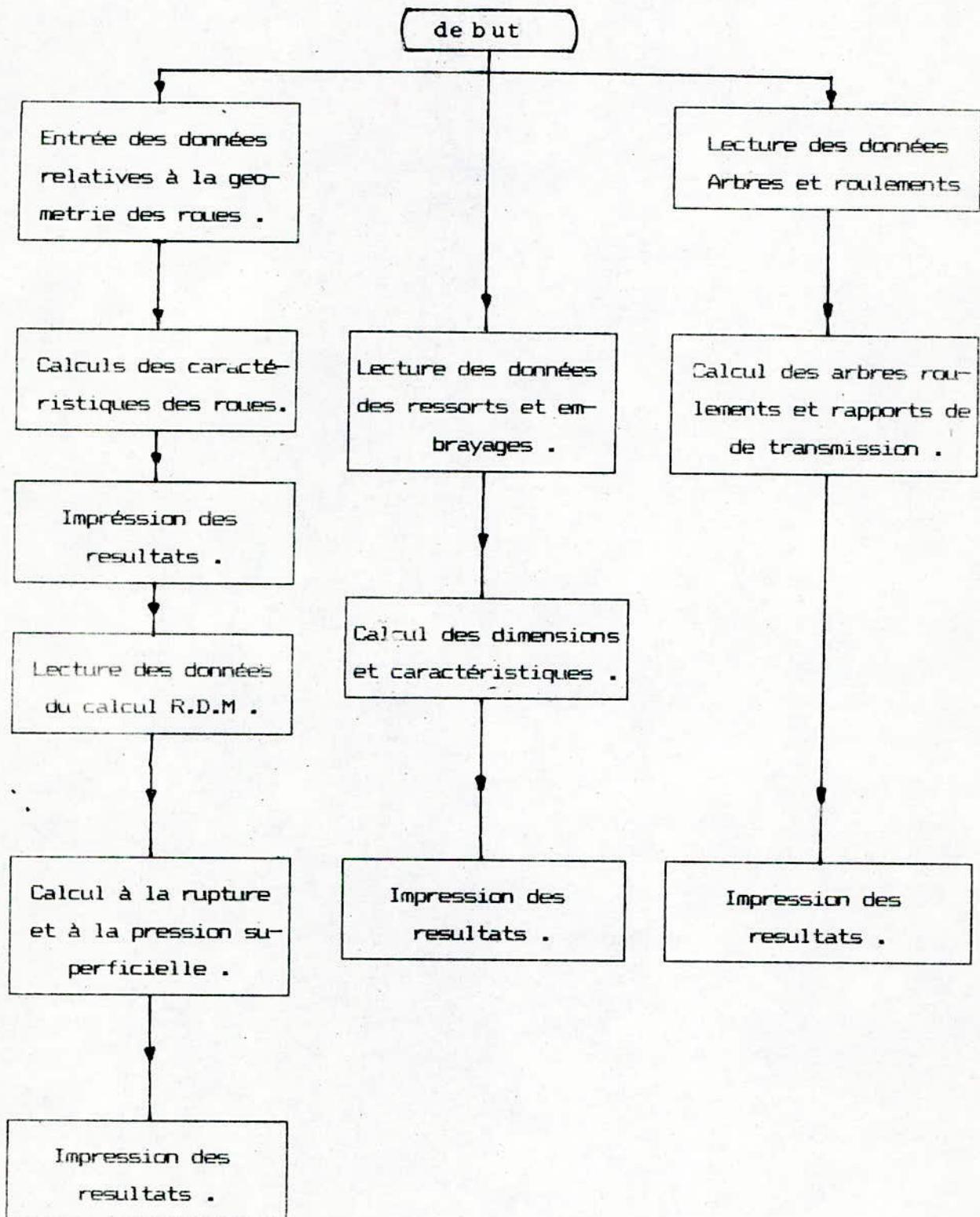
(+) bague intérieur

(-) bague extérieur

Les roulements protégés sont grisées à vie:

graisse on lithium  $T_{util} = -30 - 110^{\circ}C$

ORGANIGRAMME



les donnée pour le calcul des caracteristiques des roues :

$$\beta = 30$$

$$\alpha = 20$$

$$\text{nombre d'engrenages} = 5$$

$$\text{nombre d'engrenement} = 4$$

$$\text{nombre de dents (1,2,3,4,5)} = 25, 32, 15, 15, 64$$

$$\text{module réel } m_n = 2$$

$$\lambda (1,2,3,4,5) = 0.4, 0.65, 0.6, 0.55, 0.62$$

$$\text{largeurs des dentures} = 20, 15, 20, 35, 20$$

les données relatives au calcul à la pression superfcielle :

$$i = 1 : 5$$

$$\text{sig}h_l(i) = 120$$

$$u(i) = 0.05$$

$$z_n(i) = 1$$

$$z_l(i) = 1$$

$$k_a(i) = 1.25$$

$$k_v(i) = 1.04$$

$$k_{h\beta}(i) = 1.5$$

$$k_{h\alpha}(i) = 1.2$$

$$z_r(i) = 0.9$$

$$z_v(i) = 1.05$$

$$z_w(i) = 1.1$$

$$z_e(i) = 60$$

$$n_v(1) = 4000 \quad n_v(2) = 4000 \quad n_v(3) = 6400 \quad n_v(4) = 6400 \quad n_v(5) = 2000$$

$$1/z_h^2 z_{\epsilon} z_{\beta}^2(i) = 0.31$$

$$k_r(i) = 1$$

les données relatives au calcul à la pression superficielle :

i= 1 : 5

sighl (i) = 120

u (i)= 0.05

zn(i) = 1

zl(i) = 1

ka(i) = 1.25

khbeta(i) =1.5

khalpha(i) = 1.2

zr(i) = 0.9

zv(i) = 1.05

zw(i) = 1.1

ze(i) = 60

nv(1) = 4000 nv(2) = 4000 nv(3) = 6400 nv(4) = 6400 nv(5) =2000

$1/zh^2 zepsilon^2 zbeta^2(i) = 0.31$

kr(i) = 1

les donnée du calcul à la rupture sont :

i=1,5

sigmafl(i) = 35

yst(i) = 2.1

ynt(i) = 1.3

ydrlt(i) =1.3

yrrle(i) = 1

yx(i) = 1

cb4(i) =0.28, 0.22, 0.215 ,0.215 ,0.211

cb2(i) = 1.5

kfalpha(i) = 1.4

kfalpha(i) = 1

kvv(i) = 0.7, 0.65, 0.55 ,0.8 ,0.8

ka(i) = 1.25

kr(i) = 1

les caracteristiques des roues hel. sont :

$a_m = 1.8126$   
 $b_{min} = 14.8673 \text{ [mm]}$   
 $pa = 5.6945 \text{ [mm]}$   
 $pr = 5.1610 \text{ [mm]}$   
  
 $etf1\_3 = 34.0660 \text{ [mm]}$   
 $etf3\_4 = 25.5495 \text{ [mm]}$   
 $etf2\_4 = 40.0276 \text{ [mm]}$   
 $etf4\_5 = 41.7309 \text{ [mm]}$

car.\roue!	1	!	2	!	3	!	4	!	5	!
! s [mm] !	2.9627	!	3.4261	!	3.2596	!	3.2596	!	3.7604	!
! d [mm] !	45.3154	!	58.0037	!	27.1892	!	27.1892	!	116.0074	!
! db[mm] !	42.5825	!	54.5056	!	25.5495	!	25.5495	!	109.0113	!
! da[mm] !	49.6654	!	63.7584	!	32.4392	!	32.4392	!	114.7757	!
! df[mm] !	40.6654	!	54.7584	!	23.4392	!	23.4392	!	108.2391	!
! amf !	1.7033	!	1.7033	!	1.7033	!	1.7033	!		!
! paf[mm]!	5.3511	!	5.3511	!	5.3511	!	5.3511	!		!
! rmf !	1.5437	!	1.5437	!	1.5437	!	1.5437	!		!
! prf[mm]!	4.8497	!	4.8497	!	4.8497	!	4.8497	!		!
! pz[mm] !	305.2974	!	390.7806	!	183.1784	!	183.1784	!	781.5612	!
! px[mm] !	12.2119	!	12.2119	!	12.2119	!	12.2119	!	12.2119	!
! egam !	5.8938	!	4.9637	!	5.9202	!	8.0897	!		!

les caracteristiques dynamiques des roues sont :

$$\text{padm2}(1) = 22.5691[\text{KW}]$$

$$\text{padm2}(2) = 27.7303[\text{KW}]$$

$$\text{padm2}(3) = 13.0000[\text{KW}]$$

$$\text{padm2}(4) = 25.6580[\text{KW}]$$

$$\text{padm2}(5) = 81.5267[\text{KW}]$$

$$\text{ftadm2}(1) = 30.8902[\text{daN}]$$

$$\text{ftadm2}(2) = 29.6546[\text{daN}]$$

$$\text{ftadm2}(3) = 18.5341[\text{daN}]$$

$$\text{ftadm2}(4) = 36.5805[\text{daN}]$$

$$\text{ftadm2}(5) = 87.2195[\text{daN}]$$

$$\text{padmr2}(1) = 178.5289[\text{KW}]$$

$$\text{padmr2}(2) = 145.0204[\text{KW}]$$

$$\text{padmr2}(3) = 167.4925[\text{KW}]$$

$$\text{padmr2}(4) = 201.5145[\text{KW}]$$

$$\text{padmr2}(5) = 150.6784[\text{KW}]$$

$$\text{ftadr2}(1) = 249.7764[\text{daN}]$$

$$\text{ftadr2}(2) = 202.8953[\text{daN}]$$

$$\text{ftadr2}(3) = 234.3357[\text{daN}]$$

$$\text{ftadr2}(4) = 281.9351[\text{daN}]$$

$$\text{ftadr2}(5) = 324.0000[\text{N}]$$

données pour le calcul des ressort :

nombre de ressort = 2

charge du ressort [N] (1) = 200

" " (2) = 50

ecartement du ressort [mm] (1) = 0.003

" " (2) = 0.005

module de cisaillement (1) (2)  $G = 7.93E10$

limite elastique pratique (1) (XC80)  $[N/mm^2] = 150E6$

" " (2) (XC70) " = 130E6

les caracteristiques des ressort sont:

drf : diametre minimal du fil de ressort

sn : nombre minimale de spires

ho : hauteur à spire jointes du ressort

hl : hauteur libre

hc : hauteur à charge

drf(1)= .003 [m]

drf(2)= .002 [m]

sn(1)= 4.394

sn(2)= 14.362

ho(1)= .014 [m]

ho(2)= .019 [m]

hl(1)= .019 [m]

hl(2)= .034 [m]

hc(1)= .016 [m]

hc(2)= .028 [m]

données pour le calcul des embrayages :

nombre d'embrayages = 3

puissance à couple maximale [W] (1) = 40000

" " (2) = 40000

" " (3) = 40000

vitesse de rotation [tr/mn] (1) = 2500

" " (2) = 2500

" " (3) = 2500

coefficients de frottement (1,2,3) = 0.13

pression d'appui au niveau des disques  $\zeta$  [N/m] (1,2,3) = 500000

nombre de surface en contact  $\kappa$  (1) = 5

" " " (2) = 4

" " " (3) = 3

les dimensions des embrayages et freins :

deme : diamètre extérieur

demi : diamètre intérieur

sura : surface d'embrayage

deme(1) = .140 [m]

deme(2) = .151 [m]

deme(3) = .166 [m]

demi(1) = .098 [m]

demi(2) = .105 [m]

demi(3) = .116 [m]

sura(1) = .008 [m<sup>2</sup>]

sura(2) = .009 [m<sup>2</sup>]

sura(3) = .011 [m<sup>2</sup>]

si on choisit un même diamètre pour tous les disques d'embrayage on doit adopter le diamètre maximal ce qui conduit à la surdimension des autres disques.

# CONCLUSION

## CONCLUSION :

Tout en prenant connaissance de la technologie des boites de vitesse automatique, j'ai abordé les domaines de la programmation, de l'étude des mecanismes de commandes hydrauliques du dessin industriel et de la D.A.O.

Nous avons eu l'occasion de disposer d'une boite automatique dont on a repéré la panne et qui nous a permis d'en comprendre le fonctionnement de façon détaillée.

L'analyse de la boite automatique a été complétée par un ensemble logiciel permettant d'évaluer les principaux composants compte tenu des matériaux à utiliser et des paramètres de puissance, de vitesse et autres. L'absence de logiciel performant de C.A.O. ne nous a pas permis de réaliser un travail plus exhaustif.

ANNEXE

## ANNEXE

### C.A.O.

#### Introduction et Historique:

L'utilisation de l'ordinateur dans le domaine scientifique, à été précédé par celle de la gestion et de la comptabilité; de sorte que jusqu'à la fin des années cinquante, les ingénieurs sont restés plus soucieux de la disponibilité d'un bon équipement d'expérimentation, et de fabrication, que celle d'un ordinateur.

Néanmoins au début des années soixante, la situation a totalement changé, par l'introduction de la multiprogrammation, du temps partagé, et des périphériques graphiques; ce qui a permis l'utilisation de l'ordinateur à l'échelle industrielle, pour la conception, dans les différentes branches de l'ingénierie. Notamment en mécanique, électronique, architecture, génie-civil civil et autres.

L'importance de ce nouveau mode d'approche, est liée au fait que la conception est, et demeure, l'activité créatrice essentielle pour l'ingénieur.

Pour répondre au exigence de l'homme du 21 siècle, de plus en plus grande en produit complexe; l'utilisation de la C A O, D A O et autre activité assistée par ordinateur, s'avère d'une extrême nécessité.

#### DEFINITION DE LA C.A.O.:

Selon le contexte et les milieux techniques concernés, la C.A.O. est utilisée, pour désigner l'utilisation d'un ordinateur associé à un périphérique graphique, pour l'obtention d'un dessin (plan d'architecture - dessin industriel), Dans certains cas les opérations concernées, n'intéressent que la phase de préparation des documents, dans d'autres cas ces opérations, s'adressent essentiellement au passage d'un cahier des charge, a une structure devant conduire à une réalisation concrète ultérieure. En cite par

ailleurs DT ROSS un des pionniers de la C A O qui dit: "la C A O et une technique dans laquelle, l'homme et l'ordinateur sont rassemblés, pour la résolution des problèmes techniques, en une équipe qui allie étroitement les meilleures qualités de chacun d'eux; de telle manière que l'équipe travaille mieux que chacun séparément". [17]

On peut dire de même, que la C.A.O. c'est l'ensemble des outils, et procédures utilisant l'informatique, et permettant d'établir une synergie entre l'homme, et l'ordinateur; en mettant au mieux, à profit leur qualité complémentaires. D'une part en confiant à l'ordinateur les travaux de stockage d'information, et d'analyse routinière fastidieux, et automatisable, comme l'établissement de nomenclatures, la cotation de plan, la mise en place et la consultation de catalogues, l'analyse des effets de tolérance, et d'autre part en laissant à l'homme les travaux de synthèse créatrice.

#### ROLE ET UTILISATION DE LA C.A.O. (D.A.O.):

Les maîtres mots de la technologie moderne sont, la conception assistée par ordinateur, C.A.O. et D.A.O. et la fabrication F.A.O. qui en est la conséquence logique. Avec l'utilisation de la D.A.O. on peut concevoir un robot à l'écran le voir évoluer, avant même d'en avoir fabriqué la première pièce.

L'utilisation de l'informatique dans le domaine de la conception et la fabrication, fait intervenir l'exploitation de bases de données géométriques, physiques et mécaniques utilisées à tous les stades de la conception, de la fabrication et du contrôle final.

L'industrie automobile est aéronautique, ainsi que certains secteurs de pointe sont le domaine de prédilection de la D.A.O., C.A.O., F.A.O.

L'impact le plus marquant de la C.A.O./D.A.O. c'est fait sentir au niveau des applications suivantes :

- modélisation et assemblage de pièces élémentaires formant des machines et structures très complexes tridimensionnelles.

- la conception d'avionset de véhicules automobiles, ce qui a été le cas notamment des Boeing 757 et 767.
- la gravure des structures micro électronique, irréalisable manuellement.
- le dessin automatique de plans volumineux, créés par certaines industries.

L'application des outils de C.A.O., D.A.O. et F.A.O. ayant trait à la mécanique est très développée dans diverses industries, notamment l'industrie automobile, l'aéronautique et la construction navale.

Les problèmes traités sont :

- dessin industriel.
- définition de formes géométriques pour le dessin et l'usinage.  
(fuselage d'avion, coques de navire, carrosseries d'automobiles)
- conception et dessin d'outils pour l'assemblage, le moulage ou le forgeage.
- étude cinématique des mécanismes.
- découpe de matériaux (tôles) minimisation des chutes.
- études du démontages d'organe mécaniques (roues, portes trains d'atterrissage, etc...)

L'approche de ces problèmes se fait à l'aide de trois grandes

- classes d'outils et de technique informatique qui sont :
- la modélisation d'image à des fins de visualisation,
  - la modélisation de formes géométrique (dites modélisation géométrique à 2D et 3D)
  - la modélisation d'objet ayant trait à leurs caractéristiques physiques, matériaux utilisés, texture, couleur..., ainsi qu'à d'autres données à caractère industriel et commercial.

- les algorithmes permettant de produire automatiquement à partir de la modélisation, des données sur les matériaux employés, ainsi que celle décrivant les possibilités des machines outils, les données qui serviront à la fabrication, l'assemblage, le contrôle et à toutes opérations de commandes numériques.
- les algorithmes permettant d'évaluer, et d'optimiser les diverses performances des structures physiques modélisées.

Utilisation de la C A O /D A O dans le cadre de l'étude:

- pour la partie D A O on a utilisé un logiciel très répandu qui est AutoCAD, pour la partie calcul on a élaboré un logiciel qui permet le dimensionnement de plusieurs organes de la boîte automatique.

#### Description du logiciel AUTO CAD :

Ce logiciel permet la représentation des pièces, ou objet en Fil de fer, c'est à dire qu'il définit les formes, à partir des arrêtes et contours extérieurs, et ceci en deux dimensions (2D) ou trois dimensions (3D).

Les représentations surfaciques et volumiques nécessitent des logiciels et du matériel plus élaborés.

Il offre un très grand nombre d'opérations et de fonctions à l'opérateur; les plus importantes d'entre elles sont:

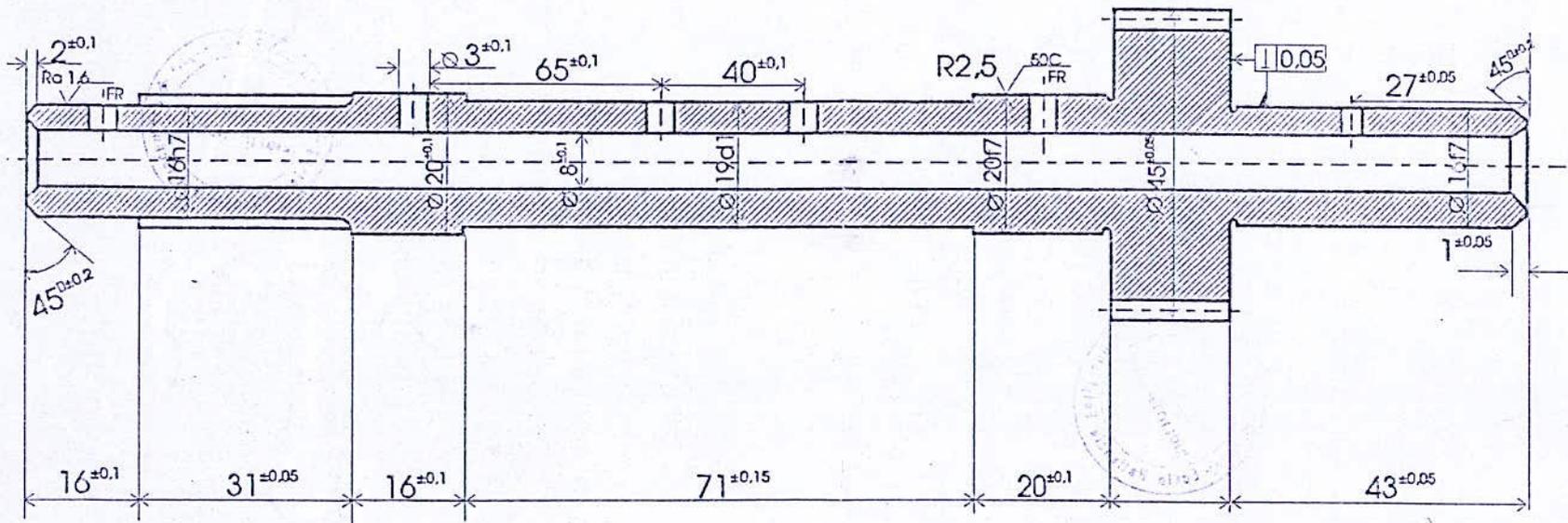
- La commande ZOOM permettant de changer le point de vue, d'agrandir une surface précise, pour permettre d'effectuer des dessins de grande précision, même si la surface réelle est très petite. cette commande contient plusieurs options ( ZOOM Dynamic, ZOOM All, ZOOM Window.....).
- PORTS: permet d'avoir plusieurs points de vue à l'écran, ce qui permet de visualiser en même temps une vue d'ensemble.
- LINE, ARC, Circle: ce sont des commandes qui permettent de tracer des formes géométriques spécifiques.

- Block: l'utilisation de cette commande, permet d'élaborer des banques de symboles en détails, ce qui est très utile pour l'utilisation de pièces normalisées .
- LIST: permet d'avoir des informations sur un objet ( surface longueur, angle, coordonnées...)
- HATCH.DIM: pour les hachures et la cotation
- VPOINT: permet d'obtenir des points de vue en trois dimensions .
- TEXT: permet d'écrire des informations sur le dessin.

- BIBLIOGRAPHIE -

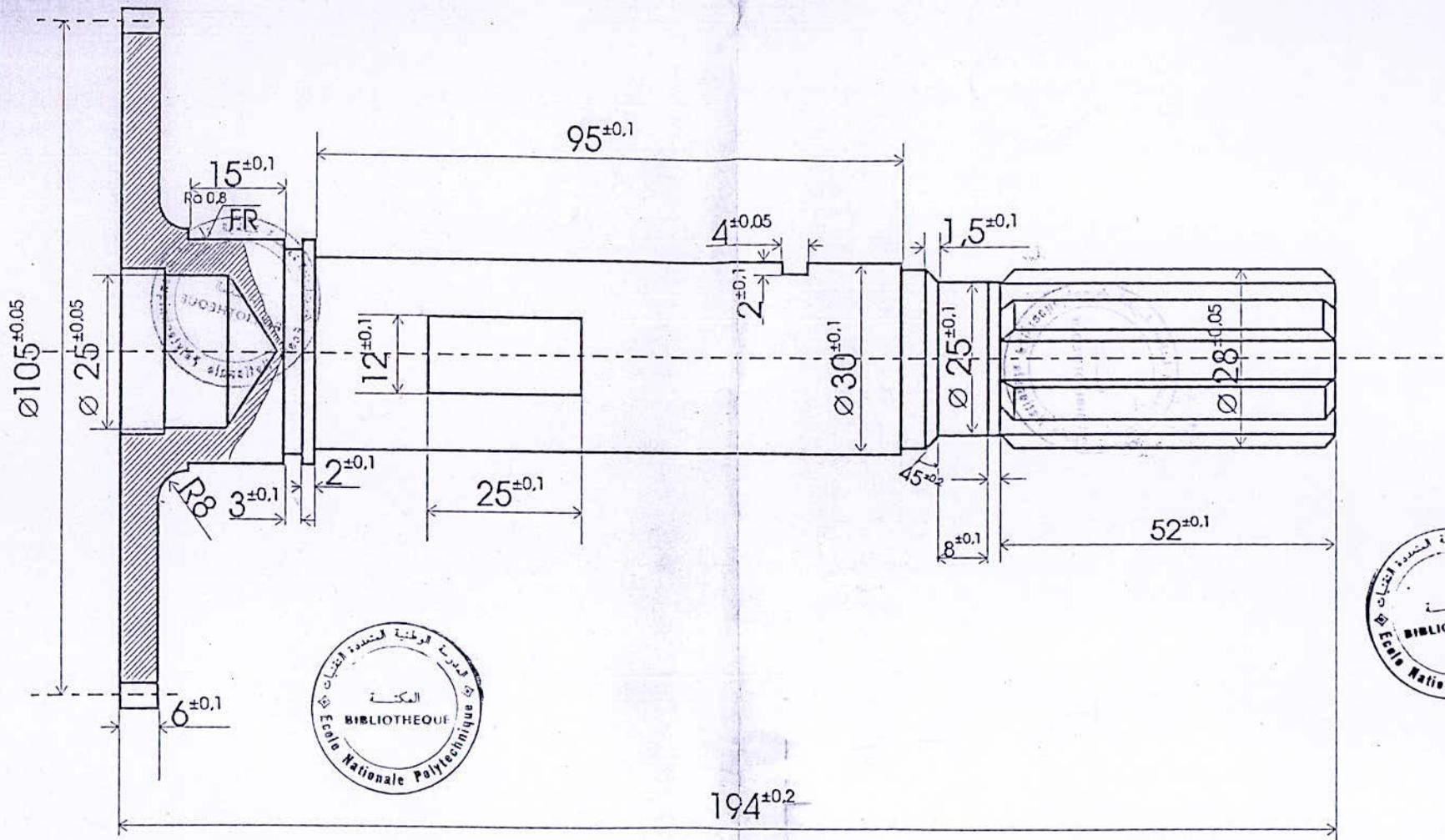
- [1] - Technologie de l'automobile  
G.maillard ed educalivre 1986
- [2] - Traité théorique et pratique des engrenages  
G.Henriot vol 1 et 2. ed Dunod 1983.
- [3] - Element de machines  
M.S.Zwarcman ed Lavoisier 1983.
- [4] - Guide du dessinateur industriel  
A.Chevalier ed Hachette 1986
- [5] - Precis de construction mécanique  
D.S.spenlé ed Afnor-Nathan 1984
- [6] - Automotive engineering
- [7] - Encyclopedie Quillet .
- [8] - Revue technique Auto n°= 398 Mars 1980  
P:49-54 et P:41-48 .
- [9] - Revue machine Tools and manufacture design, Research and application  
volume 27, number 4 page : 479-489 1984
- [10] - Ingenieur de l'automobile
- [11] - Resistance des matériaux  
S.Timoshenko ed Dunod 1986
- [12] - Precis de construction mécanique  
R.Quatremer 12eme edition-Nathan 1990 .
- [13] - Elément de machine Ecole polytechnique de montreal  
G.drouin 2éme ed montreal 1986





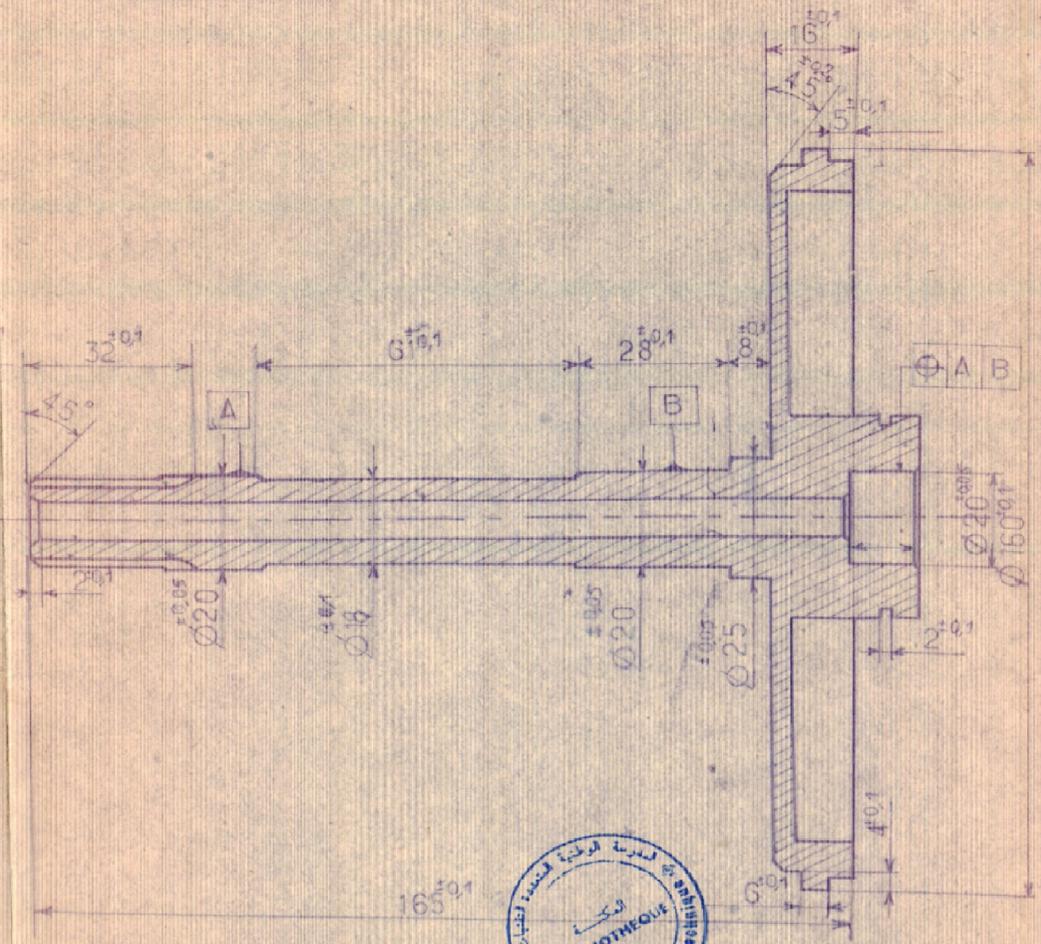
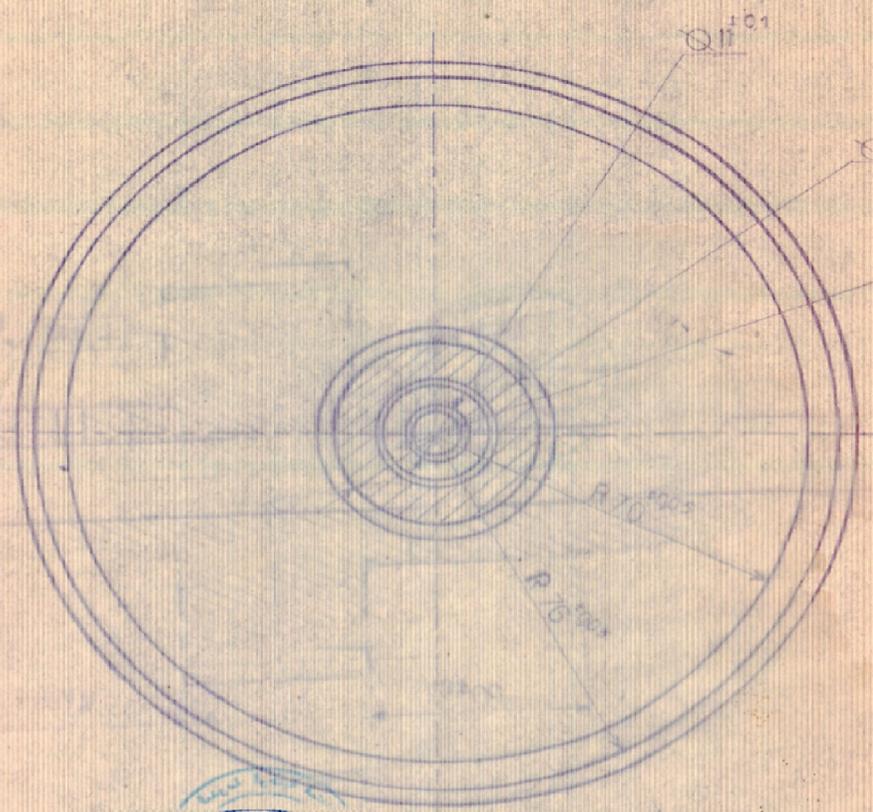
CARACTERISTIQUES DE LA DENTURE	
Classe de précision : 7-df	
Nombre de dents : 25	Angle d'hélice : 30°
Module réel : 2	Sens d'hélice : à droite
Diamètre primitif : 42	Rugosité des flancs : $\sqrt{FG}$

ECOLE NATIONAL POLYTECHNIQUE			
Echelle	Masse		ARBRE INTERMEDIAIRE
Etudiant	Dialet. M		
Professeur	A. Zerouane		Dépt. G. Mécanique
			40 CAD 6-12
			002



ECOLE NATIONAL POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		ARBRE DE	E.N.P
Etudiant	Diafer. M		SORTIE	Dépt. G. Mécanique
Promoteur	A. Zerguerras		40 CAD 6-12	003

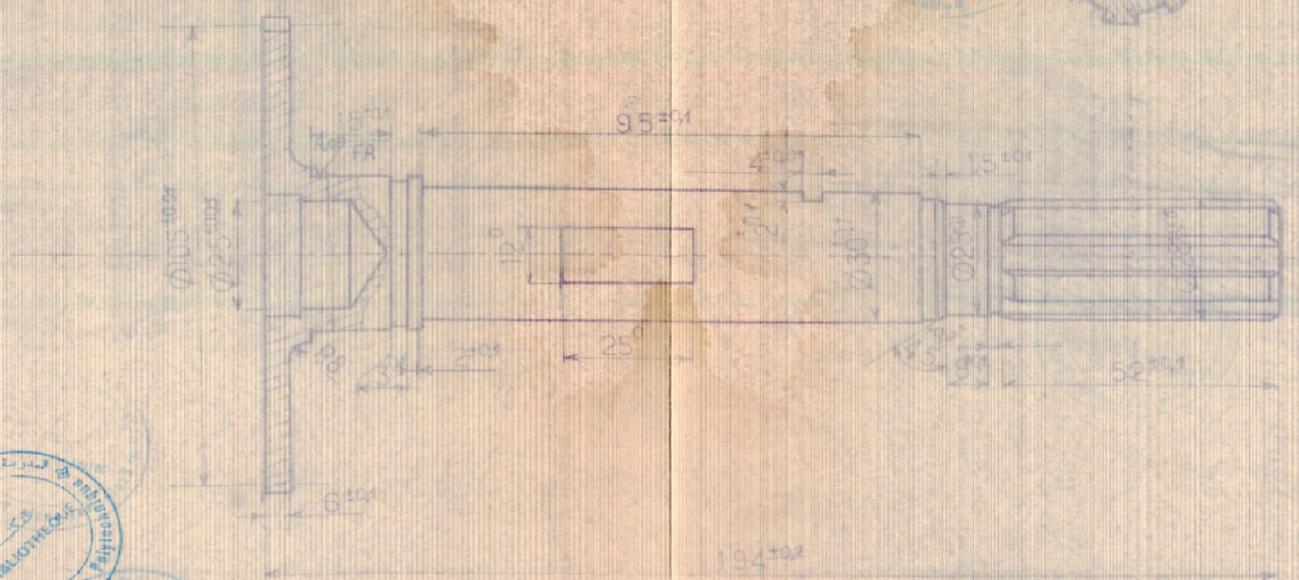


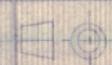
ECOLE NATIONAL POLYTECHNIQUE			
Echelle	Masse		ARBRE D'ENTRE
1			E.N.P
Etudiant	Diafer M.		Dept. G Mécanique
Promoteur	A Zerguerras		004
			40 CAD 6-12

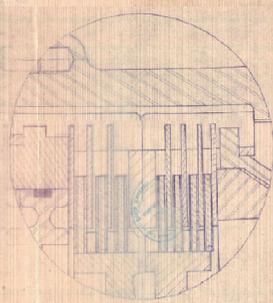


CARACTERISTIQUES DE LA DENTURE			
Classe de précision	7-df		
Nombre de dents	25	Angle d'hélice	30°
Module réel	2	Sens d'hélice	droite
Diamètre primitif	42	Rugosité des flancs	√FG

Ecole Nationale Polytechnique			
Echelle	1/25	ARBRE	E.N.P.
Étudiant	DJER-M		
Promoteur	A. Zenguer	INTERMEDIAIRE	Dept. G. Mécanique
		40 CAD 6-12	002

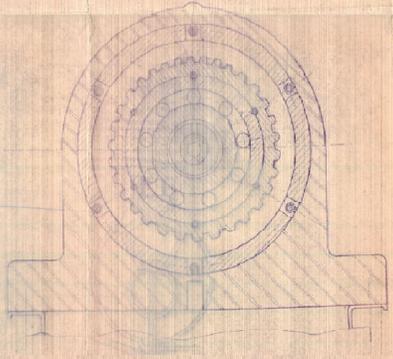


ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	Masse	 ARBRE DE SORTIE	E.N.P.
1			Dépt. G. Mécanique
Etudiant	Djafer M.	40CAD 6-12	003
Promoteur	A. Zerguemas		



3 4 5 6 7 8 9

22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35 36 37 38 39 40 41 42 43 44 45 46 47 48 49 50 51 52 53 54



1  
2

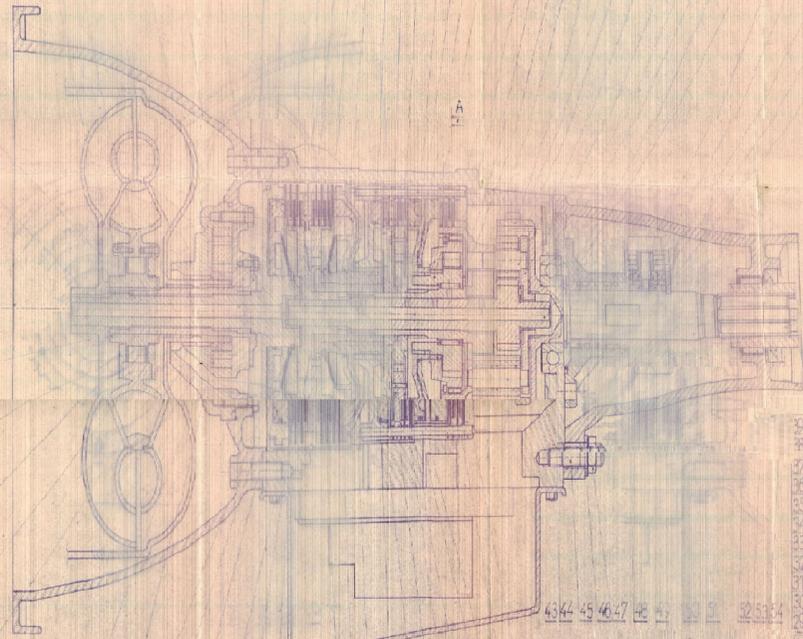
9

10

11

16

15



12

13

14

17

18

19

20

21

22

23

24

25

26

27

28

29

30

31

32

33

34

35

36

37

38

39

40

41

42

N°	Designation	Quantité	Mat. Obs.	N°	Designation	Quantité	Mat. Obs.
63	Plaque d'acier	1	XC 10	13	Plaque d'acier	1	XC 10
64	Rondelle d'acier	1	XC 10	14	Rondelle d'acier	1	XC 10
65	Saie de type L...	1	XC 10	15	Saie de type L...	1	XC 10
66	Plaque d'acier	1	XC 10	16	Plaque d'acier	1	XC 10
67	Plaque d'acier	1	XC 10	17	Plaque d'acier	1	XC 10
68	Plaque d'acier	1	XC 10	18	Plaque d'acier	1	XC 10
69	Plaque d'acier	1	XC 10	19	Plaque d'acier	1	XC 10
70	Plaque d'acier	1	XC 10	20	Plaque d'acier	1	XC 10
71	Plaque d'acier	1	XC 10	21	Plaque d'acier	1	XC 10
72	Plaque d'acier	1	XC 10	22	Plaque d'acier	1	XC 10
73	Plaque d'acier	1	XC 10	23	Plaque d'acier	1	XC 10
74	Plaque d'acier	1	XC 10	24	Plaque d'acier	1	XC 10
75	Plaque d'acier	1	XC 10	25	Plaque d'acier	1	XC 10
76	Plaque d'acier	1	XC 10	26	Plaque d'acier	1	XC 10
77	Plaque d'acier	1	XC 10	27	Plaque d'acier	1	XC 10
78	Plaque d'acier	1	XC 10	28	Plaque d'acier	1	XC 10
79	Plaque d'acier	1	XC 10	29	Plaque d'acier	1	XC 10
80	Plaque d'acier	1	XC 10	30	Plaque d'acier	1	XC 10
81	Plaque d'acier	1	XC 10	31	Plaque d'acier	1	XC 10
82	Plaque d'acier	1	XC 10	32	Plaque d'acier	1	XC 10
83	Plaque d'acier	1	XC 10	33	Plaque d'acier	1	XC 10
84	Plaque d'acier	1	XC 10	34	Plaque d'acier	1	XC 10
85	Plaque d'acier	1	XC 10	35	Plaque d'acier	1	XC 10
86	Plaque d'acier	1	XC 10	36	Plaque d'acier	1	XC 10
87	Plaque d'acier	1	XC 10	37	Plaque d'acier	1	XC 10
88	Plaque d'acier	1	XC 10	38	Plaque d'acier	1	XC 10
89	Plaque d'acier	1	XC 10	39	Plaque d'acier	1	XC 10
90	Plaque d'acier	1	XC 10	40	Plaque d'acier	1	XC 10
91	Plaque d'acier	1	XC 10	41	Plaque d'acier	1	XC 10
92	Plaque d'acier	1	XC 10	42	Plaque d'acier	1	XC 10

N°	Designation	Quantité	Mat. Obs.	N°	Designation	Quantité	Mat. Obs.
93	Plaque d'acier	1	XC 10	43	Plaque d'acier	1	XC 10
94	Plaque d'acier	1	XC 10	44	Plaque d'acier	1	XC 10
95	Plaque d'acier	1	XC 10	45	Plaque d'acier	1	XC 10
96	Plaque d'acier	1	XC 10	46	Plaque d'acier	1	XC 10
97	Plaque d'acier	1	XC 10	47	Plaque d'acier	1	XC 10
98	Plaque d'acier	1	XC 10	48	Plaque d'acier	1	XC 10
99	Plaque d'acier	1	XC 10	49	Plaque d'acier	1	XC 10
100	Plaque d'acier	1	XC 10	50	Plaque d'acier	1	XC 10
101	Plaque d'acier	1	XC 10	51	Plaque d'acier	1	XC 10
102	Plaque d'acier	1	XC 10	52	Plaque d'acier	1	XC 10
103	Plaque d'acier	1	XC 10	53	Plaque d'acier	1	XC 10
104	Plaque d'acier	1	XC 10	54	Plaque d'acier	1	XC 10
105	Plaque d'acier	1	XC 10	55	Plaque d'acier	1	XC 10
106	Plaque d'acier	1	XC 10	56	Plaque d'acier	1	XC 10
107	Plaque d'acier	1	XC 10	57	Plaque d'acier	1	XC 10
108	Plaque d'acier	1	XC 10	58	Plaque d'acier	1	XC 10
109	Plaque d'acier	1	XC 10	59	Plaque d'acier	1	XC 10
110	Plaque d'acier	1	XC 10	60	Plaque d'acier	1	XC 10

