

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

32/87

وزارة التعليم و البحث العلمي  
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE

lex

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

الدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

**Programme de calcul des éléments  
du moteur Diesel :  
Piston, axe de piston et bielle.**

Proposé par :  
M. BOUKABACHE

Etudié par :  
N. AMROUNI

Dirigé par :  
M. BOUKABACHE

PROMOTION : JANVIER 87



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم و البحث العلمي  
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

**PROJET DE FIN D'ETUDES**

**SUJET**

**Programme de calcul des éléments  
du moteur Diesel :  
Piston, axe de piston et bielle.**

Proposé par :  
M. BOUKABACHE

Etudié par :  
N. AMROUNI

Dirigé par :  
M. BOUKABACHE

PROMOTION : JANVIER 87

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département : Mécanique

Promoteur : BOUKABACHE M.

Elève Ingenieur : AMROUNI Nacer

وزارة التعليم العالي

الدرسة الوطنية المتعددة التقنيات

فرع : الهندسة الميكانيكية

الموجه : محمد بوكعباش

الطالب المهندس : ناصر عمروني



الموضوع : برنامج حساب عناصر المحرك (العكس، محور المكبس والذراع)  
الطغص : اعداد برنامج لحساب المكبس ومحور المكبس والذراع لمحرك الديزل مع الأخذ  
بعين الاعتبار القوى المؤثرة على كل عنصر .

SUJET : PROGRAMME DE CALCUL DES ELEMENTS DU MOTEUR (PISTON, AXE DE  
PISTON ET BIELLE)

RESUME : Elaboration d'un programme pour le dimensionnement du  
piston, de l'axe du piston et de la bielle du moteur Diesel  
en tenant compte des efforts agissant sur chaque élément .

SUBJECT : A CALCULATION PROGRAM OF THE ENGINE'S ELEMENTS (PISTON,  
GUDGEON PIN AND THE CRANK)

ABSTRACT : A computer program permitting to value the sizes of  
piston, the gudgeon pin and the crank for a diesel engine  
into consideration the strains taking on every element .

## REMERCIEMENTS



Je tiens à remercier mon promoteur Monsieur BOUKABACHE Mohamed, qui n'a pas cessé de m'apporter son aide et de me prodiguer ses conseils tout au long de mon travail.

Je remercie également tous les Professeurs qui ont contribué à ma formation d'Ingénieur, en particulier ceux du Département de Génie-Mécanique qui nous ont transmis de tous leurs cœurs et du mieux qu'ils pouvaient, leur savoir si précieux.

Je n'oublie pas de remercier Messieurs Mohamed ANIET et Youcef MOHAMMEDI, qui n'ont pas hésité à répondre présent à chaque fois qu'il s'averait nécessaire.

Que tous ceux qui ont participé à la réalisation de cette étude, trouvent ici ma profonde gratitude.

Nacer AMROUNI

DEDICACES

A mes chers parents qui se sont sacrifiés pour me voir atteindre ce but.

A mes Frères,

A mes Soeurs.

A mon cousin M'hamed BELKACEMI,

A ma grande Famille,

A tous mes amis, en particulier MOhamed ANIET et Youcef MOHAMMEDI.

A TOus ceux qui se dévouent dans la Sincérité et la modestie à l'édification de notre PAYS et à la concrétisation d'une Société Saine, équilibrée et prospère....

Je dédie ce modeste travail

Nacer AMROUNI

|  | Pages |
|--|-------|
| INTRODUCTION .....   | 1     |
| PISTON .....   | 1     |
| 1-Piston pour moteur Diesel.....   | 2     |
| 2-Construction du piston.....  | 5     |
| 2.1-Tete de piston.....  | 5     |
| 2.2-Forme interieure du fond.....  | 9     |
| 2.2.1-Nervurage.....   | 9     |
| 2.2.2-Refroidissement.....   | 9     |
| 2.3-Portes-segments.....   | 10    |
| 2.3.1-Position du segment coup de feu.....   | 11    |
| 2.3.2-Position des segments d'étanchéité.....  | 11    |
| 2.3.3-Gorge du racléur.....  | 12    |
| 2.3.4-Portes segments rapportés.....   | 12    |
| 2.4-Logement de l'axe.....   | 13    |
| 2.5-Jupe.....  | 13    |
| 2.5.1-Guidage.....   | 14    |
| 2.5.2-Ovalisation des jupes-Profiles polaires.....   | 17    |
| 2.5.2.1-Détermination des fuseaux de tolérances.....                                       | 18    |
| 2.5.2.2-Aspects graphiques des différents fuseaux.....                                     | 21    |
| 2.5.2.3-Profiles réalisés.....   | 21    |
| 2.5.3-Courbes meridiennes des jupes.....   | 21    |
| 3-Matériaux.....   | 24    |
| 3.1-Composition des alliages utilisés pour la<br>fabrication des pistons.....              | 24    |
| 3.1.1-Composition chimique de la fonte.....  | 26    |
| 3.1.2-Composition chimique des aciers.....   | 26    |
| 3.1.3-Composition chimique des alliages légers<br>coulés.....                              | 26    |
| 3.1.3.1-Alliages Al-Cu.....  | 26    |
| 3.1.3.2-Alliages Al-Cu-Ni ou Al-Cu-Fe.....   | 27    |
| 3.1.3.3-Alliages au Si.....  | 27    |
| 3.1.4-Composition chimique des alliages légers<br>forgés.....                              | 28    |
| 3.2-Comparaison des propriétés des matériaux pour<br>piston.....                           | 29    |
| 3.2.1-Densité.....   | 29    |
| 3.2.2-Conductibilité thermique.....  | 29    |
| 3.2.3-Dureté à chaud.....  | 29    |
| 3.2.4-Dilatation.....  | 30    |
| 3.2.5-Qualité de frottement, résistance à l'usure et<br>adhérence à la couche d'huile..... | 30    |
| 3.3-Classement des matériaux.....  | 31    |
| 4-Calcul du piston Diesel.....   | 33    |
| 4.1-Dimensions principales du piston.....  | 33    |
| 4.2-Calcul des contraintes.....  | 37    |
| 4.2.1-Contraintes de flexion de la tete.....   | 37    |
| 4.2.2-Flèche maximale de la tete de piston.....  | 38    |
| 4.2.3-Contraintes de compression sur la région<br>portes-segments.....                     | 39    |
| 4.2.4-Contraintes de flexion des supports de<br>l'axe.....                                 | 40    |
| 4.2.5-Pressions spécifiques sur la jupe.....   | 41    |
| 4.2.6-Contraintes thermiques sur le piston.....  | 42    |

|  | Pages |
|--|-------|
| II-AXE DE PISTON.....  | 43    |
| 1-Fonction.....  | 43    |
| 2-Construction.....  | 43    |
| 2.1-Formes.....  | 43    |
| 2.2-Montage.....   | 44    |
| 2.3-Graissage de l'axe.....  | 44    |
| 3-Matériaux de l'axe.....  | 45    |
| 4-Calcul de l'axe.....   | 47    |
| 4.1-Dimensionnement de l'axe.....  | 47    |
| 4.2-Efforts sur l'axe.....   | 48    |
| 4.3-Calcul des déformations et des contraintes.....                              | 48    |
| 4.3.1-Calcul de la flèche de l'axe.....  | 49    |
| 4.3.2-Calcul de l'ovalisation de l'axe.....                                      | 50    |
| 4.3.3-Pression spécifique de contact projetée dans<br>les supports de l'axe..... | 50    |
| 4.3.4-Pression spécifique de contact projetée dans<br>le pied de bielle.....     | 51    |
| 4.3.5-Calcul de la contrainte de flexion.....                                    | 52    |
| 4.3.6-Calcul de la contrainte d'ovalisation.....                                 | 53    |
| 4.3.7-Calcul de la contrainte de cisaillement.....                               | 54    |
| 5.....   | 55    |
| III-LA BIELLE.....   | 55    |
| 1-Fonction.....  | 55    |
| 2-Construction.....  | 55    |
| 3-Matériaux.....   | 58    |
| 4-Calcul de la bielle.....   | 58    |
| 4.1-Dimensionnement.....   | 58    |
| 4.1.1-Dimensionnement du pied de bielle.....                                     | 58    |
| 4.1.2-Dimensionnement du corps de bielle.....                                    | 59    |
| 4.1.3-Dimensionnement de la tête de bielle.....                                  | 60    |
| 4.2-Calcul des contraintes.....  | 62    |
| 4.2.1-Calcul des contraintes sur le pied de<br>bielle.....                       | 62    |
| 4.2.2-Calcul des contraintes sur le corps de<br>bielle.....                      | 65    |
| 4.2.2.1-Contraintes dans le plan d'oscillation.....                              | 67    |
| 4.2.2.2-Contraintes dans le plan d'encastrement.....                             | 67    |
| 4.2.3-Calcul des vis d'assemblage du chapeau au<br>corps de bielle.....          | 68    |
| 4.2.3.1-Dimensions de la vis de bielle.....                                      | 68    |
| 4.2.3.2-Efforts sur la vis de bielle.....  | 69    |
| 4.2.3.3-Contraintes sur la vis de bielle.....                                    | 71    |
| IV-ORGANIGRAMME.....   | 77    |
| V-CONCLUSION.....  | 82    |
| VI-EXEMPLE D'APPLICATION.....  | 83    |



## INTRODUCTION:

Les organes mobiles du moteur constitué par l'ensemble :  
piston , axe de piston , bielle et vilebrequin , constitue le coeur vivant  
du moteur.

Ainsi la détermination des dimensions de chaque organe , en tenant compte  
de l'encombrement du moteur et de son poids , ainsi que la résistance aux  
contraintes par le choix approprié du matériau , est d'une importance capitale  
pour le bon fonctionnement du moteur.

Notre étude consistera donc à déterminer les dimensions du piston , de l'axe  
de piston et de la bielle du moteur Diesel , et à vérifier les contraintes  
agissant sur chaque élément , par rapport aux contraintes admissibles du  
matériau choisi.

Cette étude sera suivi par un programme informatique en langage BASIC ;  
qui permettra le calcul et la détermination rapide des dimensions des  
éléments du moteur et la vérification des déformations et contraintes  
sur chacun d'eux.

## I. PISTON

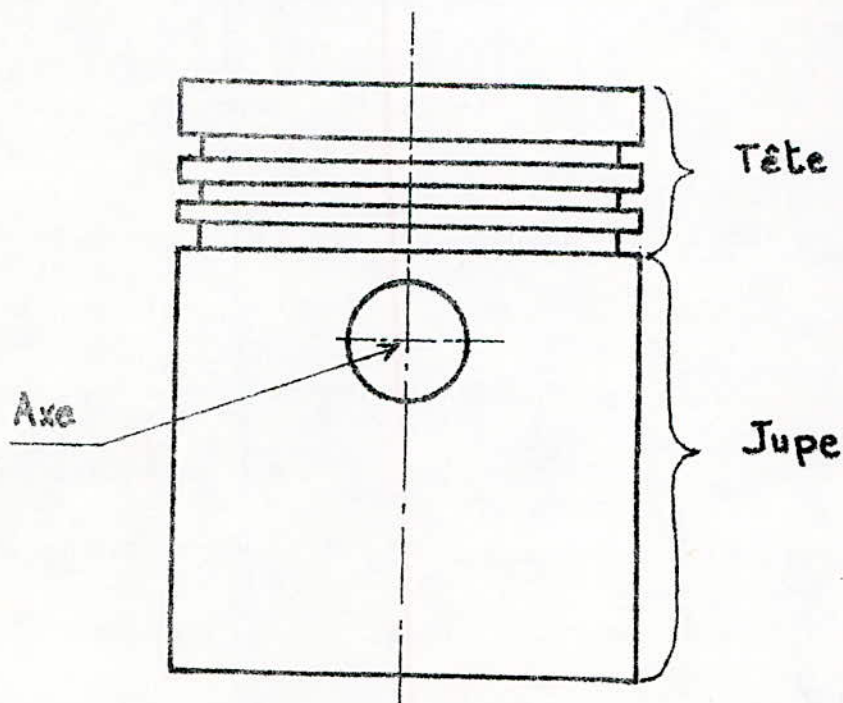
Le piston fond mobile de la chambre de combustion, se compose :

- d'une tête porteuse des segments en contact avec les gaz chauds
- d'une jupe ( liaison avec la chemise )
- d'un axe ( liaison avec la bielle )

Les fonctions fondamentales du piston sont essentiellement d'ordre mécaniques :

- réception et transmission des efforts moteurs développés par la combustion
- étanchéité au fluide moteur et au fluide lubrifiant (segments).
- guidage du pied de bielle dans l'axe du cylindre .

Ces fonctions doivent être assurées avec la plus grande sécurité possible et ce résultat serait relativement facile à obtenir si l'organe intéressé n'était le siège d'aucun phénomène thermique. C'est l'existence de ces phénomènes qui donne toute sa complexité au problème et qui fait que le piston est l'un des organes les plus délicat du moteur.



Les qualités exigées du piston sont :

- Bonne conduction
- Caractéristiques mécaniques encore élevées à la température de 350°C.
- Bonne résistance à la corrosion par les gaz chauds et l'usure
- Faible dilatabilité , afin de réduire les jeux à froid
- Masse réduite
- Bonne coulabilité
- Usinage facile

### 12 Pistons pour moteur Diesel /

| CARACTERISTIQUES DES MOTEURS DIESEL      |                      |              |
|--|----------------------|--------------|
| Pression moyenne effective ( p . m . e ) | [N/mm <sup>2</sup> ] | 0,65 à 0,85  |
| Vitesse moyenne du piston                | m/s                  | 8 à 12       |
| Accélérations maximales du piston        | [m/s <sup>2</sup> ]  | 3000 à 10000 |
| Pression maximale de combustion          | [N/mm <sup>2</sup> ] | 7,5 à 10     |

| CARACTERES DES PISTONS DIESEL |                                   |
|-------------------------------|-----------------------------------|
| Caractère de structure        | Rigide                            |
|                               | paroi de forte épaisseur          |
|                               | pas de discontinuité              |
| Densité apparente             | [ g/cm <sup>3</sup> ] 0,90 à 1,30 |
| Jeu relatif                   | (J/D) x 100 % 0,10 à 0,15         |

Les pistons Diesel doivent pouvoir supporter les charges importantes dues à la pression élevée de combustion , et permettre un écoulement de la chaleur plus efficace.

Le facteur prépondérant intervenant dans la réalisation du piston pour moteur DIESEL , est , sans conteste, le facteur température qui, imposant des dispositions constructives destinées à soulager thermiquement les têtes des pistons , entraîne par conséquent , des réalisations nombreuses et variées.

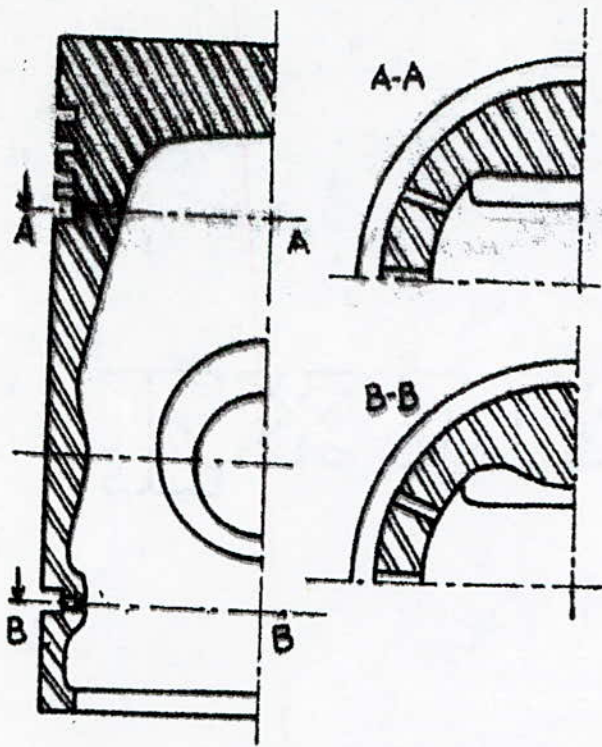
Les effets pernicioeux de la température se manifestent :

- Dans les premières gorges de segments par le gommage et l'usure des flancs de gorges.
- Sur la tête et particulièrement dans le cas des formes complexes (impératifs de combustion), par les fissurations dues aux contraintes thermiques et parfois par des fusions locales.

Parmi les solutions technologiques les plus courantes, adoptées par les constructeurs pour combattre les effets de la température, nous pouvons citer :

- Un tracé favorable à la conductibilité thermique / (fig.1)

Un tel tracé constitue la solution à laquelle, il est sage de faire appel avant d'envisager les dispositions plus complexes.



(Figure 1) : Tracé favorable à la conductibilité thermique.

- Incorporation de métaux plus durs et moins fusibles que les alliages d'aluminium (fig. 2)

Cette incorporation a lieu sur les fonds, autour de la première gorge des segments d'étanchéité .

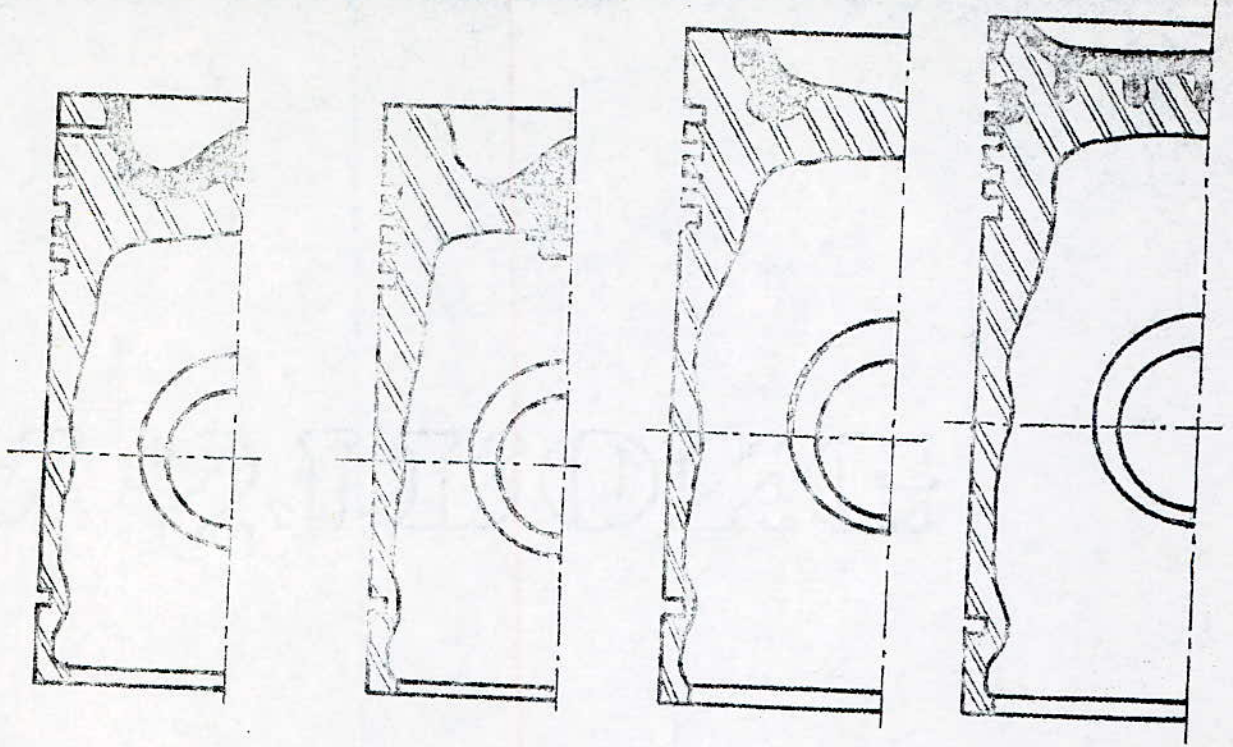
Ces métaux peuvent être des fontes ou des cupro-aluminium.

Ils ont tous l'inconvénient d'une densité élevée. L'aluminium fritté est utilisé, aussi pour la protection des fonds contre la fissuration et la fusion.

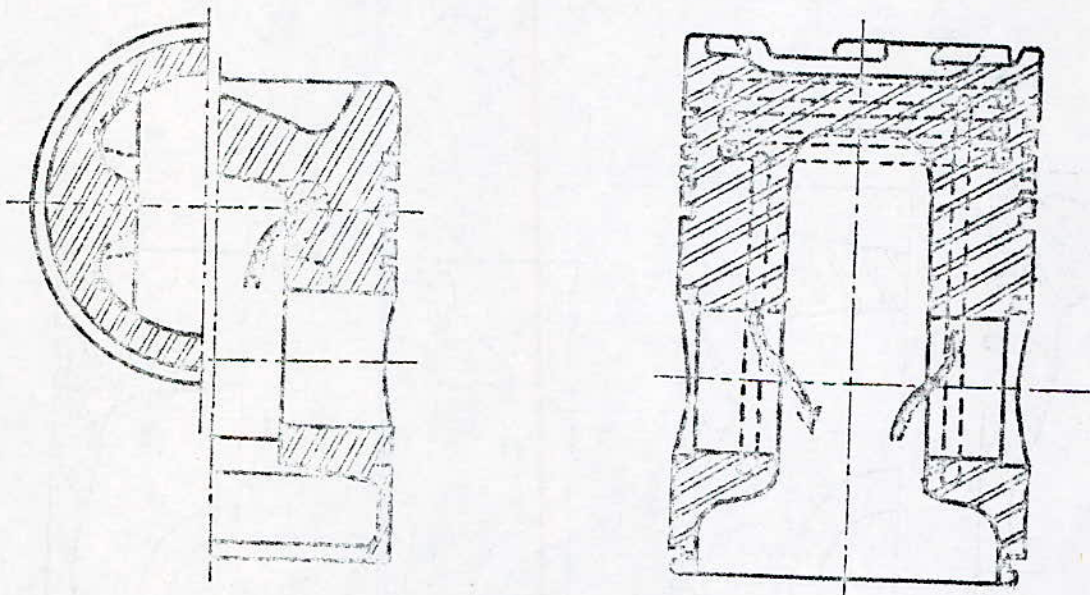
- Refroidissement par l'huile /

\* avec arrosage des parois intérieures de la tête.

\* avec circulation à travers la tête ( fig. 3 )



( Figure 2 ) Incorporation de métaux



( Figure 3 ) Refroidissement du piston à l'huile

## 2 - Construction du piston :

### 2.1 - Tête du piston :

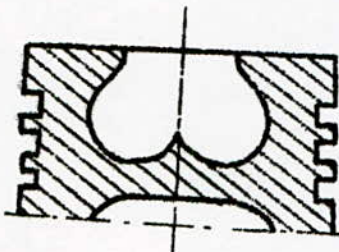
Cette partie du piston a des formes très différentes suivant les utilisations .

On fait intervenir le fond du piston dans la forme de la chambre de combustion pour en modifier la turbulence .

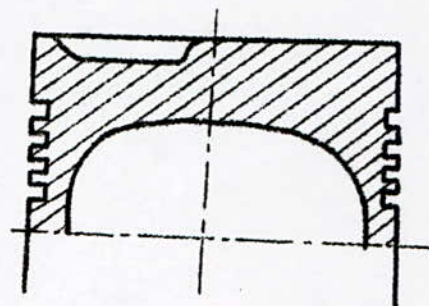
Pour les moteurs Diesels une partie de la chambre est incorporé dans la tête du piston surtout dans les moteurs à injection directe où les culasses sont souvent planes.

Le fond est dessiné en fonction des jets de combustible issus de l'injecteur qui est placé :

- Au centre dans le moteur à injection directe ( sans turbulence ) (fig; 4)
- Sur le côté pour les moteurs à préchambre ( fig. 5)



( fig . 4 ) : Fond de piston  
à injection directe



( fig. . 5 ) : Fond de piston  
à préchambre

Dans le cas du fond de piston à préchambre, la répartition des températures sur le fond de piston est dissymétrique.

Un danger réside dans l'irrégularité de l'écoulement de la chaleur.

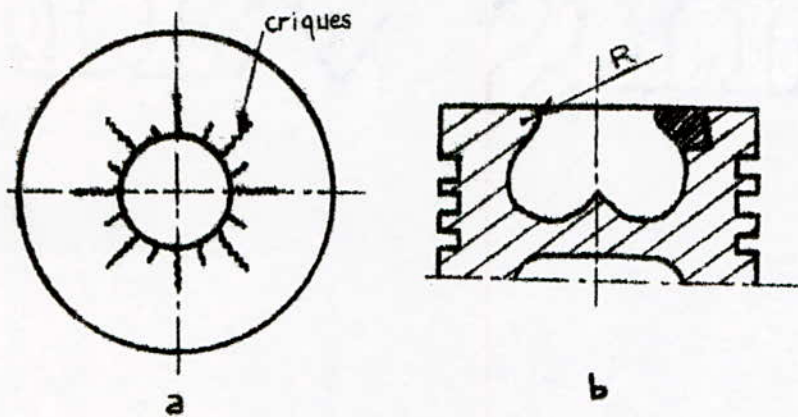
Lorsque la chambre de turbulence est totalement située dans le piston, on peut craindre, du fait des variations de température la naissance de criques radiales, le métal à chaud dépasse la limite élastique en compression et se crique au refroidissement ( fig. 6a ).

On peut remédier à ce défaut ( fig. 6b )

- En augmentant le rayon de raccordement  $R$  de la boule avec la partie plane du fond
- En polissant la partie plane de fond voisin du rayon de raccordement, pour supprimer les irrégularités d'usinage, pouvant engendrer des amorces

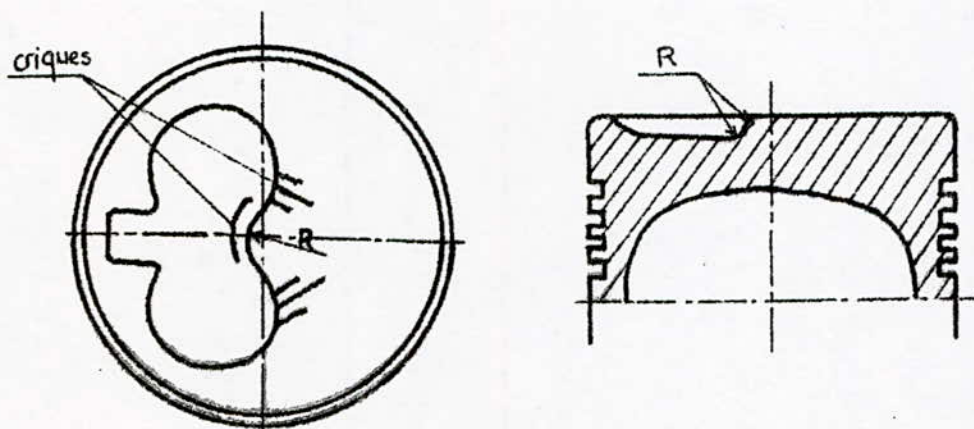
de rupture :

- En rapportant une partie en acier spécial à haute résistance à chaud à la partie étranglée.



( fig . 6 ) : Formation de criques sur fond de piston à boule intégrée

On peut également craindre, pour les moteurs à préchambre, la naissance de criques dans la région de l'empreinte de piston directement intéressée par le jet des gaz de combustion. Ce défaut peut être supprimé en augmentant les rayons de raccordement  $R$  de l'empreinte avec les parties planes du fond, et en diminuant l'effet de pointe par augmentation du rayon du bec (fig. 7)



( fig . 7 ) : Formation de criques sur fond de piston à préchambre.



## Logement des soupapes /

Des logements de têtes de soupapes sont prévus dans presque tous les moteurs Diesel à quatre temps.

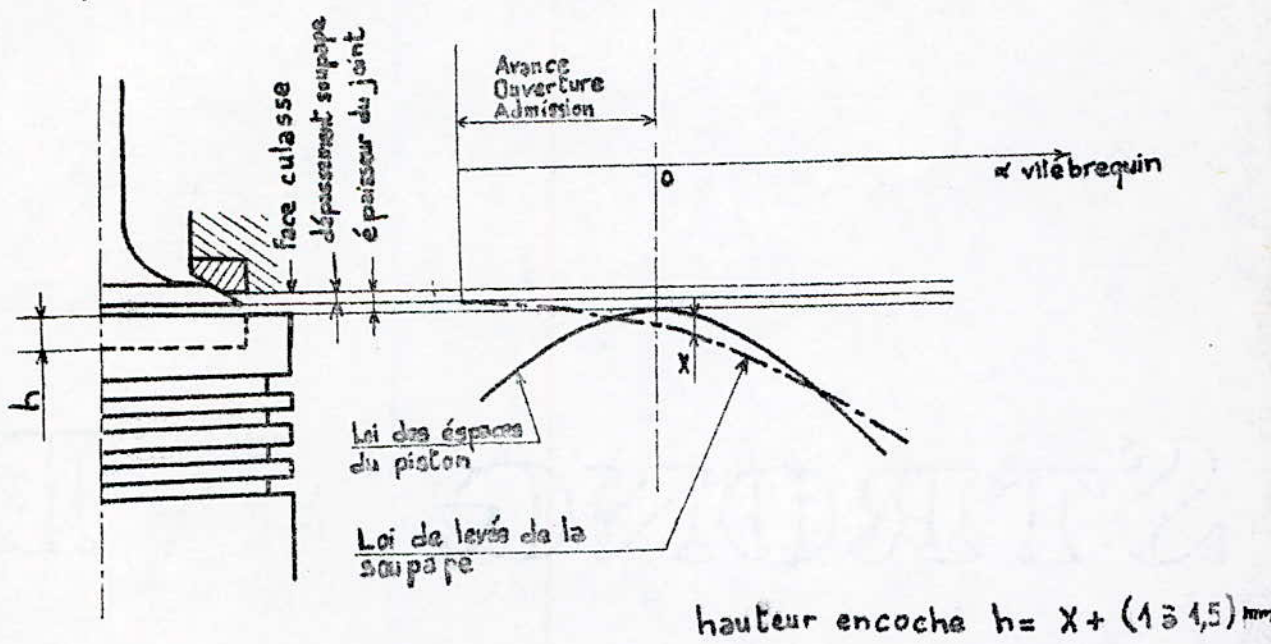
Ils sont nécessaires :

- Pour loger la tête de soupape au point mort haut
- pour permettre à la soupape de se lever sans toucher le fond de piston

Pour le dessin, on devra tenir compte ( fig. 8 )

- de la loi de levée de la soupape
- de la loi des espaces du piston
- des tolérances additionnées des pièces.

Le jeu entre tête de soupape et fond de l'encoche est faible ( 1 à 1,5 mm )



( fig : 8 ) : Détermination des logements de soupapes

## 2.2 - Forme interieure du fond

La forme interieure du fond est étudiée pour répondre aux deux **conditions** suivantes :

- Résistance mécanique
- Ecoulement de chaleur (vers la jupe ou le porte-segments )

### 2.2.1 - Nervurage :

- Lorsque le fond est épais, la paroi interieure est généralement **lisse et** l'évacuation des calories se fait vers le porte segment.

- Lorsque le fond est mince, il est raccordé au porte-segment et au bossage d'axe par des nervures qui jouent alors le double rôle recherché : résistance et écoulement de chaleur

### 2.2.2 - Refroidissement ( fig . 3 )

Les nécessités d'obtenir des pressions moyennes élevées ont amené, dans le cas des moteurs de gros alésage, à envisager des modes de refroidissement plus compliqués que les simples projections d'huile dirigées ou non. Ces refroidissements peuvent être obtenus :

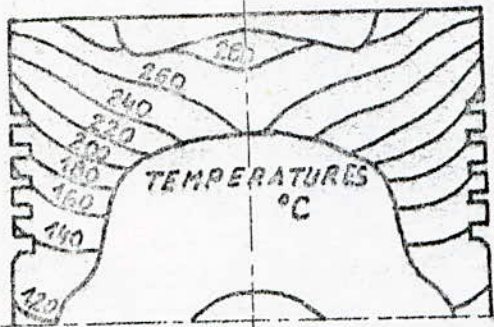
- Soit par la circulation du liquide réfrigérant à travers la tête du piston .

- \* Circulation d'huile amenée par bielle et axe
- \* Circulation d'huile amenée par serpentín noyé dans la masse.

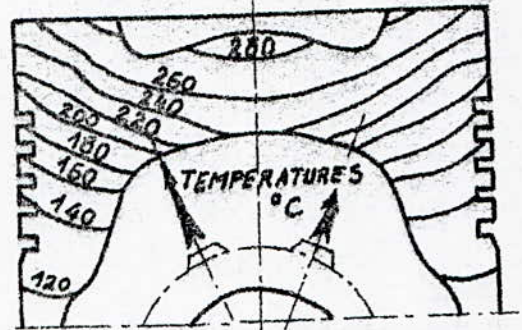
- Soit par emprisonnement de sodium liquide à l'intérieur de la tête.

On peut ainsi diminuer la température des segments et éviter le gommage.

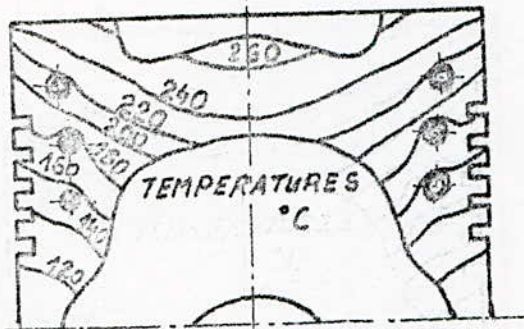
( fig . 9 )



1. Piston non refroidi



2. Piston refroidi par jet d'huile issu du pied de bielle



3. Piston refroidi par circulation d'huile dans une canalisation tubulaire (pistons moulés)

( fig . 9 ) : Influence du refroidissement du piston

### 2.3 - Porte segments

Cette partie reçoit les segments qui sont en nombre variable suivant les constructeurs et les moteurs. Dans les moteurs Diesels, on trouve 3 à 4 segments d'étanchéité, et 1 à 2 racleurs, le 2<sup>ème</sup> étant souvent en dessous de l'axe de piston, en bas de jupe.

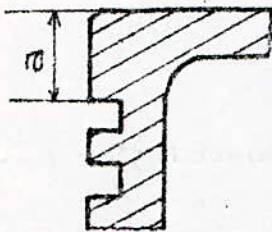
La réduction du nombre de segment est également envisagée depuis peu sur ce type de moteur, dans le but de diminuer les pertes par frottements.

### 3.2.1 - Position du segment de coup de feu

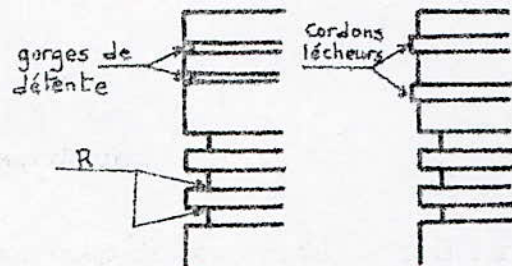
Comme son nom l'indique, le segment coup de feu reçoit le premier le contact des gaz chauds. Sa position est très importante et a une grosse influence sur l'usure de la chemise et le gommage des segments.

La protection du segment coup de feu doit être efficace et pour cela on a intérêt à descendre le plus possible ce dernier sans oublier cependant que chaque millimètre ajouté à la côte (a) (fig. IO) représente une tranche supplémentaire de 1 mm de carter cylindre.

La côte (a) peut atteindre 20 à 30 mm. De plus, on protège souvent le segment coup de feu par des gorges de détente ou des cordons lécheurs (fig. II)



(fig. IO)



(fig. II)

### 2.3.2 - Position des segments d'étanchéité

L'épaisseur du cordon entre deux segments est fonction du matériau utilisé. Dans le moteur Diesel, l'épaisseur des cordons est généralement plus grande que celle des segments; les congés de raccordement sont souvent prévues au fond des gorges pour éviter la rupture des cordons (fig. II).

### 2.3.3 - Gorge du racleur

Elle est généralement un peu plus haute que les gorges des autres segments.

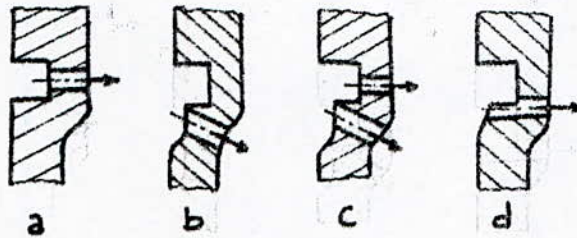
segments.  
segments.

Le rôle du racleur est évidemment de racler l'huile mais ce raclage ne servirait à rien si on ne prévoyait pas l'évacuation de l'huile raclée.

Cette évacuation se fait :

Cette évacuation se fait :

- Par des trous situés au fond de la gorge du racleur (fig.12a)
- Par des trous situés sous le racleur ( fig. 12 b et c )
- Par des trous situés à cheval sur le flanc inférieur de la gorge ( fig. 12d )



( fig. 12 )

### 2.3.4 - Portes segments rapportés

Pour éviter le matage des gorges à chaud dans les pistons en alliages légers, on rapporte quelque fois des portes-segments en bronze, en acier austénitique ou en fonte austénitique.

Ce porte segment doit être ancré.

On peut également faire venir de fonderie des gorges de segments rapportées.

## 2.4 - Logement de l'axe

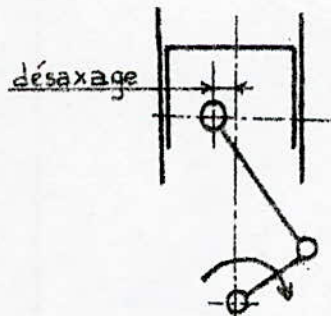
Le logement de l'axe doit être extrêmement rigide afin d'éviter les déformations sous l'effort et sous les variations de température. Le raccordement des bossages au fond doit donc assurer une parfaite rigidité sans provoquer de risques de rupture et sans être trop lourd.

La réalisation par moulage en coquille de ces bossages doit être facile.

Parfois, l'axe des bossages et l'axe du piston ne sont pas concourants : on a affaire alors à un piston désaxé.

Le désaxage ( 1 à 1,6 mm ), est en arrière du sens de rotation ( fig. 13 ). Cette construction permet dans une certaine mesure de supprimer les claquements de piston.

Notons que le meilleur emplacement pour l'axe de piston est le centre de gravité du piston; pour l'axe le basculement, la construction, ne permet pas toujours cet emplacement idéal.



( fig: 13 ): Piston désaxé

## 2.5 - Jupe

La jupe a pour rôle :

- de guider le porte-segment
- de répartir l'effort normal au cylindre dû à l'obliquité de la bielle.

En général la pression ne dépasse pas  $40 \text{ N / cm}^2$  .

### 2.5.1 - Guidage

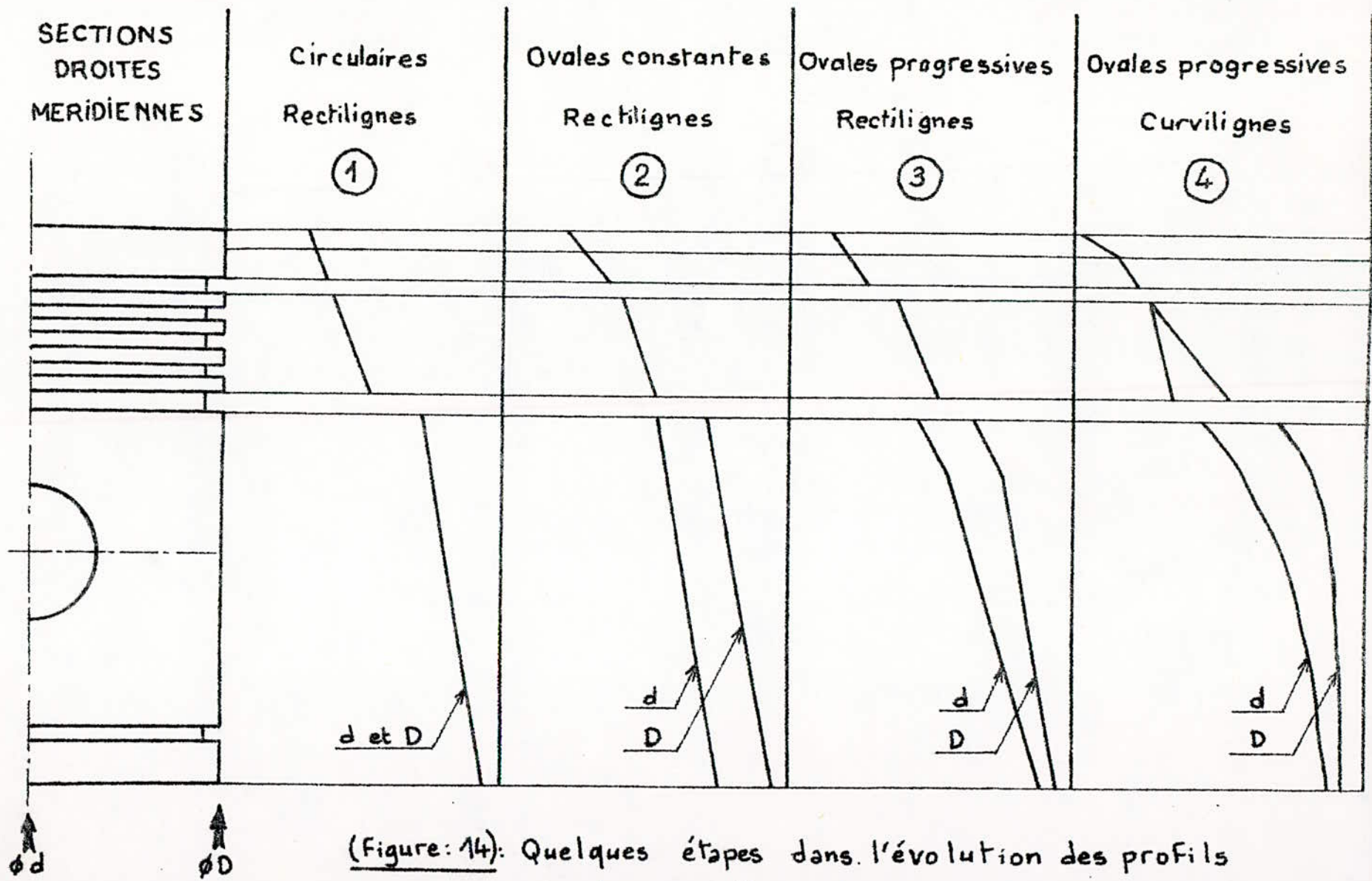
Le piston se déplaçant dans la chemise, il y a glissement des surfaces en contact sous forte pression (effort diamétral) et ceci à grande vitesse et haute température. Il est donc nécessaire de remédier au grippage du piston dans son alésage par une bonne lubrification de la jupe et des segments, et par un usinage spécial des profils extérieures de la pièce.

En effet, le piston n'ayant pas une architecture symétrique, la température n'étant pas la même en tous les points, la dilatation n'est pas égale dans toutes les directions. On est donc conduit de donner au piston une forme à froid qui en évoluant, la température fera que le piston à chaud aura un contact cylindrique avec la chemise.

Pour supprimer les risques de grippage et améliorer le comportement du piston, le contact entre ce dernier et le cylindre doit être assuré dans certaines conditions:

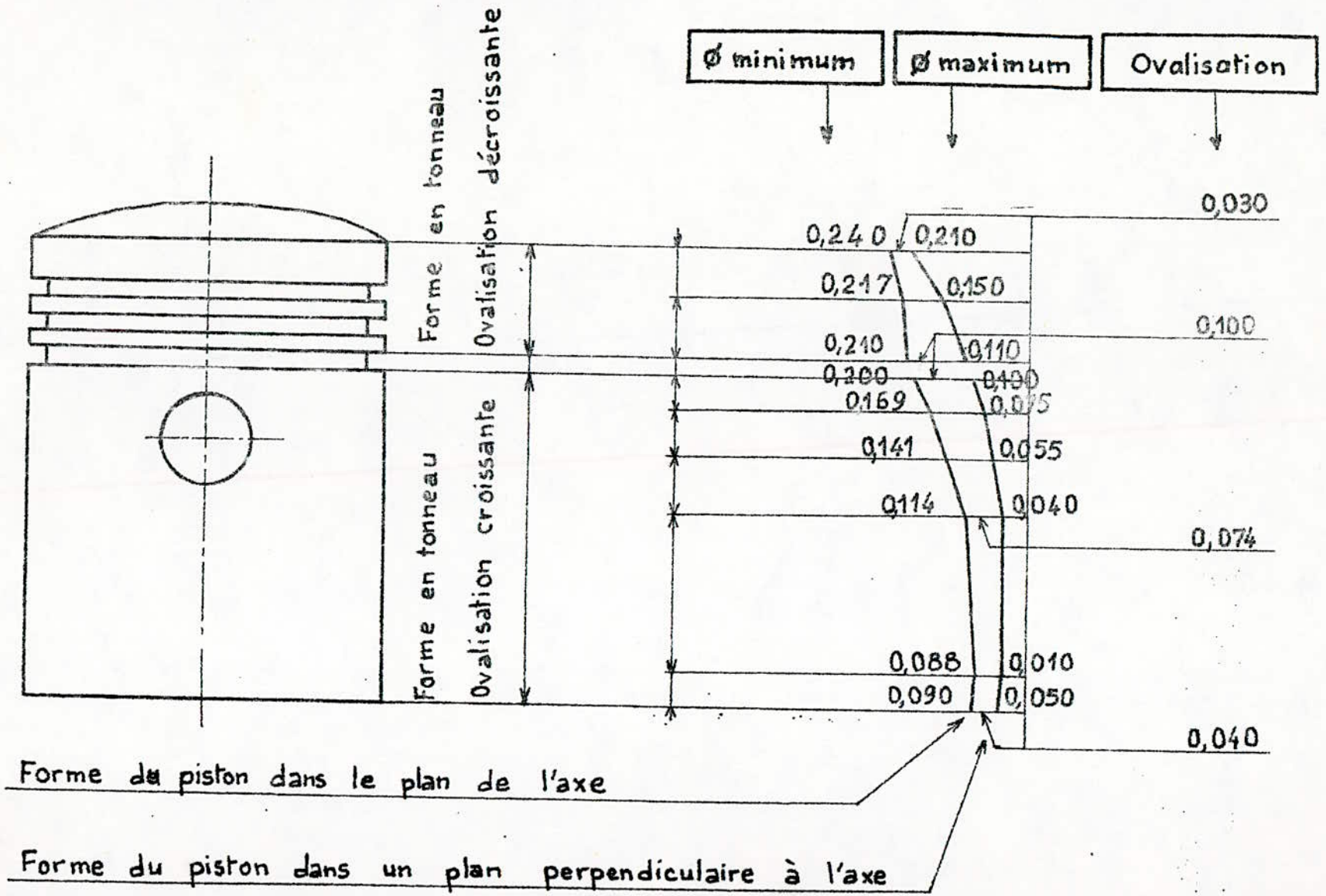
- ce contact doit se limiter à la jupe et ne pas intéresser les cordons porte-segments.

- la zone de portée doit avoir la plus grande surface possible afin de diminuer la pression de contact et favoriser la transmission thermique. Il faut cependant éviter l'étalement de la portée vers les trous d'axe, zone critique soumise à des déformations thermiques et mécaniques.



(Figure: 14): Quelques étapes dans l'évolution des profils simples vers les profils complexes





(Figure 15): Méridiennes curvilignes

C'est alors dans le façonnage extérieure du piston, c'est à dire par les profils d'usinage, que l'on recherche des solutions à ces problèmes .

Ce façonnage relativement simple autrefois, s'est progressivement compliqué avec l'accroissement des performances du moteur.

La figure 14 schématise les étapes de l'évolution vers les profils complexes.

Ces derniers étant caractérisés par :

- des sections dans des plans perpendiculaires à l'axe du cylindre.
- des méridiennes curvilignes (fig. 15)

Les courbures traduisant ces profils, sont de nature expérimentale. On peut les dire quelconques tant qu'on ne connaît <sup>Pas</sup> les lois physiques qui les gouvernent, ce qui est le cas actuellement .

### 2.5.2 - Ovalisation des jupes - Profils plaires:

Pour des raisons de pression et plus particulièrement de fidélité de reproduction, il est préférable d'adopter parmi les ovales satisfaisants , ceux qui sont engendrables par des cinématiques facilement réalisables.

Parmi les ovales satisfaisants, on peut citer la famille d'équation :  $e = E \cdot \sin^2(\theta)$  .

La figure 16 représente un ovale de cette famille dont l'équation est :

$$e = \frac{(D - d) \cdot \sin^2(\theta)}{2} \quad \text{avec : } \begin{cases} D = 2.OA \text{ (grand diamètre)} \\ d = 2.OB \text{ (petit diamètre de l'ovale)} \end{cases}$$

ou  $e = \frac{(D - d) \cdot (1 - \cos(2 \cdot \theta))}{4}$  plus facile à manier

La figure 17 représente des profils polaires couramment utilisés actuellement, ayant ou non, une équation simple.

Remarque : L'ellipse n'est ni facilement engendable, ni spécialement recommandable, alors que la courbe d'équation  $e = E \cdot \sin^2(\theta)$  peut être engendrée avec fidélité. Elle a en outre l'avantage d'être indépendante du rapport existant entre D (grand diamètre de l'ovale) et d (petit diamètre de l'ovale) ce qui permet d'avoir une loi simple de progression de l'ovale d'une section droite à une autre. Quant à cette progression, l'expérience montre que l'on peut s'accommoder d'un ovale, milieu de la jupe, égal à la moyenne des ovales des extrémités.

#### 2.5.2.1 - Détermination des fuseaux de tolérances :

Le profil polaire n'est réalisable que dans la limite de certaines tolérances ; on est donc conduit à définir des fuseaux de tolérances.

Pour chaque type de profil polaire, les fuseaux de tolérances sont obtenus par des courbes enveloppes, de la famille considérée passant par des points, dont les écarts en microns autour de la valeur théorique, sont donnés par le tableau de la page 21.

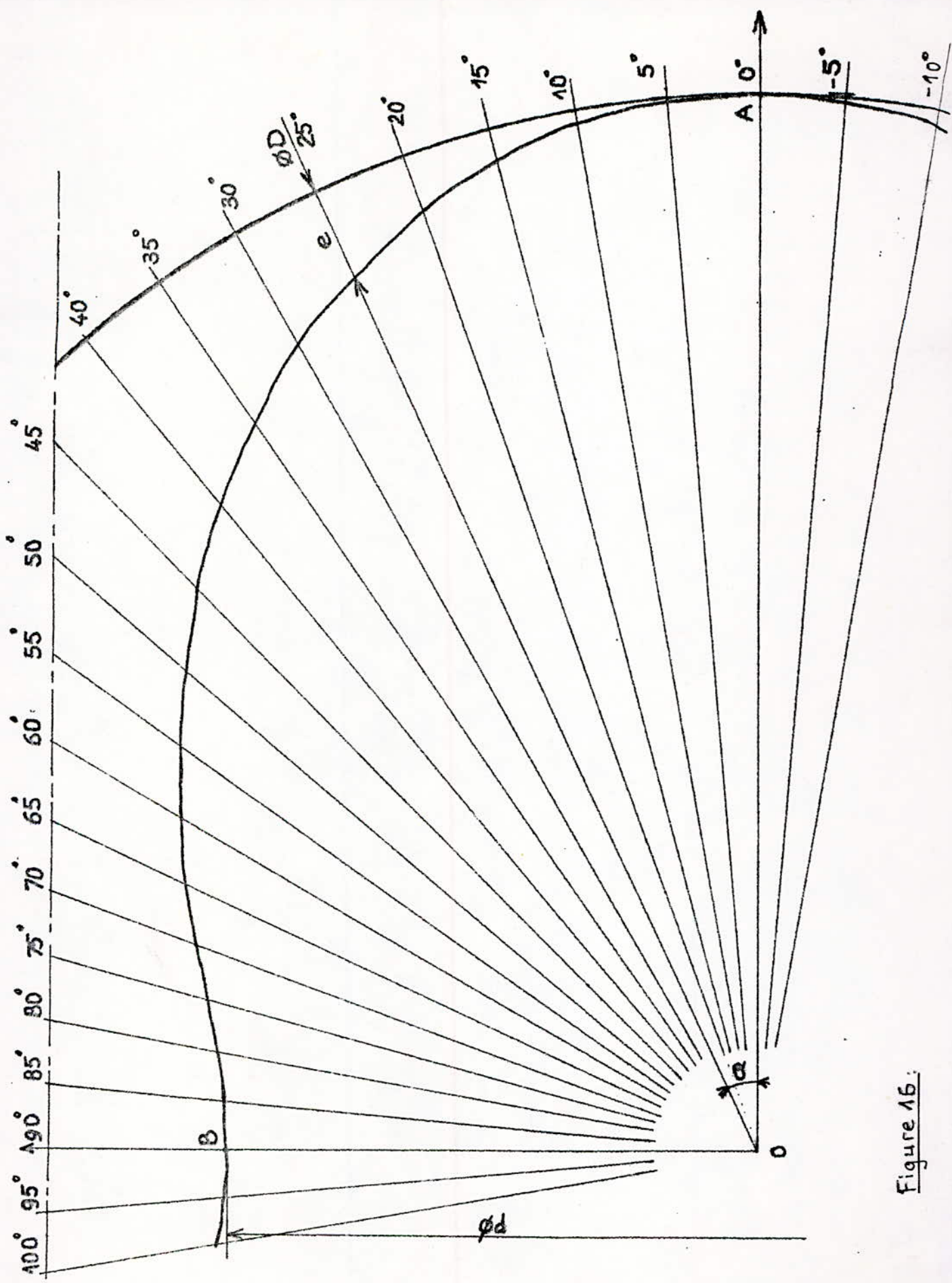


Figure 16.

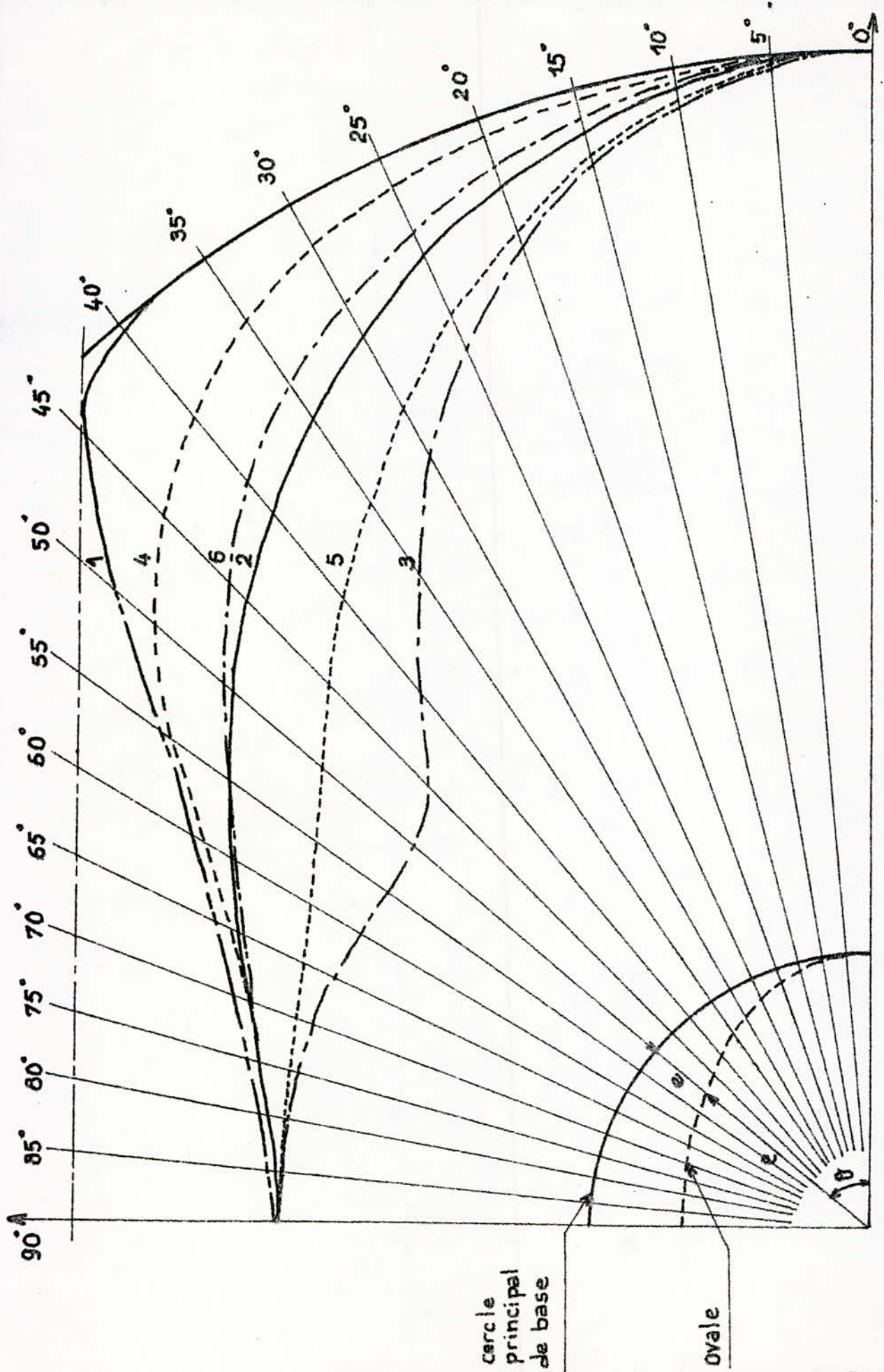


Figure 17.

| Référence<br>Courbe | Écart en microns autour de la courbe théorique |      |      |      |       |       |     |     |     |     |
|---------------------|--|------|------|------|-------|-------|-----|-----|-----|-----|
|                     | 0°   | 10°  | 20°  | 30°  | 40°   | 50°   | 60° | 70° | 80° | 90° |
| 2                   | +0   | +0,3 | +1,2 | +2,5 | +4,1  | +5,9  | +7  | +7  | +7  | +7  |
|                     | -10  | -0,6 | -2,3 | -5   | +8,3  | -11,7 | -13 | -13 | -13 | -13 |
| 3                   | +0   | +0,5 | +2,2 | +4,9 | +10   | +10   | +10 | +10 | +10 | +10 |
|                     | -0   | -0,9 | -4,5 | -9   | -10   | -10   | -10 | -10 | -10 | -10 |
| 4                   | +0   | -0   | -0   | -0   | -0    | -0    | -0  | -0  | -0  | -0  |
|                     | -0   | -0,2 | -1   | -3   | -8    | -16,6 | -20 | -20 | -20 | -20 |
| 5                   | +0   | +0,5 | +2   | +4   | +6,1  | +7    | +7  | +7  | +7  | +7  |
|                     | -0   | -1,1 | -4   | -8   | -12,1 | -13   | -13 | -13 | -13 | -13 |

### 2.5.2.2 - Aspects graphiques des différents fuseaux :

(voir fig. 18 .19 .20 .21)

### 2.5.2.3 - Profils réalisés :

Les profils relevés ou réalisés, doivent être continus (sans bosses ni vagues), symétriques et doivent s'aligner sur une courbe de la famille considérée, à l'intérieur du fuseau de tolérance (fig. 22. 23. 24 .25) .

### 2.5.3 - Courbes méridiennes des jupes :

On arrive généralement à de bons résultats , dans chaque cas particulier avec une courbure commune à tous les plans méridiens . Les procédés d'usinage exploitables ,s'accommodent d'ailleurs à toutes les courbes expérimentales , pourvu que ces dernières soit continues et sans singularités notables . La prédétermination des courbures méridiennes idéales ,reste très délicate dans chaque cas, des courbures distinctes bien que très voisines, conduisant souvent à des résultats très différents .Il est donc nécessaire de mettre en évidence les différences existant entre ces courbes . On peut par exemple construire

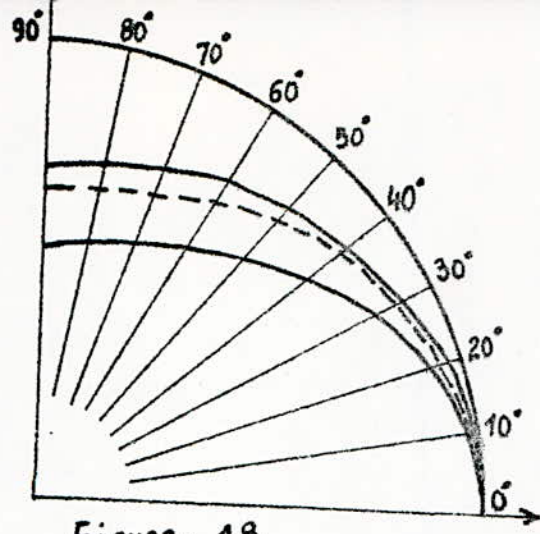


Figure: 18

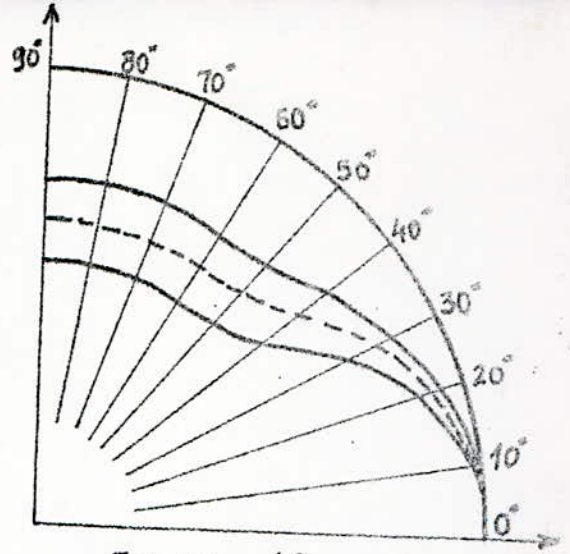


Figure: 19

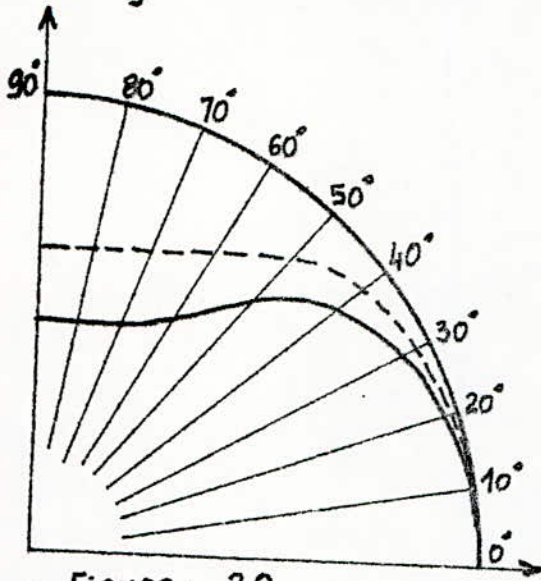


Figure: 20

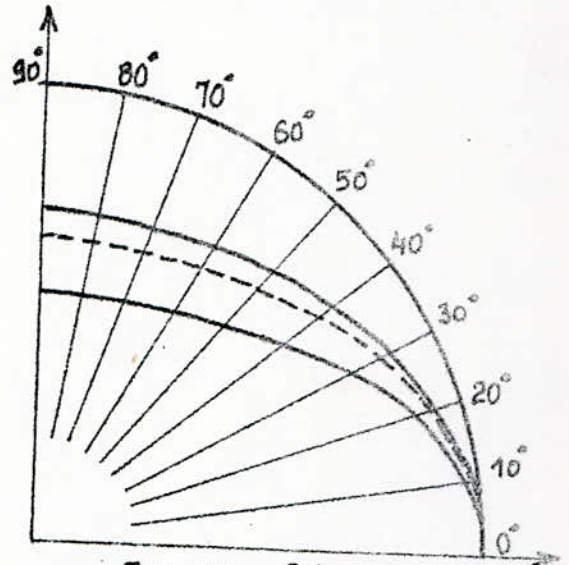


Figure: 21

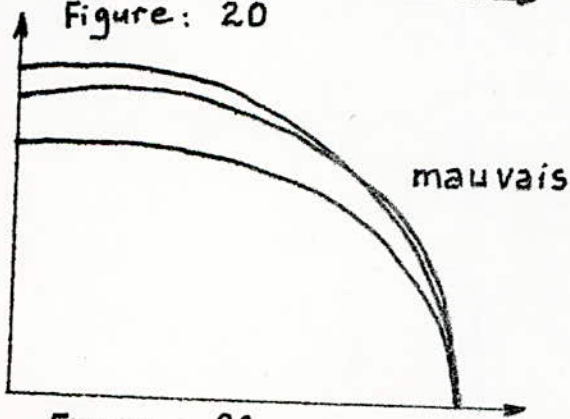


Figure: 22

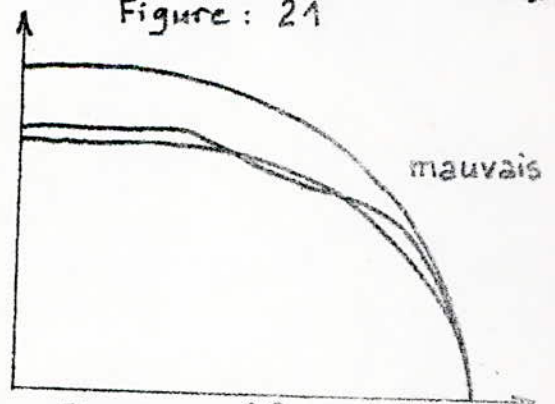


Figure: 23

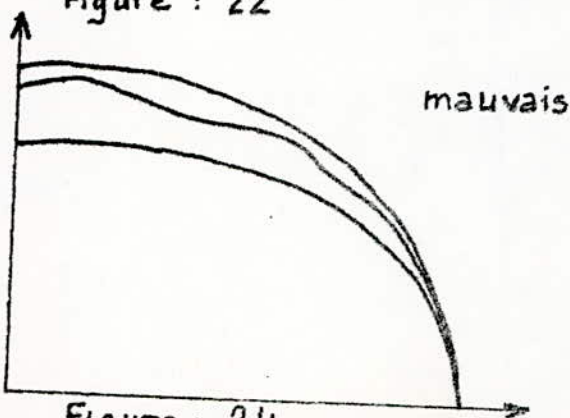


Figure: 24

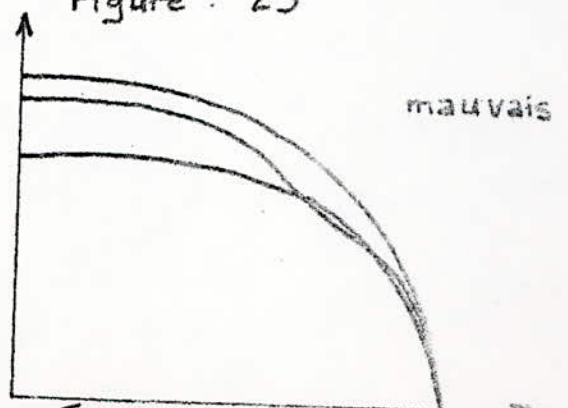


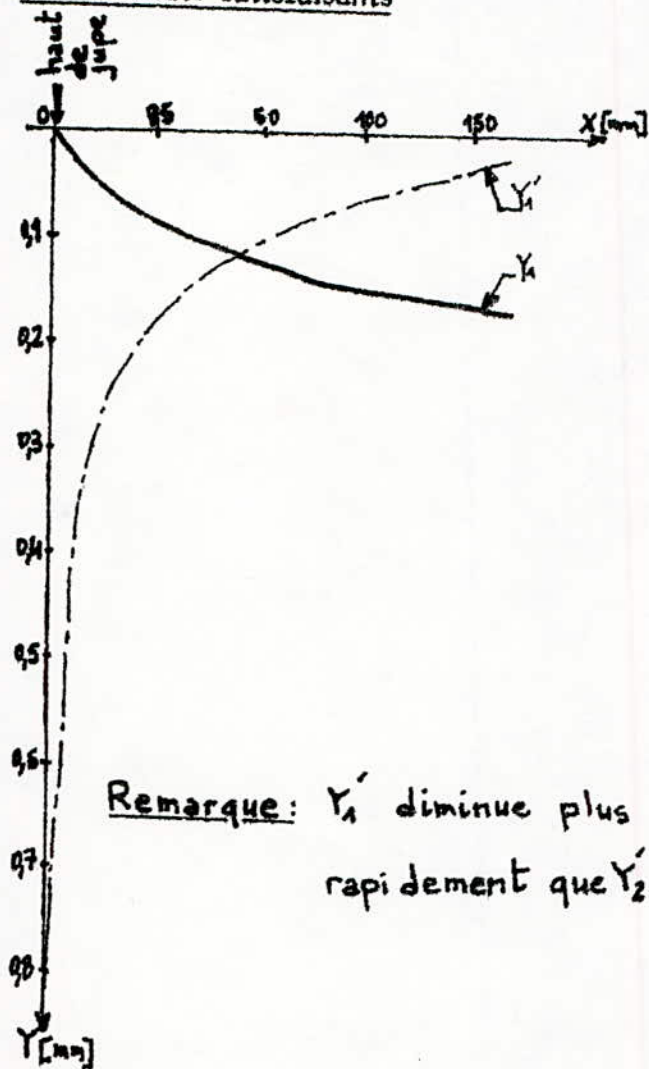
Figure: 25

graphiquement leurs dérivées premières ; ce procédé permet dans certains cas, des différenciation intéressantes ( voir fig. 26)

Il est quelquefois possible , comme pour les profils polaires , de mettre ces courbes en équation .

Exemple :  $y = a.e^{-bx}$

courbure méridienne: ayant donné des résultats satisfaisants



courbure méridienne: ayant donné de mauvais résultats

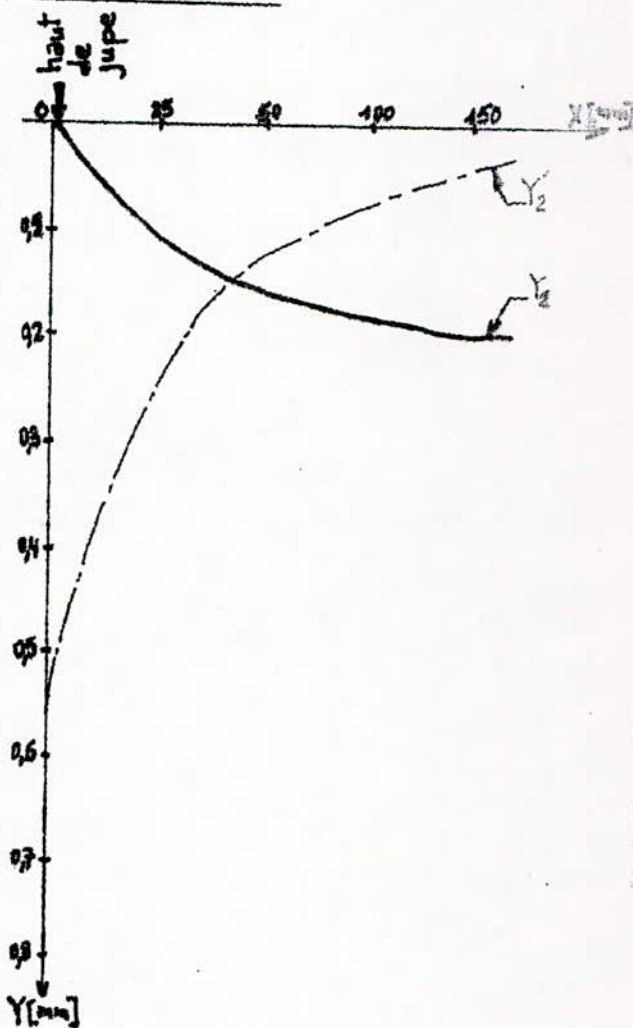


fig.26 : Courbures méridiennes et courbures dérivées d'une jupe de piston .



### 3 - Matériaux :

Les principales propriétés ayant une influence sur le comportement des pistons sont :

- Densité
- Propriétés mécaniques aux températures de fonctionnement (dureté à chaud ,résistance à la traction )
- Conductibilité thermique
- Coefficient de dilatation
- Qualités de frottement , de résistance à l'usure , d'adhérence de la couche d'huile .

#### 3.1 - Composition chimique des alliages utilisés dans la fabrication des pistons :

Nous nous limiterons à énumérer les principales classes d'alliages en choisissant un exemple type dans chacune d'elle .

Les différents alliages utilisés sont :

- Fonte
- Acier
- Alliages légers coulés
- Alliages légers forgés
- Alliages de Mg

Les propriétés principales sont comparées dans le tableau de la page 25 .

PROPRIETES PRINCIPALES DES ALLIAGES UTILISES POUR PISTON

|                              |          | DENSITE | RESISTANCE DE TRACTION<br>IN/mm <sup>2</sup> | CONDUCTIBILITE THERMIQUE<br>[cal/cm.s.°c] | DURETE BRINELL<br>à 250°C | COEFFICIENT DE DILATATION<br>[×E-6/°K] |
|------------------------------|----------|---------|--|---|---------------------------|--|
| FONTE                        |          | 7.25    | 150  | 0.11                                      | 180                       | 12                                     |
| ACIER                        |          | 7.5     | 900  | 0.11                                      | 200/230                   | 12                                     |
| ALLIAGES<br>LEGERS<br>COULES | au Cu    | 3       | 100/240                                      | 0.40                                      | 40/45                     | 24                                     |
|                              | Al-Cu-Ni | 2.8     | 240/300                                      | 0.40                                      | 65/70                     | 23                                     |
|                              | 10% Si   | 2.7     |  | 0.30                                      |                           | 20                                     |
|                              | 20% Si   | 2.6     | 140  | 0.30                                      |                           | 19                                     |
|                              | VANASIL  | 2.65    | 210  | 0.22                                      | 79                        | 16                                     |
| ALLIAGES<br>LEGERS<br>FORGES | 25% Si   | 2.5     | 190  | 0.30                                      | 70/80                     | 18                                     |
|                              | au Cu    | 2.73    |  | 0.30                                      | 127                       | 23.2                                   |
|                              | au Si    | 2.7     | 330  | 0.30                                      | 75                        | 20                                     |
|                              | au Mg    | 1.75    | 200/320                                      | 0.30                                      | 55/65                     | 25                                     |

### 3.1.1 - Composition chimique de la fonte :

Nous donnons comme exemple : la composition chimique d'une Chevrolet.

| C %         | Si ‰         | Mn ‰        | Ni ‰         | Cr ‰         | P ‰ | S ‰ |
|-------------|--------------|-------------|--------------|--------------|-----|-----|
| (3,3 à 3,5) | (2,25 à 2,5) | (0,5 à 0,7) | (0,15 à 0,2) | (0,15 à 0,2) | 0,2 | 0,1 |

### 3.1.2 - Composition chimique des aciers :

Les aciers pour piston sont à forte teneur en cuivre .

Nous donnons ci-après la composition chimique de deux aciers américains pour pistons :

|      | Acier (Lincoln) | Acier (Ford) |
|------|-----------------|--------------|
| C %  | 1.76            | 1.4 à 1.6    |
| Si % | 0.98            | 0.9 à 1.1    |
| Mn % | 0.71            | 0.8 à 1      |
| Cu % | 2.6             | 2 à 2.5      |
| Cr % | /               | 0.15 à 0.2   |

### 3.1.3 - Composition chimique des alliages légers coulés :

Nous classerons les alliages légers coulés en 3 catégories :

- les alliages Al-Cu
- les alliages Al-Cu-Ni ou Al-Cu-Fe
- les alliages Al-Si

#### 3.1.3.1 - Alliages Al-Cu :

Les alliages Al-Cu ont la composition chimique approximative suivante :

|        |           |           |
|--------|-----------|-----------|
| Cu %   | Si %      | Fe %      |
| 8 à 12 | 0.3 à 0.5 | 0.5 à 1.5 |

### 3.1.3.2 - Alliages Al-Cu-Ni ou Al-Cu-Fe :

Nous donnerons comme exemple l'alliage Y et l'alliage Nova dont les compositions chimiques sont :

|      | Alliage Y | Alliage Nova |
|------|-----------|--------------|
| Cu % | 4         | 11           |
| Ni % | 2         | 0            |
| Mg % | 1.2       | 0.23         |
| Fe % | 0.2       | 0.73         |
| Si % | 0.2       | 0.56         |
| Mn % | /         | 0.08         |

### 3.1.3.3 - Alliages au Si :

La teneur en Si peut aller de moins de 10% à 25% .

L'augmentation de la teneur en Si diminue le coefficient de dilatation et la densité .

Une teneur trop élevée en Fe ,dépassant 1% , augmente la fragilité de l'alliage et peut conduire à la rupture du piston .

Voici quelques compositions d'alliages au Si :

|      | Alliages à basse<br>teneur en Si<br>Ex: AS9UN | Alliages à moyenne<br>teneur en Si<br>Ex: AS12UN | Alliages à forte teneur en Si |                 |
|------|---|--|-------------------------------|-----------------|
|      |   |  | Ex: AS22UN                    | Ex: Vanasil "Z" |
| Si % | 9   | 12.5   | 22                            | 22              |
| Fe % | 0.6   | 0.7  | 0.6                           | 0.75            |
| Cu % | 1   | 1  | 1                             | 1.05            |
| Ni % | 1   | 1  | 1.2                           | 2.25            |
| Mg % | 1.2   | 1.2  | /                             | 1               |
| Zn % | /   | /  | /                             | 0.15            |
| Mn % | /   | /  | /                             | 0.1             |

### 3.1.4 - Composition chimique des alliages légers forgés :

Les alliages légers forgés ont des qualités mécaniques meilleures .

On rencontre des alliages forgés au Cu, au Si, au Mg .

Nous donnons ci-après quelques compositions :

|      | Alliage au Cu<br>Ex: R.R.59 | Alliage au Si<br>Ex: Nova | Alliage au Mg  |          |
|------|-----------------------------|---------------------------|----------------|----------|
|      |                             |                           | Mercedes(1940) | G-A6Z1   |
| Cu % | 2.5                         | 0.90                      | /              | 0.1      |
| Si % | 0.47                        | 11.30                     | 0.59           | 0.2      |
| Mg % | 1.43                        | 0.82                      | le reste       | le reste |
| Ni % | 1.42                        | 0.90                      | /              | /        |
| Fe % | 0.77                        | 0.38                      | 0.71           | 0.3      |
| Al % | le reste                    | le reste                  | /              | 6        |
| Zn % | /                           | /                         | /              | 1        |
| Mn % | /                           | /                         | /              | 0.2      |

Dans les alliages au Mg, l'aluminium a pour effet d'augmenter les caractéristiques mécaniques et la coulabilité, le zinc agit surtout sur la ductilité, tandis que le manganèse améliore la résistance à la corrosion.

### **3.2 - Comparaison des propriétés des matériaux pour pistons :**

#### **3.2.1 - Densité :**

La densité des alliages légers est environ 3 fois plus faible que celle des alliages ferreux.

L'augmentation de la teneur en Si fait diminuer la densité.

#### **3.2.2 - Conductibilité thermique :**

Celle des alliages légers est de 3 à 4 fois (à 200 °C) celle des alliages ferreux ; de plus, elle croît avec la température alors que celle des alliages ferreux décroît légèrement.

#### **3.2.3 - Dureté à chaud :**

La dureté à chaud est un élément important pour la tenue des gorges des segments.

L'examen de la répartition des températures de pistons en alliages légers (fig.27), permet de voir que les parties du piston, où la dureté à chaud est un facteur important (gorges de segments), sont à une température qui peut atteindre 300 °C pour les moteurs Diesel à préchambre. Bien que cette température critique soit plus forte de 100 °C pour les pistons en fonte ou en acier que les pistons en alliages légers, le matage des gorges de segments sera plus marqué avec les alliages légers.

En effet , à froid la dureté des alliages legers est déjà moitié de celle des alliages ferreux ; et à 250 °C , les alliages legers perdent 50% de leur dureté, alors que les alliages ferreux conservent la leur .

A forme identique , le matage des gorges de segments serait donc 4 fois plus rapide avec les pistons en alliage d'aluminium qu'avec les pistons en fonte ou en acier .

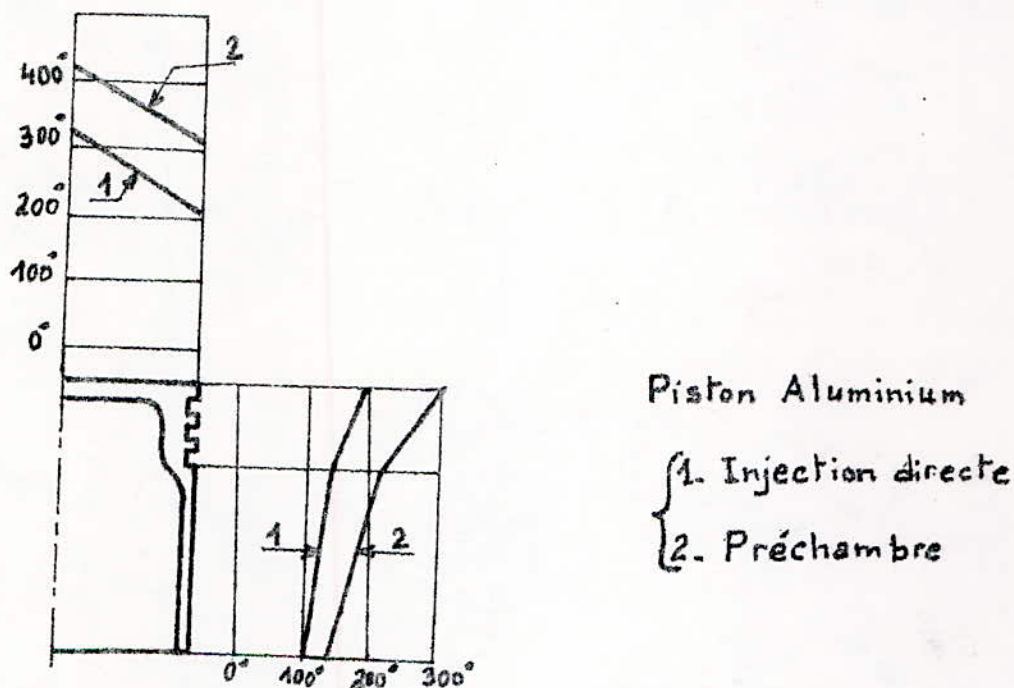


fig.27 : Températures des pistons Diesel.

### 3.2.4 - Dilatation :

Le coefficient de dilatation des alliages d'aluminium est de 50% à 100% plus élevé que celui des alliages ferreux .

### 3.2.5 - Qualité de frottement , résistance à l'usure et adhérence à la couche d'huile :

Ces propriétés ne dépendent pas que du matériau utilisé pour le piston;

le matériau de la chemise, l'huile employée, les états de surface jouent un rôle important.

#### -Usure des pistons :

En générale les usures des pistons sont extrêmement faibles ; après 1000 heures de service, on note à peine 1 à 2% d'usure de jupe. C'est la chemise qui s'use et cette usure est due à l'effet de rodoir des segments et du piston qui promènent des particules abrasives.

Pour les pistons en alliages d'aluminium, la présence de poussières (Silice) due à un mauvais filtrage est catastrophique pour le cylindre ; les particules dures abrasives s'incrustent dans le piston plus tendre et usent la chemise.

#### -Adhérence de l'huile :

L'huile adhère mieux sur la fonte que sur l'acier ou les alliages légers.

On utilise parfois des dépôts superficiels sur les surfaces de frottement.

### **3.3 - Classement des matériaux :**

Les propriétés des matériaux étudiés plus haut, sont souvent contradictoires.

Aussi a-t-on essayé de trouver un facteur tenant compte des principales caractéristiques des alliages, afin de classer les matériaux :

$$\text{Coefficient de Fleury } k = \frac{\text{conductibilité thermique}}{\text{coeff. de dilatation} * \text{densité}}$$

Plus k est grand, meilleur est le matériau.

Le classement des matériaux serait le suivant :



| <u>Matériau</u>               | <u>Coeff. de Fleury k</u> |
|-------------------------------|---------------------------|
| - Alliage Al à 25 % Si.....   | 8,90                      |
| - Alliage Al à 12 % Si.....   | 7,35                      |
| - Alliage Y ( Al-Cu-Ni )..... | 6,30                      |
| - Alliage Al à 12 % Cu.....   | 5,80                      |
| - Fonte et acier.....         | 1,26                      |

Mais ces coefficients ne tiennent pas compte d'autres facteurs tels que :

-facilité d'usinage

-facilité d'élaboration

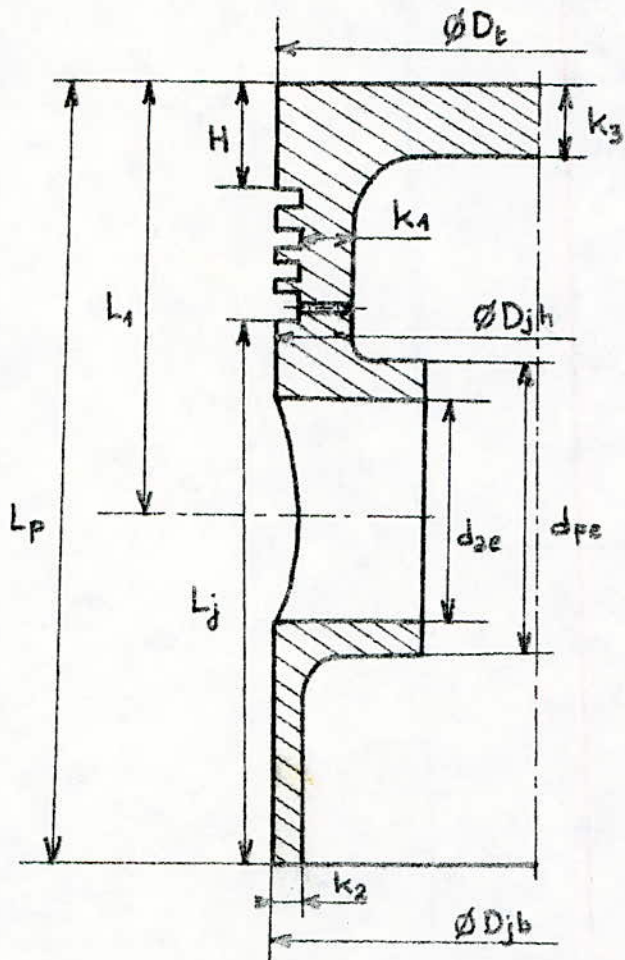
qui rentrent en ligne de compte dans le prix de revient .

#### 4 - Calcul du piston Diesel

##### 4.1 - Dimensions principales du piston

Le dimensionnement du piston est basé essentiellement sur les essais

expérimentaux [ 6 ], [ 1 ] :  
d'où le tableau des dimensions du piston :



|            |                       |
|------------|-----------------------|
| $D_t =$    | (0,993 à 0,994 ) D    |
| $H =$      | (0,15 à 0,20 ) D      |
| $K_3 =$    | (0,1 à 0,15 ) D       |
| $K_1 =$    | (1,0 à 1,2 ) $K_3$    |
| $L_1 =$    | (0,6 à 0,9 ) D        |
| $d_{ae} =$ | (0,30 à 0,45 ) D      |
| $d_{pe} =$ | (1,2 à 1,8 ) $d_{ae}$ |
| $D_{jh} =$ | (0,997 à 0,998) D     |
| $D_{jb} =$ | (0,9985 à 0,9990) D   |
| $L_j =$    | (0,80 à 1,25 ) D      |
| $L_p =$    | (1,25 à 1,7 ) D       |
| $K_2 =$    | (0,03 à 0,04) D       |

avec :  $D$  = L'alésage du cylindre

$D_t$  = Le diamètre de tête du piston

$K_1$  = l'épaisseur entre fond de gorge et paroi interne du piston

$H$  = Position du 1<sup>er</sup> segment par rapport à la tête.

$K_3$  = Epaisseur du fond de piston

$L_1$  = distance du centre de l'axe à la tête

dae = diamètre extérieur de l'axe

dpe = diamètre extérieur du support de l'axe de piston

Djh = diamètre de haut de jupe

Djb = diamètre de bas de jupe

Lj = Longueur de jupe

Lp = Longueur totale de piston

$K_2$  = Epaisseur inférieure de la jupe.

- Dimensions de la région porte - segments :

Dimensions des segments :



Avec :  $h_s$  = hauteur de segment

$e_s$  = épaisseur de segment

Les dimensions des segments sont données d'après le tableau suivant [ 6 ] :

|                         |                                       |
|-------------------------|---------------------------------------|
| Segment<br>d'étanchéité | $e_{se} = (0,038 \text{ à } 0,040) D$ |
|                         | $h_{se} \leq e_{se}$                  |
| Segment<br>racleur      | $e_{sr} = e_{se} + 1,5 \text{ mm}$    |
|                         | $h_{sr} = h_{se} = 1,5 \text{ mm}$    |

\* Choix du nombre de segments :

Le nombre de segments est choisi en fonction de l'alésage du cylindre D , d'après

le tableau suivant [ 6 ] :

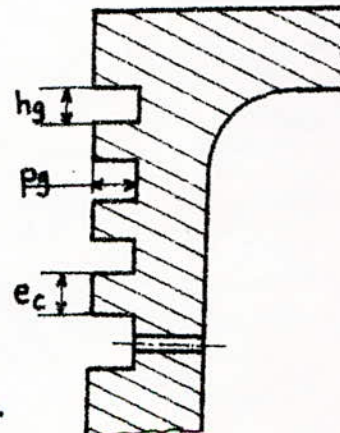
| Diamètre de l'alésage<br>du cylindre D en mm | Nombre de Segments |          |
|--|--------------------|----------|
|  | d'étanchéité       | racleurs |
| < 50   | 2 - 3              | 1 - 2    |
| 50 - 75                                      | 2 - 3              | 1 - 2    |
| 75 - 110                                     | 2 - 3              | 2        |
| > 110  | 2 - 4              | 2        |

✱ Dimensions des gorges :

On distingue deux sortes de gorges :  
les gorges pour segment d'étanchéité, et les  
gorges pour segment racleur.

On a autant de gorges que de segments .

Les dimensions de la gorge du segment racleur  
sont plus grande que celle du segment d'étanchéité.



d'où le tableau des dimensions des gorges [6] :

|  |            |                        |
|--|------------|------------------------|
| Dimensions de la gorge<br>du segment d'étanchéité. | $h_{ge} =$ | $h_{se} + j_h$         |
|  | $j_h =$    | ( 0,03 à 0,05 ) [ mm ] |
|  | $p_{ge} =$ | $e_{se} + j_e$         |
|  | $j_e =$    | ( 0,5 à 1,5 ) [ mm ]   |

|  |       |                |
|--|-------|----------------|
| Dimensions de la gorge<br>du segment racleur | hgr = | hge + 1,5 [mm] |
|  | Pgr = | Pge + 1,5 [mm] |

avec : hge = hauteur de gorge du segment d'étanchéité.

Pge = profondeur de gorge du segment d'étanchéité

jh = jeu axial entre gorge et segment

je = jeu radial entre gorge et segment

hgr = hauteur de gorge du segment racleur

Pgr = profondeur de gorge du segment racleur

× Dimensions des cordons :

Le cordon étant l'épaisseur de matière séparant deux segments, si on a (n) segments on aura (n - 1) cordons.

Pour éviter toute déformation sous les contraintes thermiques et mécaniques, l'épaisseur du premier cordon sera plus grande que les autres.

D'où le tableau des dimensions des cordons [ 1 ] :

|   |                                     |
|---|-------------------------------------|
| Epaisseur du 1 <sup>er</sup> cordon   | $e_{c1} = (0,04 \text{ à } 0,05) D$ |
| Epaisseur du 2 <sup>ème</sup> , 3 <sup>ème</sup><br>..... (n - 1) ième cordon | $e_c = (0,025 \text{ à } 0,030) D$  |

avec :

D = alésage du cylindre

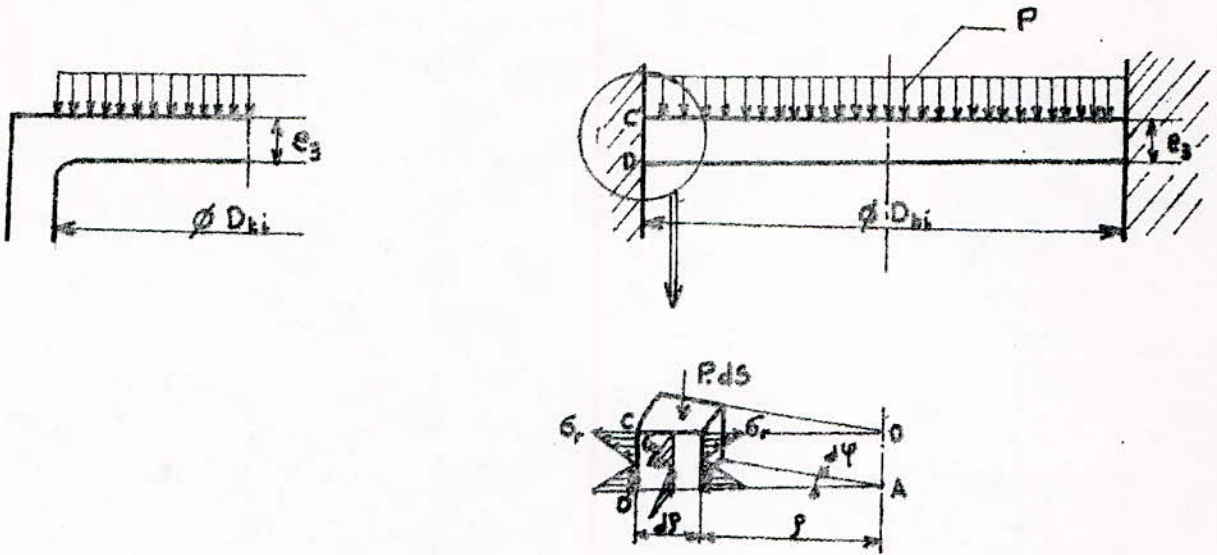
$e_c$  = épaisseur du cordon

n = nombre de segments.

## 4.2 - Calcul des contraintes :

### 4.2.1 Contraintes de flexion de la tête du piston :

La tête du piston est considérée comme une plaque circulaire encastrée de diamètre  $D_{hi}$  et d'épaisseur  $e_3$ , avec une charge uniformément répartie (fig.28)



(fig ; 28 ) : Contraintes sur la tête de piston.

On isole un élément de hauteur  $e_3$ , de largeur très petite  $d\rho$ , correspondant à un secteur d'angle très petit  $d\varphi$  et contigu à la section d'encastrement CD. Il est en équilibre sous les actions suivantes : une contrainte normale radiale  $\sigma_r$  dirigée suivant un rayon de la plaque, une contrainte normale tangentielle  $\sigma_t$ , tangente aux circonférences de centre O, et une charge  $p$ , perpendiculaire au plan de la plaque et relative à l'élément, de valeur  $p.ds$ .

En C, la contrainte  $\sigma_r$  est d'extension.

En D, la contrainte  $\sigma_r$  est de compression. De même, la contrainte  $\sigma_t$  est de compression en D et d'extension en C.

La contrainte de flexion de la tête du piston est maximale en C et a pour valeur [5] :

$$\sigma_{f,max} = 0,75 \cdot (P_{cyl,max} - P_{carter}) \left( \frac{D_{ti}}{2e_3} \right)^2$$

avec :

$P_{cyl,max}$  : la pression maximale dans le cylindre

$P_{carter}$  : la pression dans le carter, on prend :

$$P_{carter} = 1 \text{ atm.}$$

$D_{ti}$  : diamètre intérieur du piston

$e_3$  : épaisseur du fond de piston.

Cette contrainte maximale doit être inférieure à la contrainte admissible à la traction du matériau du piston :

$$\sigma_{f,max} < \sigma_{adm}$$

#### 4.2.2 Flèche maximale de la tête du piston :

La flèche de la tête est maximale au centre de la plaque et a pour valeur [ 5 ] :

$$f_{max} = A \cdot \frac{(P_{cyl,max} - P_{carter}) \cdot D_{ti}^4}{16 \times E \times e_3^3}$$

Avec :

E: module d'élasticité longitudinal du matériau

A: est une constante dépendant du matériau

A= 0,175 pour les aciers

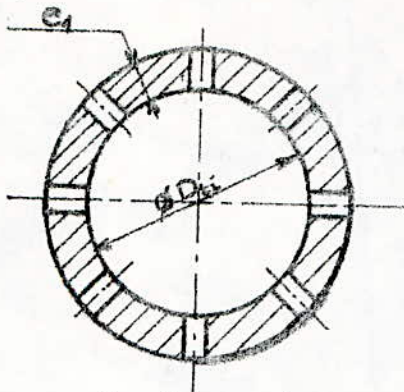
A= 0,168 pour l'Al et ses alliages

la flèche maximale de la tête doit être inférieure à la flèche admissible  $f_{adm} = 0,001 D$

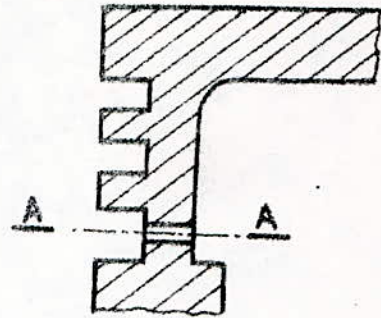
avec : D = alésage du cylindre

$$f_{max} < f_{adm}$$

#### 4.2.3 - Contraintes de compression sur la région porte - segments



Section A-A



La contrainte maximale de compression qui s'exerce sur la région porte - segments où la section est la plus faible, est située au niveau du segment racleur et elle est donnée par la relation :

$$\sigma_{c,max} = P_{cyl,max} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{1}{S_{A-A}}$$

avec :  $S_{A-A}$  : la section de la région A-A qui est la plus faible du piston à cause des trous de graissage qui se trouvent au niveau du segment racleur .

$$S_{A-A} = \pi \left[ (D_{it} + 2e_1)^2 - D_{it}^2 \right] - n \cdot dp \cdot e_1$$

avec :  $dp$  : diamètre du trou de graissage

$$dp = \frac{h_{gr}}{3}$$

$n$ : nombre de trou de graissage

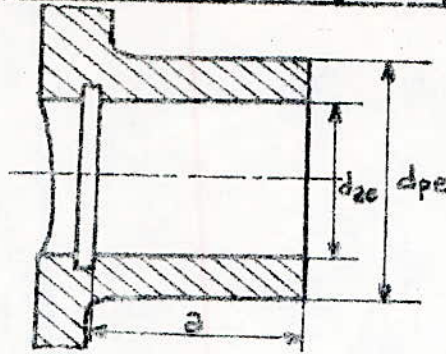
on choisit  $n = 12$ .

La contrainte maximale de compression de la région porte - segments doit être inférieure à la contrainte admissible de traction :

$$\sigma_{c,max} < \sigma_{adm}$$



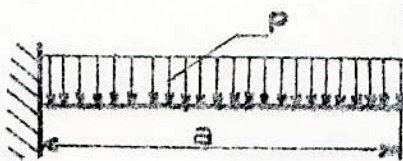
#### 4.2.4 - Contrainte de Flexion des bossages du piston :



Les bossages du piston sont soumis aux contraintes de flexion due à la pression des gaz de combustion.

Pour déterminer ces contraintes, on assimile le bossage du piston à une poutre encastrée à une extrémité, de longueur (a) et uniformément chargée (fig. 29)

avec : a = longueur de la portée de l'axe dans un bossage



$$a = (0,33 \text{ à } 0,45) \cdot D.$$

fig. 29 : Contraintes sur les bossages de l'axe.

Pour déterminer le moment de flexion en une section de la poutre, on isole un élément de longueur x (fig. 30)



Fig. 30

d'où le moment de flexion en x :  $M_f(x) = P(d_{ae} \cdot x) \cdot \frac{x}{2}$

Le moment de flexion est maximum pour  $x = a$

d'où  $M_f \cdot \max = P \cdot a \cdot d_{ae} \cdot \frac{a^2}{2}$

La contrainte maximale de flexion est donnée par :

$$6 f_{b, \max} = \frac{M_{f \max}}{\left(\frac{I}{V}\right)}$$

avec I : moment d'inertie de la section

$$I = \frac{\pi}{64} (d_{pe}^4 - d_{ae}^4)$$

V = distance de la fibre la plus éloigné de l'axe neutre

$$V = \frac{d_{pe}}{2}$$

d'où 
$$\frac{I}{V} = \frac{\pi}{32} \frac{(d_{pe}^4 - d_{ae}^4)}{d_{pe}}$$

d'où la contrainte maximale de flexion des bossages du piston est égale à

$$6 f_{b \max} = \frac{P \times d_{ae} \times a^2 \times 16 \times d_{pe}}{\pi \times (d_{pe}^4 - d_{ae}^4)}$$

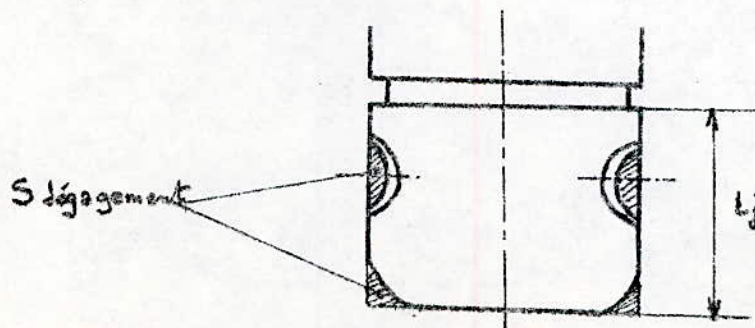
La contrainte maximale de flexion des bossages du piston doit être

inférieure à la contrainte admissible à la traction :

$$6 f_{b \max} < 6 \text{ adm.}$$

#### 4.2.5 - Pression spécifique sur la Jupe du Piston :

Afin de permettre le bon guidage du piston dans le cylindre, la pression spécifique sur la jupe du piston doit être limitée.



La pression spécifique sur la jupe du piston est donnée par l'expression

suivante [6] :

$$P_j = \frac{N_{\max}}{D \cdot L_j - S_{\text{dégagerent}}}$$

Avec :  $D \cdot L_j$  : La projection de la surface de la jupe  
 $S_{\text{dég}}$  : La surface de dégagerent,  $S_{\text{dég}} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{pe}^2$   
 $N_{\max}$  : la force LATERALE maximale sur le piston .

Cette pression spécifique calculée doit être inférieure à la pression spécifique admissible  $P_{\text{adm}}$  ( $P_{\text{adm}} = 1,5 \text{ à } 3 \text{ N/mm}^2$ )

$$P_j < P_{\text{adm}}$$

#### 4.2.6 - Contraintes thermiques sur le piston

Après un fonctionnement prolongé du moteur, la température du bas de la jupe est à  $\sigma_1$  ( $\sim 125^\circ \text{C}$ ), l'arrête de la couronne de tête est à  $\sigma_2$  et le centre de la tête du piston est à  $\sigma_3$  ( $\sigma_1 < \sigma_2 < \sigma_3$ ).

Ces valeurs de températures se modifient dans le temps et dans l'espace en fonction du régime du moteur.

Il s'ensuit l'apparition de déformations de contraintes thermiques sur le piston. Ces dernières sont d'autant plus intenses que les variations de régime sont plus rapides.

La déformation thermique de la tête est donnée par [1] :

$$\Delta D = \alpha \cdot D \cdot (\sigma_3 - \sigma_2)$$

avec  $\Delta D$  : augmentation du diamètre du piston  
 $\alpha$  : coefficient de dilatation du matériaux du piston

$\sigma_3 - \sigma_2$  : différence de température entre centre et périphérie de la tête du piston.

La contrainte thermique est donnée par [1] :

$$\sigma_{th} = E \cdot \alpha \cdot \frac{(\sigma_3 - \sigma_2)}{2}$$

avec : E. module d'élasticité longitudinale.

## II - AXE DE PISTON

### 1- Fonction

L'axe de piston a pour rôle de transmettre à la bielle l'effort dû aux gaz reçu par le piston, de guider la bielle en rotation pendant le mouvement alternatif du piston.

Il est soumis :

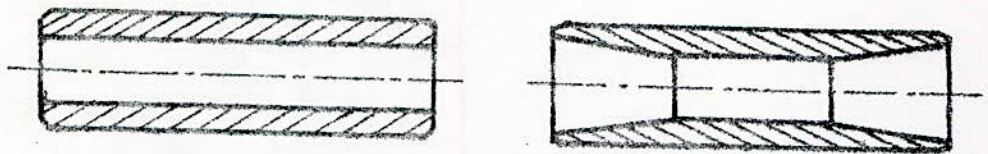
- aux efforts dus aux gaz
- aux efforts d'inertie du piston, dont le maximum se trouve au point mort haut en fin d'échappement.

### 2 - Construction

#### 2.1 - Formes

On rencontre deux types d'axes de piston :

- la construction lourde où l'axe du piston est un simple tube aux extrémités chauffreinés (fig. 31a).
- la construction légère : dans laquelle le trou central se termine aux extrémités par une partie tronconique (fig. 31 b) permettant ainsi un allègement sans compromettre la solidité. Cette solution est nettement plus chère que la précédente, car elle nécessite l'usinage de la partie tronconique.



a

b

fig. 31 différentes forme d'axe de piston.

## 2.2 - Montage

Trois montages peuvent être adoptés :

- l'axe est serré dans la bielle et tourillonne dans le piston. Le serrage dans le pied de bielle est réalisé :

\* soit par blocage de l'alésage du pied de bielle par vis  
( pied fendu )

\* soit par enroulement à la presse.

- l'axe est libre dans la bielle et serré dans le piston.

L'axe est alors arrêté mécaniquement. Il est recommandé de ne fixer l'axe que d'un seul côté pour ne pas gêner le piston dans sa dilatation.

- l'axe est libre à la fois dans la bielle et dans le piston (ou montage flottant) : ( fig. 32 ).

C'est le montage le plus employé car il offre le plus de sécurité du point de vue de la tenue mécanique.

Il est un peu plus compliqué en ce sens qu'il nécessite des ajustements et des états de surfaces particuliers pour les parties frottantes.

Le déplacement latéral de l'axe est limité par des circlips placés dans des gorges pratiquées dans les logements d'axe du piston (voir fig.32).

## 2.3.- Graissage de l'axe

L'axe est graissé (voir fig. 32)

- Dans le piston ; \* par brouillard d'huile

\* par des trous de graissage situés dans les bossages récupérant l'huile venant du fond de piston ou du racleur.

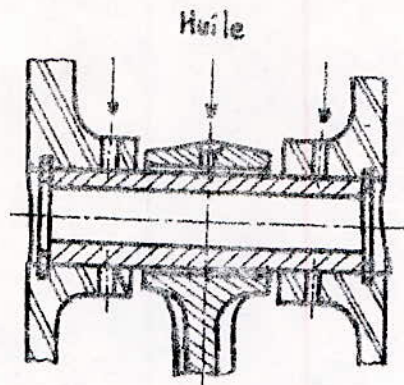


Fig. 32 : Montage flottant de l'axe

- Dans le pied de bielle : \* par retombée d'huile du fond de piston dans un trou pratiqué dans le pied de bielle
- \* sous pressions dans certains moteurs diesel, l'huile étant amenée par un trou pratiqué dans l'âme de la bielle.

### 3 - Matériaux

Les matériaux utilisés doivent répondre aux qualités de frottement, aux qualités de résistance. On a besoin d'une dureté en surface très grande vu l'importance des pressions unitaires que l'axe doit subir.

On a utilisé, et on utilise encore, des aciers doux de cémentation ou des aciers au Ni , ou Ni - Cr de cémentation.

L'intérêt des aciers spéciaux réside dans une plus grande dureté de la sous couche, ce qui permet une construction plus légère, mais l'augmentation du prix est notable.

On utilise également maintenant des aciers au carbone trempés superficiellement par chauffage en haute fréquence.

On donne ci-dessous les caractéristiques de l'acier le plus employé pour les axes de piston des moteurs diesel.

| Nuances | Dureté sous couche<br>( N/mm <sup>2</sup> ) | Allongement % | Dureté Rock welle<br>C |
|---------|---|---------------|------------------------|
| 16 NC 6 | 1100 à 1300                                 | 7 à 10        | 58 à 64                |

### -Traitement Thermique

Pour le traitement thermique, on fait une cémentation extérieure et intérieure de façon qu'en section, la surface non traitée ne soit pas inférieure à 60% de la section totale afin de conserver à l'axe une élasticité suffisante.

L'épaisseur de cémentation a pour valeur :  $e = \frac{d_{ae} - d_{ai}}{10}$

ET Pour Tolérance  $\pm 0,1$  mm, à la condition que

$0,3 \text{ mm} \leq e \leq 0,6 \text{ mm}$ .

AVEC :  $d_{ae}$  = diamètre extérieure de l'axe

$d_{ai}$  = diamètre intérieure de l'axe

si  $e > 0,6 \text{ mm}$ , adopter  $0,6 \text{ mm}$  d'épaisseur de cémentation.

4 - Calcul de l'axe

4.1 - Dimensionnement de l'axe : ( voir fig. 33 )

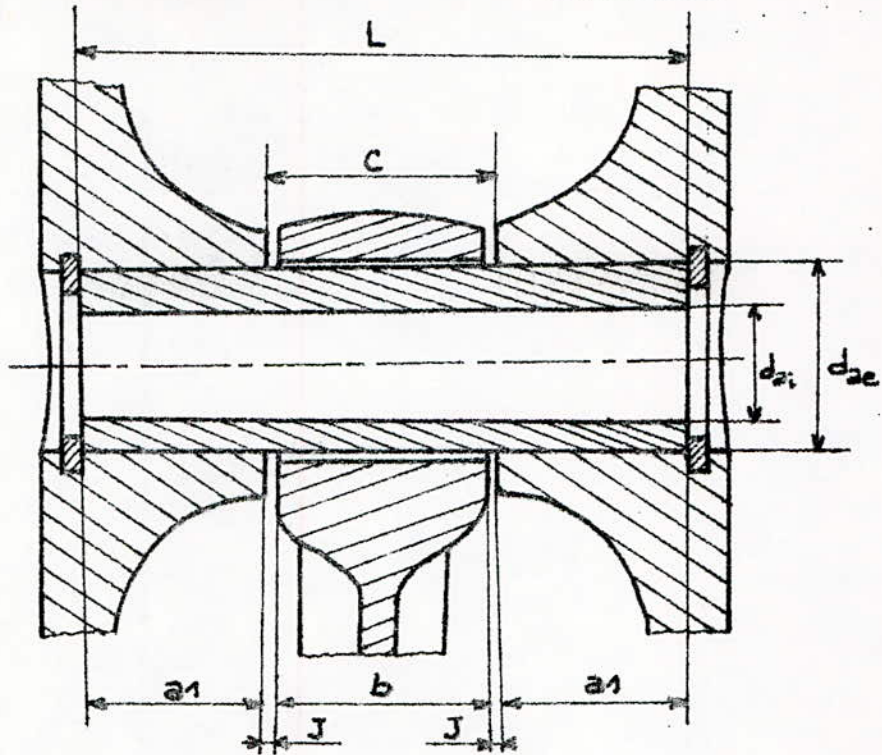


Fig. 33 - Dimensions de l'axe de piston.

Le dimensionnement de l'axe de piston est basé essentiellement sur des essais expérimentaux [6], [1] :

d'où le tableau des dimensions de l'axe de piston :

|          |   |                        |
|----------|---|------------------------|
| $d_{ae}$ | = | (0,3 à 0,45) D         |
| $d_{ai}$ | = | (0,65 à 0,75) $d_{ae}$ |
| $L$      | = | (0,8 à 0,87) D         |
| $b$      | = | (0,33 à 0,45) D        |
| $j$      | = | (1 à 2) [mm]           |
| $a_1$    | = | $(L - b - 2j) / 2$     |
| $c$      | = | $b + 2j$               |



- avec :
- dae = diamètre extérieure de l'axe de piston
  - dai = diamètre intérieure de l'axe de piston
  - L = Longueur de l'axe de piston
  - a1 = Portée de l'axe dans le support
  - j = Jeu entre pied de bielle et support de l'axe
  - b = épaisseur du pied de bielle
  - c = distance entre les deux supports de l'axe
  - D = alésage du cylindre.

#### 4.2 - Efforts sur l'axe de piston :

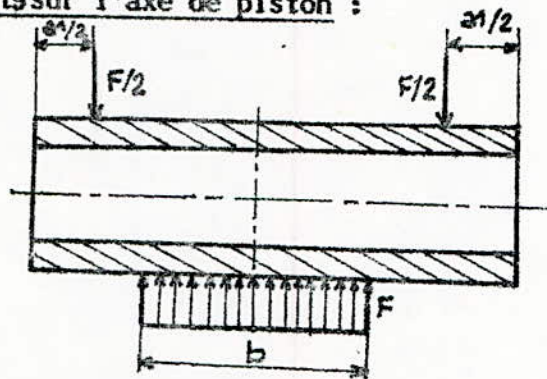


fig. 34 - Efforts sur l'axe de piston

L'axe de piston isolé est soumis à : ( fig. 34 )

- l'action du piston
- l'action de la bielle
- la force due à l'inertie de l'axe

Dans le calcul de résistance, on peut négliger cette force due à l'inertie de l'axe devant l'action du piston.

#### 4.3 - Calcul des déformations et des contraintes sur l'axe de piston

#### 4.3.1 - Calcul de la flèche de l'axe



Fig. 35 - Flèche de l'axe

A partir de l'équation différentielle de la déformée

$$y'' = - \frac{Mf}{EI}$$

Avec  $Mf$  : moment de flexion de l'axe

$I$  : moment d'inertie de la section de l'axe

$$I = \frac{\pi}{64} (d_{ae}^4 - d_{ai}^4)$$

$E$  = module d'élasticité longitudinale du matériau.

La flèche maximale de l'axe de piston est donnée par l'expression [9] :

$$f = 0,053 \cdot \frac{FA \cdot L \cdot (L + b)}{E \cdot (d_{ae}^4 - d_{ai}^4)}$$

avec :  $FA$  : effort maximum transmis à l'axe par le piston

$L$  : longueur de l'axe

$b$  : épaisseur du pied de la bielle

$d_{ae}$  : diamètre extérieure de l'axe

$d_{ai}$  : diamètre intérieur de l'axe

$E$  : module d'élasticité longitudinale du matériau de l'axe

la flèche maximale de l'axe de piston doit être inférieure à une flèche

admissible :  $f_{adm} = 1,4 \cdot 10^{-4} D$ .

$$f < f_{adm}$$

avec :  $D$  = alésage du cylindre

#### 4.3.2 - Calcul de l'ovalisation de l'axe :

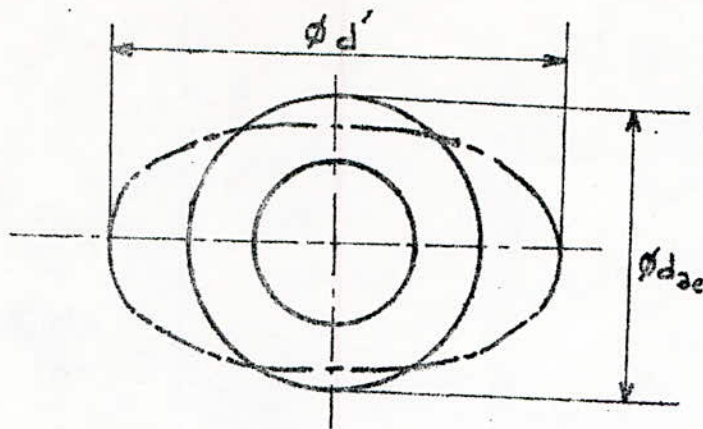


Fig 36 - Ovalisation de l'axe :

Sous l'action des efforts, l'axe de piston se déforme et prend une forme ovale. Cette ovalisation doit être limitée, sinon, il y a risque de rupture de l'axe.

L'Ovalisation, de l'axe de piston  $\delta$  a pour valeur [ 9 ] (voir Fig.36)

$$\delta = \phi_{dae} + d' = \frac{5}{12} \cdot \frac{FA \cdot dae^3}{EL \cdot (dae - dai)^3}$$

Cette ovalisation maximale calculée doit être inférieure à l'ovalisation

admissible :  $\delta_{adm} = (1,25 \cdot 10^{-4} \cdot D) + 0,0125$

avec : D = Alésage du cylindre

$$\delta < \delta_{adm}$$

#### 4.3.3 - Pression spécifique du contact projetées dans les supports de l'axe de piston

Pour permettre le bon graissage de l'axe, la pression spécifique de contact dans les supports de l'axe doit être limitée.

La pression spécifique de contact dans les supports de l'axe a pour

valeur [ 9 ] :

$$P_{sp} = \frac{F_A}{d_{ae}(L-c)}$$

avec :  $F_A$  : effort maximal transmis à l'axe par le piston.

$d_{ae}(L-c)$  : section projetée de contact de l'axe avec les supports de l'axe.

$d_{ae}$  : diamètre extérieur de l'axe.

$L$  : longueur de l'axe.

$C$  : distance entre supports de l'axe.

Cette pression spécifique de contact dans les supports de l'axe,  $P_{sp}$  doit être inférieure à la pression spécifique admissible :  $P_{sp \text{ adm}} = 15 \text{ à } 40 \text{ N/mm}^2$

$$P_{sp} < P_{sp \text{ adm.}}$$

#### 4.3.4 - Pression spécifique de contact projetées dans le pied de bielle :

De même que pour les supports de l'axe, la pression spécifique de contact dans le pied de bielle doit être limitée, afin de permettre le bon graissage de l'axe et du pied de bielle.

La pression spécifique de contact dans le pied de bielle est donné par la relation

[9] :

$$P_{sb} = \frac{F_A}{d_{ae} \cdot b}$$

avec :  $F_A$  : effort maximal transmis à l'axe par le piston (égale à l'effort de la bielle sur l'axe).

$d_{ae} \cdot b$  : section projetée de contact de l'axe

avec le pied de bielle.

dae : diamètre extérieure de l'axe.

b : épaisseur du pied de bielle.

Cette pression spécifique dans le pied de bielle doit être inférieure à la pression spécifique admissible  $p_{sb \text{ adm}}$ ,  $P_{sb \text{ adm}} = 25 \text{ à } 50 \text{ N/mm}^2$

$$P_{sb} < P_{sb \text{ adm}} .$$

#### 4.3.5 - Calcul de la contrainte de flexion de l'axe de piston :

La contrainte maximale de flexion de l'axe relative à la section la plus sollicitée, c'est à dire supportant le moment fléchissant maximal  $M_{f.\text{max}}$ , est située au milieu de l'axe

$$\sigma_f = \frac{M_{f.\text{max}}}{\left(\frac{I}{V}\right)}$$

avec :  $M_{f.\text{max}}$  : moment de flexion maximum

I : moment d'inertie de la section de l'axe

$$I = \frac{\pi (d_{ae}^4 - d_{ai}^4)}{64}$$

V : distance de la fibre la plus éloignée de l'axe neutre =  $\frac{d_{ae}}{2}$

La contrainte maximale de flexion de l'axe de piston a pour valeur [9] :

$$\sigma_f = \frac{16.FA. \left(\frac{c}{2} - \frac{b}{4}\right) \cdot d_{ae}}{\pi (d_{ae}^4 - d_{ai}^4)}$$

avec : FA : effort maximal transmis à l'axe par piston

C : distance entre supports de l'axe de piston

b : épaisseur du pied de bielle.

dae : diamètre extérieur de l'axe de piston.

dai : diamètre intérieur de l'axe de piston.

Cette contrainte de flexion de l'axe calculée doit être inférieure à la contrainte admissible à la flexion du matériau de l'axe.

|                 | Contrainte admissible à la flexion en $[N/mm^2]$ |
|-----------------|--|
| Acier ordinaire | 60 à 100   |
| Acier allié     | 200 à 500  |

donc : il faut que :  $6f < 6 f_{adm}$ .

#### 4.3.6 - Calcul de la contrainte d'ovalisation de l'axe :

La contrainte d'ovalisation de l'axe de piston, permet de déterminer l'écrasement de celui-ci et qui doit être limité.

La contrainte d'ovalisation maximale est donnée par l'expression [ 9 ] :

$$\sigma_o = \frac{F_A \times dae}{L \times (dae - dai)^2}$$

Cette contrainte d'ovalisation de l'axe calculée doit être inférieure à la contrainte d'ovalisation admissible du matériau de l'axe.

|                 | Contrainte admissible à l'ovalisation en $[N/mm^2]$ |
|-----------------|---|
| Acier ordinaire | 80 à 120  |
| Acier allié     | 220 à 530   |

donc il faut que :  $\sigma_0 < \sigma_{adm}$ .

#### 4.3.7 Calcul de la contrainte de cisaillement de l'axe

La contrainte de cisaillement maximale de l'axe est égal à :

$$\tau = \frac{T_{max}}{S}$$

AVEC :  $T_{max}$  : effort tranchant maximal au droit de la section

$S$  : section de la section droite de l'axe

$$S = \frac{\pi}{4} (d_{ae}^2 - d_{ai}^2)$$

La contrainte de cisaillement maximale de l'axe de piston a pour valeur [6] :

$$\tau = \frac{85 \cdot 10^{-5} \cdot F_A \cdot (1 + \alpha + \alpha^2)}{d_{ae}^2 \cdot (1 - \alpha^2)}$$

avec :  $\alpha = \frac{d_{ai}}{d_{ae}}$

Cette contrainte maximale de cisaillement de l'axe doit être inférieure à la contrainte admissible au cisaillement du matériau de l'axe :

|                 | Contrainte admissible au cisaillement en [N/mm <sup>2</sup> ] |
|-----------------|---|
| Acier ordinaire | 60 à 100  |
| Acier allié     | 100 à 220   |

$$\tau < \tau_{adm}$$

### III - LA BIELLE

#### 1 - Fonction

La bielle a pour fonction de transmettre au vilebrequin les efforts reçus par le piston, en transformant le mouvement rectiligne alternatif du piston en mouvement circulaire continu du vilebrequin.

Elle doit donc :

- résister aux efforts dûs aux pressions des gaz de combustion, et à l'inertie des pièces en mouvement.
- Transmettre sans défaillance le travail fourni par le piston au vilebrequin grâce aux coussinets de la tête de bielle, dont la tenue sera influencée.
  - \* par les pressions maximales,
  - \* par la pression moyenne sur un cycle
  - \* par la vitesse de glissement des coussinets sur les manetons.

#### 2 - Construction

La bielle se compose de trois parties essentielles ( fig. 37 )

- le pied ( lié à l'axe du piston )
- Le corps
- la tête ( lié au vilebrequin )

Le pied est équipé d'une bague en bronze emmanchée de force, au sommet



duquel on a pratiqué un trou de graissage qui reçoit l'huile qui s'égoutte du fond de piston .

Le corps de bielle doit être suffisamment rigide et aussi léger que possible pour diminuer les forces d'inertie. Le profil le plus adopté pour les corps de bielle est le profil en  $\text{I}$  à larges ailes dont l'âme est dans le plan d'oscillation de la bielle.

La tête est équipée de coussinets com-

posés d'un support en acier et d'un antifriction. L'assemblage avec le corps se fait par vis ou par boulons. Le plan de joint est le plus souvent perpendiculaire à l'axe longitudinale de la bielle (fig. 38a). Dans certains cas, on a recours au plan de joint incliné pour permettre à la tête de bielle de passer par le cylindre au montage ou pour diminuer l'encroûtement (fig. 38b); le plan de joint incliné ne permet pas d'obtenir une tête de bielle suffisamment rigide, ce qui présente un inconvénient majeur principalement

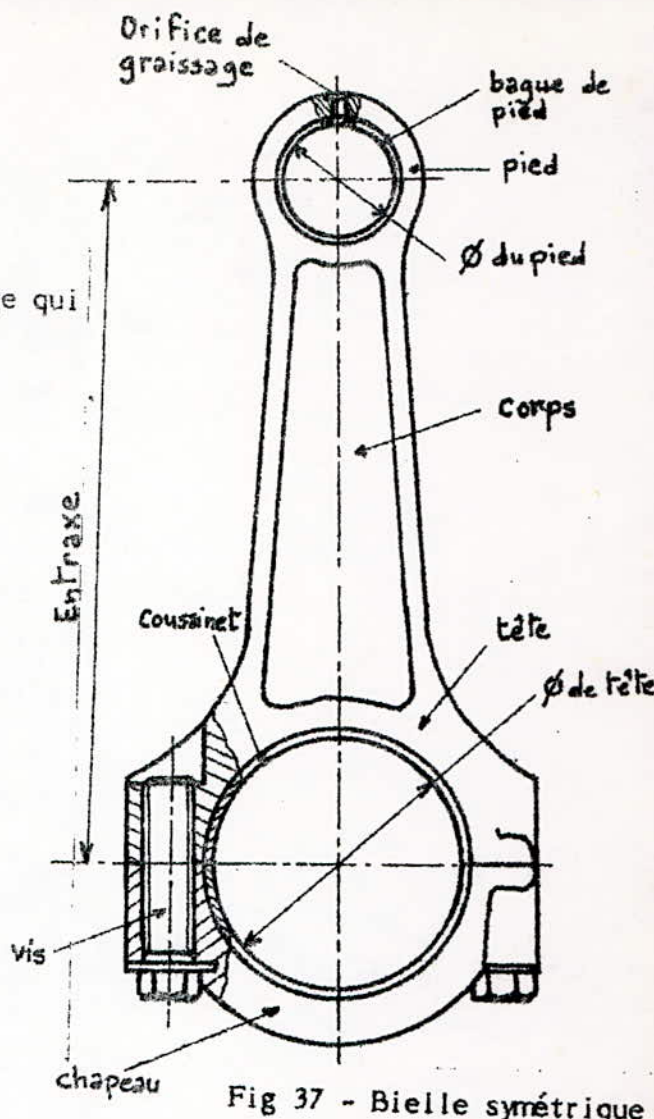
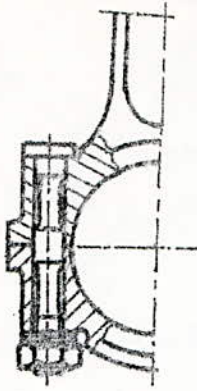
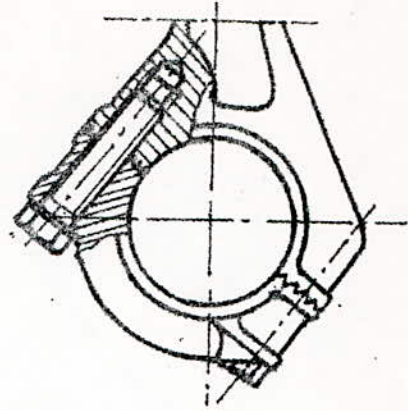


Fig 37 - Bielle symétrique



a.coupe droite

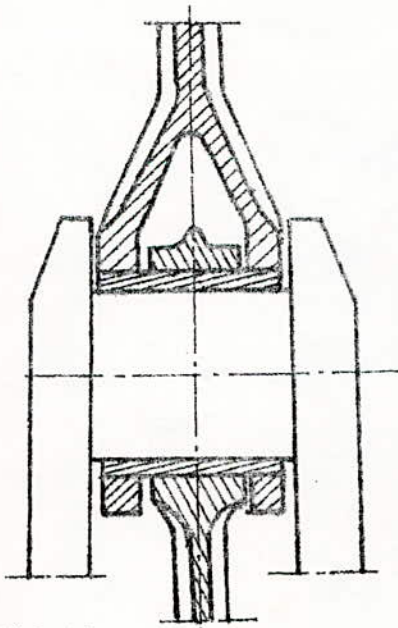


b.coupe oblique

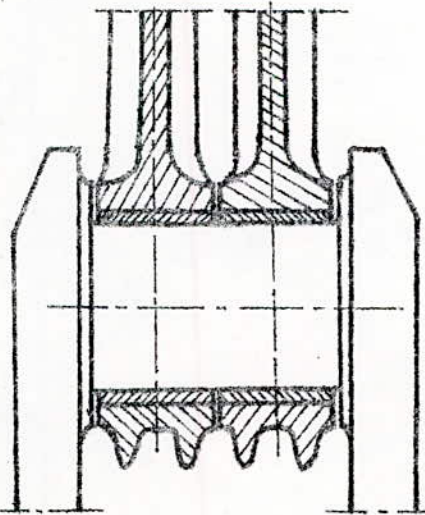
Fig.38 : Assemblage du chapeau de bielle.

sur les moteurs à grande vitesse de rotation.

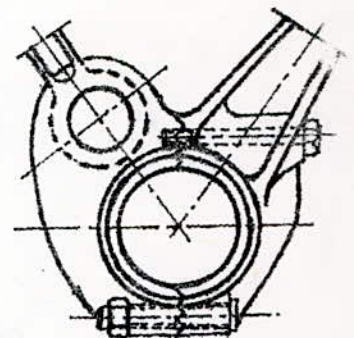
Sur certains gros moteurs Diesel en V, on rencontre trois dispositifs particuliers : la bielle à fourche (fig.39 a) la bielle côte à côte (fig.39 b) et la bielle à oeil avec bielle maitresse et biellette (fig.39c).



a.Bielle à Fourche



b.Bielle côte à côte



c.Bielle à oeil

Fig.39 : Bielles pour moteurs en V.

### 3 - Matériaux

Les matériaux utilisés pour la construction des bielles sont :

- les aciers non alliés, aciers fins ( XC 38 F , traité pour obtenir une dureté HB - de 207 à 241 ).
- les aciers faiblement alliés ( 30 N CD 16 , trempé à l'huile à 825-850°C revenu à 550°C, pour obtenir les caractéristiques suivantes :

$$E = 10,5 \text{ kbar}, R = 12 \text{ Kbar} )$$

### 4 - Calcul de la bielle

#### 4.1 - Dimensionnement

##### 4.1.1 - Dimensionnement du pied de bielle

Le dimensionnement du pied de bielle est basé essentiellement sur les essais expérimentaux [ 6 ]

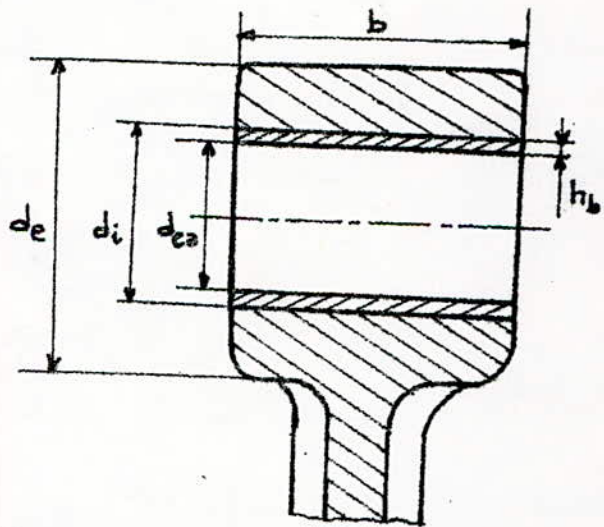


Fig. 40 Pied de bielle

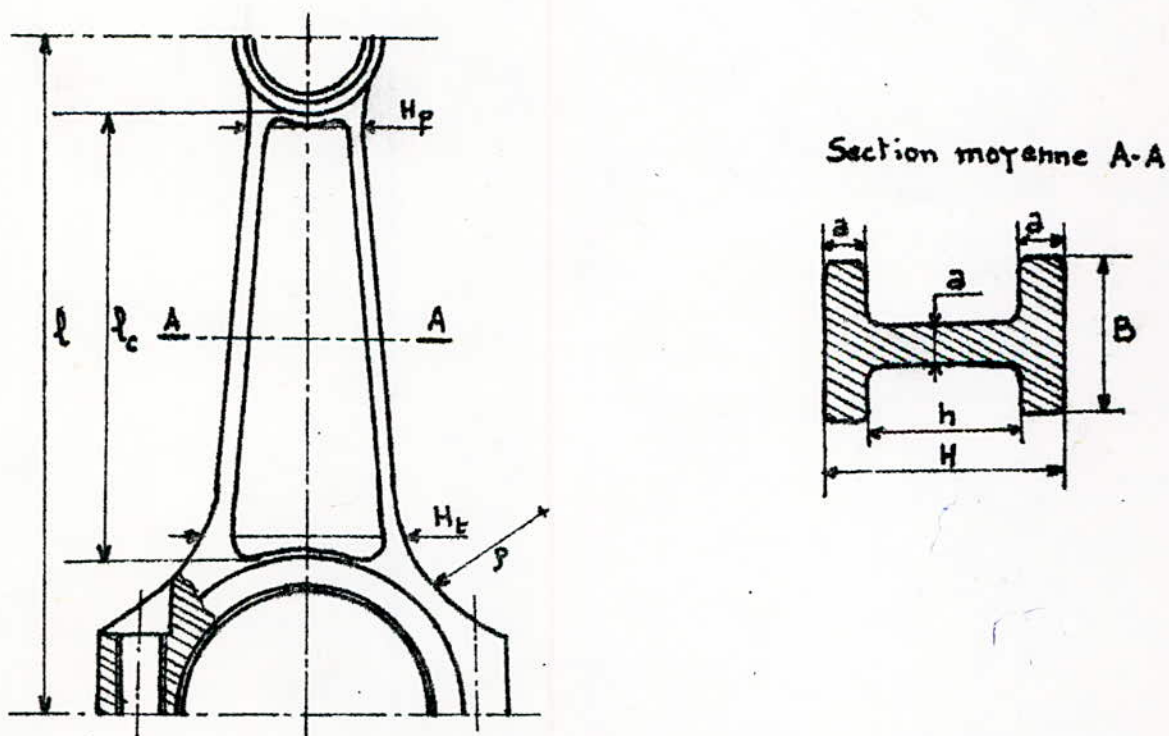
- avec :
- $b$  = largeur du pied de bielle
  - $d_e$  = diamètre extérieur du pied de bielle
  - $d_i$  = diamètre intérieur du pied de bielle
  - $d_{ea}$  = diamètre extérieur de l'axe
  - $h_b$  = épaisseur de la bague.

d'où le tableau des dimensions du pied de bielle :

|        |   |                           |        |
|--------|---|---------------------------|--------|
| $b$    | = | $(0,33 \text{ à } 0,45)$  | $D$    |
| $de_a$ | = | $(0,30 \text{ à } 0,45)$  | $D$    |
| $de$   | = | $(1,30 \text{ à } 1,70)$  | $de_a$ |
| $hb$   | = | $(0,08 \text{ à } 0,085)$ | $de_a$ |
| $di$   | = | $(de_a + 2 hb)$           |        |

Avec :  $D$  = alésage du cylindre

#### 4.1.2 - Dimensions du corps de bielle



**Fig. 41** corps de bielle

Le dimensionnement du corps de bielle est basé sur les essais expérimentaux [ 6 ] :

d'où le tableau des dimensions du corps de bielle :

|         |                                     |
|---------|-------------------------------------|
| $H_p =$ | $(0,48 \text{ à } 0,60) \text{ de}$ |
| $H_t =$ | $(1,10 \text{ à } 1,35) H_p$        |
| $H =$   | $(H_p + H_t) / 2$                   |
| $a =$   | $0,167 H$                           |
| $B =$   | $0,75 H$                            |
| $l_c =$ | $l - [(d_e + d_t) / 2]$             |

- AVEC :
- $H_p$  = hauteur d'âme du pied (hauteur d'âme minimum)
  - $H_t$  = hauteur d'âme de la tête (hauteur d'âme maximum)
  - $H$  = Hauteur d'âme moyenne (au milieu du corps)
  - $a$  = épaisseur de l'âme et des ailes
  - $B$  = longueur totale de l'aile
  - $l$  = longueur de l'entraxe de la bielle,  
 $l = 4 R$ ,  $R$  : rayon de la manivelle
  - $l_c$  = longueur du corps
  - $d_t$  = diamètre extérieur de la tête de bielle
  - $d_e$  = diamètre extérieur du pied de bielle

Le raccordement de la tête de bielle au corps se fait avec un rayon  $\rho$  aussi grand que possible, pour avoir une plus grande résistance du corps.

#### 4.1.3 - Dimensions de la tête de bielle

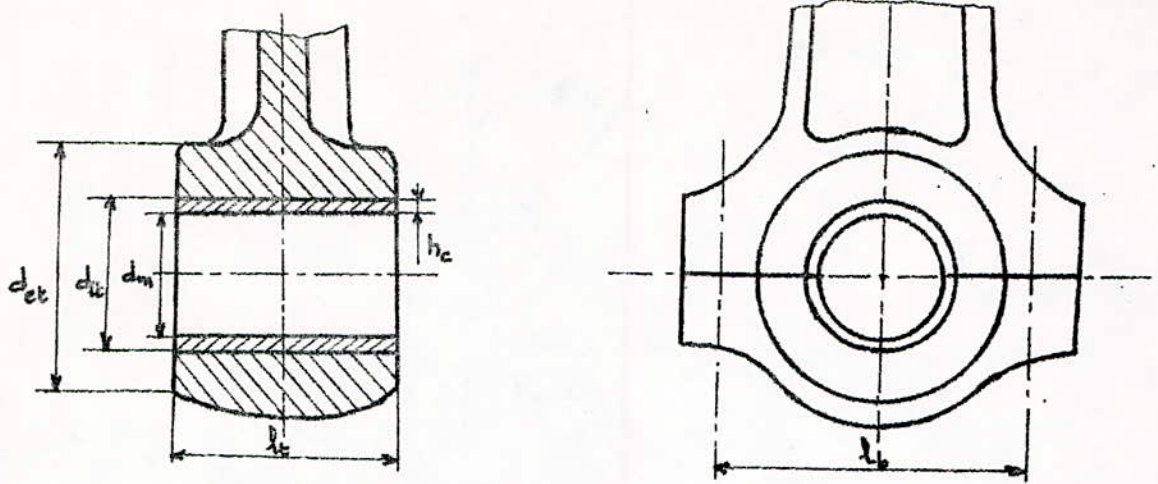


Fig. 42: Tête de bielle

Les essais expérimentaux donnent les dimensions de la tête de bielle en fonction de l'alésage du cylindre  $D$  [ 6 ] :

- avec :
- $d_m$  = diamètre du maneton,
  - $d_{it}$  = diamètre intérieure de tête de bielle
  - $d_{et}$  = diamètre extérieure de tête de bielle
  - $l_t$  = largeur de tête de bielle
  - $h_c$  = épaisseur du coussinet de tête de bielle
  - $l_b$  = entraxe entre boulons

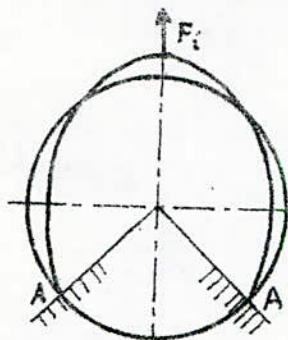
D'où le tableau des dimension de la tête de bielle.

|          |   |                         |
|----------|---|-------------------------|
| $d_m$    | = | (0,65 à 0,75) $D$       |
| $h_c$    | = | (0,08 à 0,085) $d_m$    |
| $d_{it}$ | = | ( $d_m$ à $2 h_c$ )     |
| $d_{et}$ | = | ( 1,3 à 1,7 ) $d_m$     |
| $l_t$    | = | ( 0,7 à 1,0 ) $d_m$     |
| $l_b$    | = | ( 1,0 à 1,25 ) $d_{et}$ |

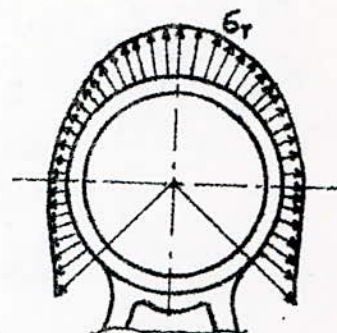
## 4.2 - Calcul des contraintes

### 4.2.1 - Calcul des contraintes sur le pied de bielle.

Pour le calcul des contraintes, sur le pied de bielle nous supposons que l'anneau composant le pied de bielle est encasté en A (fig.43 a et b.)



a) déformation du pied de bielle sous l'action de la force d'inertie dû à la masse du piston et de ses accessoires



b) contraintes de traction sur le pied de bielle

FIG. 43 Déformation et contraintes sur le pied de bielle

Le pied de bielle est soumis à la force d'inertie  $F_i$ , due aux masses du piston, des segments et de l'axe, qui se répartit dans une section quelconque  $mn$  en un moment de flexion  $M_f$  et un effort de traction ou de compression  $T$  ( voir fig. 44).

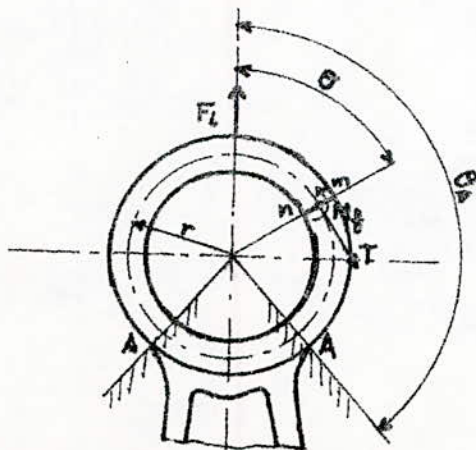


Fig. 44 - contraintes dans le pied de bielle.

Désignons par  $r$  le rayon du centre de gravité de la section  $m-n$ , par  $\sigma$  l'angle de cette section et  $\sigma_A$  l'angle d'encastrement, par  $\frac{I}{V}$  son module d'inertie et par  $S$  sa section; la force d'inertie  $F_i$  provoque d'une part, des contraintes de flexion maximales sur les fibres intérieures et extérieures dont la valeur est donnée [5] par la formule :

$$\sigma_f = \frac{M_f}{\left(\frac{I}{V}\right)} = \frac{F_i \cdot k_l \cdot r}{\left(\frac{I}{V}\right)}$$

avec :  $F_i = m (p + s + a) \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \left(1 + \frac{R}{l}\right)$

où :  $m (p+s+a)$  = masse (du piston + segments + axe)

$R$  = rayon de la manivelle

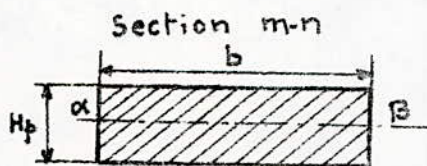
$l$  = entraxe de la bielle

$\omega$  = Vitesse angulaire de la manivelle

$K_l$  : constante dépendant de  $\sigma$  et  $\sigma_A$ .

$I$  : moment quadratique de la section  $m-n$  par rapport à l'axe neutre  $\alpha\beta$

$V$  : Distance de la fibre la plus éloignée de l'axe neutre  $\alpha\beta$ .



$$\left. \begin{aligned} I &= \frac{b \cdot H_p^3}{12} \\ v &= \frac{H_p}{2} \end{aligned} \right\} \Rightarrow \frac{I}{V} = \frac{b \cdot H_p^2}{6}$$

avec :  $H_p = \frac{(d_e - d_i)}{2}$

$r$  : rayon du centre de gravité de la section  $m-n$

$$r = \frac{d_i}{2} + \frac{H_p}{2} = \frac{(d_i + H_p)}{2}$$



d'où la contrainte de flexion:

$$\sigma_f = \frac{F_i \cdot K_1 \cdot (d_i + H_p) \cdot 3}{b \cdot H_p^2}$$

La force d'inertie  $F_i$  provoque d'autre part une contrainte de traction :

$$\sigma_T = \frac{T}{S} = \frac{F_i \cdot K_2}{S}$$

avec :  $F_i$  : force d'inertie du ( piston + segment + axe )

$K_2$  : constante dépendant de  $\theta$  et  $\theta_A$  .

$S$  : l'aire de la section mn.

$$S = H_p \cdot b .$$

d'où la contrainte de traction :

$$\sigma_T = \frac{F_i \cdot K_2}{H_p \cdot b}$$

La contrainte résultante  $\sigma_R$  , s'obtient en composant algébriquement  $\sigma_f$  et  $\sigma_T$

soit :

$$\sigma_R = \sigma_f + \sigma_T$$

Les valeurs des constantes  $K_1$  et  $K_2$  sont données dans les tableaux ci-après en fonction de l'angle d'une section quelconque  $\theta$  et de l'angle d'encastrement  $\theta_A$  .

|                        | $\theta$            | 0°    | 30°   | 60°    | 90°   | 120°  | 135° | 150°   |
|------------------------|---------------------|-------|-------|--------|-------|-------|------|--------|
| $\theta_A = 120^\circ$ | $K_1 \cdot 10^{-2}$ | -0,20 | -0,11 | + 0,11 | +0,43 | -2,3  |      |        |
| $\theta_A = 135^\circ$ | $K_1 \cdot 10^{-2}$ | -0,84 | -0,52 | +0,33  | +1,50 | -0,38 | -6,0 |        |
| $\theta_A = 150^\circ$ | $K_1 \cdot 10^{-3}$ | -1,96 | -1,29 | -0,53  | +3,02 | +2,44 |      | -10,81 |

$K_2 = 0,50$  excepté à l'encastrement ou l'on prend :

|            |             |             |             |
|------------|-------------|-------------|-------------|
| $\sigma_A$ | $120^\circ$ | $135^\circ$ | $150^\circ$ |
| $K_2$      | 0,48        | 0,43        | 0,37        |

Pour notre calcul nous prendrons :

$$\sigma_A = 120^\circ$$

$$K_1 = -2,3 \cdot 10^{-2}$$

$$K_2 = 0,48$$

#### 4.2.2. - Calcul des contraintes sur le corps de bielle :

Le corps de bielle subit la plupart du temps, des sollicitations alternées de traction ou de compression et de flambage.

Donc : La section du corps de bielle est déterminée pour résister au flambage et à la compression ( où à la traction ).

La contrainte maximale sur le corps de bielle est donnée par la formule de Rankine [ 2 ] :

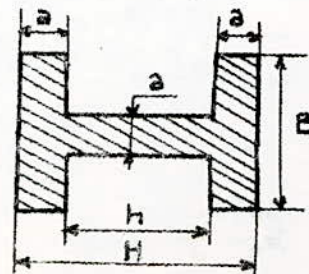
$$\sigma = \frac{F_{\max}}{S_m} \left( 1 + q \cdot \frac{L^2}{\rho^2} \right)$$

AVEC :  $F_{\max}$  : La force maximale correspondant à la pression maximale  $p_{\max}$  des gaz de combustion.

$$F_{\max} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p_{\max}$$

$S_m$  : Section transversale moyenne du corps.

$$S_m = 2 \cdot B \cdot a + h \cdot a$$

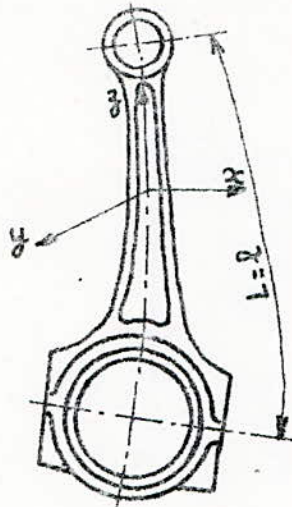


q : coefficient dépendant du métal utilisé

$$q = 0,000526 \text{ pour les aciers}$$

L : longueur de flambage.

a) - Dans le plan d'oscillation



b) - Dans le plan d'encastrement.

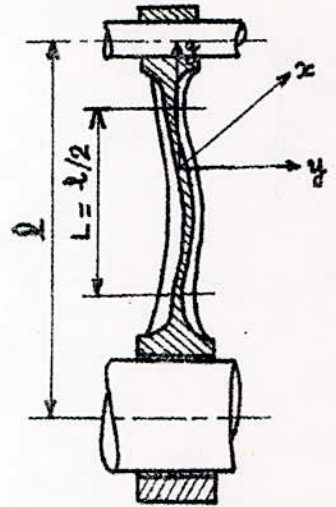


Fig 45 - Flambage de la bielle

- Flambage autour de yy : L = l
- Flambage autour de xx : L = l/2

avec : l : entraxe de la bielle

P : est le rayon de giration de la section

$$P^2 = \frac{I}{Sm.}$$

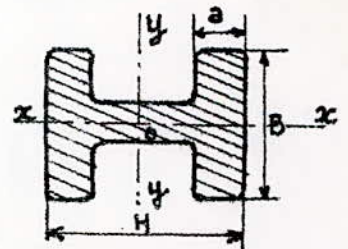
avec : I : moment d'inertie de la section Sm.

- DANS le plan d'oscillation.

$$I = I_{yy} = \frac{BH^3}{12} - \frac{(B-a)(H-2a)^3}{12}$$

- dans le plan d'encastrement

$$I = I_{xx} = \frac{HB^3}{12} - \frac{(H-2a)(B^3 - a^3)}{12}$$



A Noter que pour avoir une résistance égale au flambage dans les deux plans il faut que :

$$I_{yy} = 4 I_{xx}$$

#### 4.2.2.1 - Calcul des contraintes sur le corps de bielle dans le plan d'oscillation

La contrainte maximale sur le corps de bielle dans le plan d'oscillation est donnée par la formule de Rankine [ 2 ] :

$$\sigma_0 = \frac{F_{\max}}{S_m} \cdot \left[ 1 + q \cdot \frac{l^2 S_m}{I_{yy}} \right]$$

$$\begin{aligned} \text{avec : } F_{\max} &= \frac{\pi D^2}{4} \cdot P_{\max} \\ S_m &= \frac{1}{2} B \cdot a + h \cdot a \\ q &= 0,000526 \\ I_{yy} &= \frac{BH^3}{12} - \frac{(B-a)(H-2a)^3}{12} \end{aligned}$$

I2

#### 4.2.2.2 - Calcul des contraintes sur le corps de bielle dans le plan d'encastrement

La contrainte maximale sur le corps de bielle dans le plan d'encastrement est donnée par la formule de Rankine [ 2 ] :

$$\sigma_e = \frac{F_{\max}}{S_m} \cdot \left[ 1 + q \cdot \frac{(l/2)^2 S_m}{I_{xx}} \right]$$

$$\text{avec : } I_{xx} = \frac{HB^3}{12} - \frac{(H-2a)(B^3 - a^3)}{12}$$

12

Les contraintes maximales calculées sur le corps de bielle dans le plan d'oscillation et dans le plan d'encastrement doivent être inférieures à la contrainte admissible du matériau de la bielle :

$$\begin{cases} \sigma_0 < \sigma_{\text{adm}} \\ \sigma_e < \sigma_{\text{adm}} \end{cases}$$

La contrainte admissible :

- pour les aciers ordinaires :  $6 \text{ adm} = 180 \text{ à } 250 \text{ [N/mm}^2\text{]}$
- pour les aciers alliés :  $6 \text{ adm} = 200 \text{ à } 400 \text{ [N/mm}^2\text{]}$

#### 4.2.3 - Calcul des vis d'assemblage du chapeau au corps de bielle

Le rôle des vis de bielle consiste à assurer l'assemblage du chapeau avec le corps de bielle en maintenant une pression suffisante au plan de joint et à participer à la rigidité de la tête.

Les vis de bielle sont généralement réalisées en acier faiblement allié

( acier 30 NC 11 :  $E = 900 \text{ / mm}^2$ ;  
 $R = 1250 \text{ N / mm}^2$ , acier 30 NCD 16 :  $E = 1100 \text{ N / mm}^2$ ;  
 $R = 1250 \text{ N / mm}^2$  )

#### 4.2.3.I - Dimensions de la vis

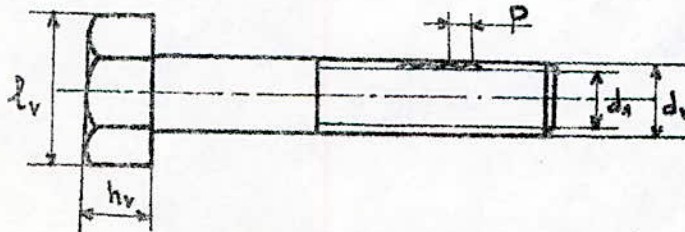


Fig. 46 Vis d'assemblage du chapeau sur le corps de bielle

D'après les essais expérimentaux [ 2 ] : on a le diamètre nominale de la vis  $d_v$  :

$$d_v = (0,10 \text{ à } 0,12) d_m$$

$d_m$  étant le diamètre du maneton

$$d_m = (0,65 \text{ à } 0,75) D.$$

Le pas de la vis  $p$  :

$$p = 0,1 \text{ } d_v$$

Le diamètre à fond de filet  $d_f$  :

$$d_f = d_v - 1,22 p$$

L'épaisseur de la tête de vis :  $h_v$

$$h_v = 0,7 \cdot d_v$$

La largeur de la tête de vis  $l_v$

$$l_v = 2 \cdot d_v$$

L'angle d'inclinaison des filets de la vis  $\alpha$

$$\alpha = 3^\circ$$

Le nombre de vis est fixé à  $n_v = 2$  ou  $n_v = 4$

#### 4.2.3.2. - EFFORTS SUR LA VIS DE BIELLE

la vis est soumise au couple exercé par la clé de serrage et à une force axiale due au serrage qui en est la conséquence et à une force d'inertie due au mouvement des masses du piston, de l'axe et du corps de bielle.

##### 4.2.3.2.1 - FORCE AXIALE DUE AU SERRAGE

la force axiale due au serrage est donnée par la relation [12]:

$$Q = \frac{F_s}{\text{tg}(\alpha + \varphi)}$$

avec :  $F_s$  : force de serrage de la vis.

$\alpha$  : angle d'inclinaison des filets

$\varphi$  : angle caractérisant le coefficient de frottement  $f$  entre les filets.

$$f = \operatorname{tg}(\varphi)$$

#### 4.2.3.2.2. - Couple de serrage

Le couple de serrage a pour valeur [12] :

$$C_s = Q \cdot \frac{\Delta}{2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$$

avec :  $Q$  = force axiale due au serrage

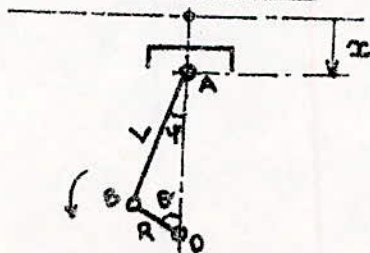
$\Delta$  = diamètre moyen du filetage

$$\Delta = \frac{d_v + d_l}{2}$$

$\alpha$  : angle d'inclinaison des filets

$\operatorname{tg}(\varphi) = f$  : coefficient de frottement.

#### 4.2.3.2.3. - FORCE D'INERTIE



La force d'inertie est donnée par la relation [5] :

$$F_i = - M \cdot \frac{d^2 x}{dt^2}$$

avec : M = masse du piston, axe de piston et corps de bielle

$\frac{dx^2}{dt^2}$  : accélération du piston.

On a l'élongation du piston [5]:

$$x = R \cdot \left[ 1 - \cos(\theta) + \frac{1}{4} \cdot \frac{R}{L} \cdot (1 - \cos(2\theta)) \right]$$

d'où la vitesse :

$$\frac{dx}{dt} = R \cdot \omega \cdot \left[ \sin(\theta) + \left(\frac{1}{2}\right) \cdot \frac{R}{L} \cdot \sin(2\theta) \right]$$

l'accélération :

$$\frac{dx^2}{dt^2} = \omega^2 \cdot R \cdot \left[ \cos(\theta) + \frac{R}{L} \cdot \cos(2\theta) \right]$$

L'accélération est maximale au P.M.H c'est à dire :

pour  $\theta = 0$  d'où l'accélération maximale :

$$\left( \frac{dx^2}{dt^2} \right)_{\max} = \omega^2 \cdot R \cdot \left[ 1 + \frac{R}{L} \right]$$

D'où la force d'inertie maximale :

$$F_i = -M \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \left[ 1 + \frac{R}{L} \right]$$

avec : W : Vitesse angulaire de la manivelle

R : rayon de la manivelle

L : entraxe de la bielle

M : masse de piston, axe de piston et corps de bielle.

#### 4.2.3.3.- Contraintes sur la vis :

Les effets des efforts sur la vis sont :

- contraintes à la torsion du noyau de la vis,

dûe à l'action du couple appliqué.



- contraintes à la traction du noyau de la vis dues à la force axiale développée.
- contraintes au cisaillement des filets de la vis et la tête due à la force axiale développée.
- contraintes de compression entre les surfaces des filets de la vis et du corps, entre la tête et sa surface d'appui, dues aux forces de pression développées.

#### 4.2.3.3.1 - Contraintes sur le noyau

##### a) - Résistance du noyau à la torsion

Le couple de serrage de la vis engendre une contrainte de torsion du noyau  $\sigma_{tn}$  :

$$\sigma_{tn} = \frac{M_t}{(I_o/v)}$$

avec :  $M_t$  : moment de torsion

$$M_t = C_s$$

$I_o$  : moment d'inertie polaire

$$I_o = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \quad , \quad d : \phi \text{ du noyau}$$

$v$  : distance de la fibre la plus éloignée de l'axe neutre

$$v = \frac{d}{2}$$

D'où la contrainte de torsion du noyau.

$$\sigma_{tn} = \frac{Q \cdot (\Delta/2) \cdot \text{tg} (\alpha + \varphi)}{\left( \frac{\pi \cdot d^3}{16} \right)}$$

Cette contrainte de torsion maximale doit être

inférieure à la contrainte admissible à la torsion :

$$\sigma_{Tn} < \sigma_{adm}$$

b/ Résistance du noyau à la traction

L'effort de traction, dû à la force de serrage axiale et à la force d'inertie, engendre une contrainte de traction du noyau  $\sigma_{Tn}$  :

$$\sigma_{Tn} = \frac{F_T}{S_n}$$

$$\text{avec : } F_T = Q + \frac{F_i}{n_v}$$

Q : force axiale due au serrage

F<sub>i</sub> : force d'inertie du piston, axe et bielle

$$F_i = M.R.w^2 \cdot \left[ 1 + \frac{R}{L} \right]$$

n<sub>v</sub> : nombre de vis

S<sub>n</sub> : section du noyau

$$S_n = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

D'où la contrainte de traction maximale du noyau :

$$\sigma_{Tn} = \frac{Q + \left( \frac{MRW^2}{n_v} \right) \left[ 1 + \frac{R}{L} \right]}{\left( \frac{\pi \cdot d^2}{4} \right)}$$

Cette contrainte de traction doit être à inférieure à la contrainte admissible à la traction du matériau de la vis

$$\sigma_{Tn} < \sigma_{adm}$$

### C/ Contrainte résultante totale

La contrainte résultante due à la torsion et à la traction du noyau, sera égal à, d'après la formule de Jacot : .

$$\sigma_{\text{Tot}} = 0,35 \cdot \sigma_{\text{Tn}} + 0,65 \cdot \sqrt{\sigma_{\text{Tn}}^2 + 4 \cdot \tau_{\text{tn}}^2}$$

Cette contrainte résultante maximale calculée doit être inférieure à la contrainte admissible à la traction du matériau de la vis

$$\sigma_{\text{Tot}} < \sigma_{\text{adm.}}$$

### 4.2.3.3.2 - Contraintes sur les filets

#### a) - Résistance au cisaillement :

Les filets en prise de la vis sont soumis, sous l'action de la force de traction maximale  $F_T$ , à un cisaillement que l'on suppose localisé sur le diamètre moyen du filetage. Il faut donc satisfaire à la relation:

$$\tau_f = \frac{F_T}{S_f} < \tau_{\text{adm.}}$$

Avec  $F_T$  : force totale de traction

$\tau_{\text{adm}}$  : contrainte admissible au cisaillement

$S_f$  : section transversale des filets en prise

$$S_f = \frac{\pi \cdot \Delta \cdot p \cdot m}{2}$$

Avec  $\Delta$  : diamètre moyen du filetage

$$\Delta = \frac{d_v + d_l}{2}$$

$p$  = pas de la vis

$m$  = nombre de filets en prise.

d'où la relation :

$$\frac{2 \cdot F_T}{\pi \cdot \Delta \cdot p \cdot m} \leq \zeta_{adm.}$$

D'où le nombre minimale de filets en prise pour que la vis résiste au cisaillement

$$m \geq \frac{2 \cdot F_T}{\pi \cdot \Delta \cdot p \cdot \zeta_{adm.}}$$

La longueur filetée minimale de la vis :

$$l_f \geq m \cdot p = \frac{2 \cdot F_T}{\pi \cdot \Delta \cdot \zeta_{adm.}}$$

b/ - Pression maximum entre les filets de la vis et ceux du corps de bielle.

La pression entre les filets doit satisfaire à la relation :

$$P_f = \frac{F_T}{A_f} < P_{adm.}$$

Avec :  $F_T$  : Force totale de traction

$P_{adm.}$  : Pression admissible entre les filets

$A_f$  : Surface de contact entre les filets en prise

$$A_f = \frac{\pi \cdot (d_v^2 - d_1^2)}{4} \cdot m$$

$d_v$  :  $\varnothing$  nominale de la vis

$d_1$  :  $\varnothing$  à fond de filelet

$m$  : nombre de filelet en prise.

D'où la relation :

$$\frac{4 \cdot F_T}{\pi \cdot (d_v^2 - d_1^2) \cdot m} < P_{adm.}$$

#### 4.2.3.3.3. - Contraintes sur la tête de vis

a) - Résistance au cisaillement :

Sous l'action de la force total de traction  $FT$ , la tête tend à être cisailée, ce qui conduit à la relation :

$$\tau = \frac{FT}{\pi \cdot d_v \cdot h} < \tau_{adm.}$$

avec :  $FT$  : Force de traction totale

$\tau_{adm}$  : contrainte admissible au cisaillement

$\pi \cdot d_v \cdot h$  : section cisailé de la tête

$d_v$  :  $\phi$  nominale de la vis

$h$  : épaisseur de la tête de vis.

b/ - Pression maximum entre la tête de la vis et le chapeau

La pression entre la tête de la vis et le chapeau doit satisfaire à la relation :

$$P_t = \frac{FT}{S_t} < P_t \text{ adm.}$$

avec :  $FT$  : force totale de traction

$P_t \text{ adm}$  : Pression admissible entre tête et chapeau.

$S_t$  : surface de contact entre tête et chapeau

$$S_t = \frac{\pi (D^2 - d_v^2)}{4}$$

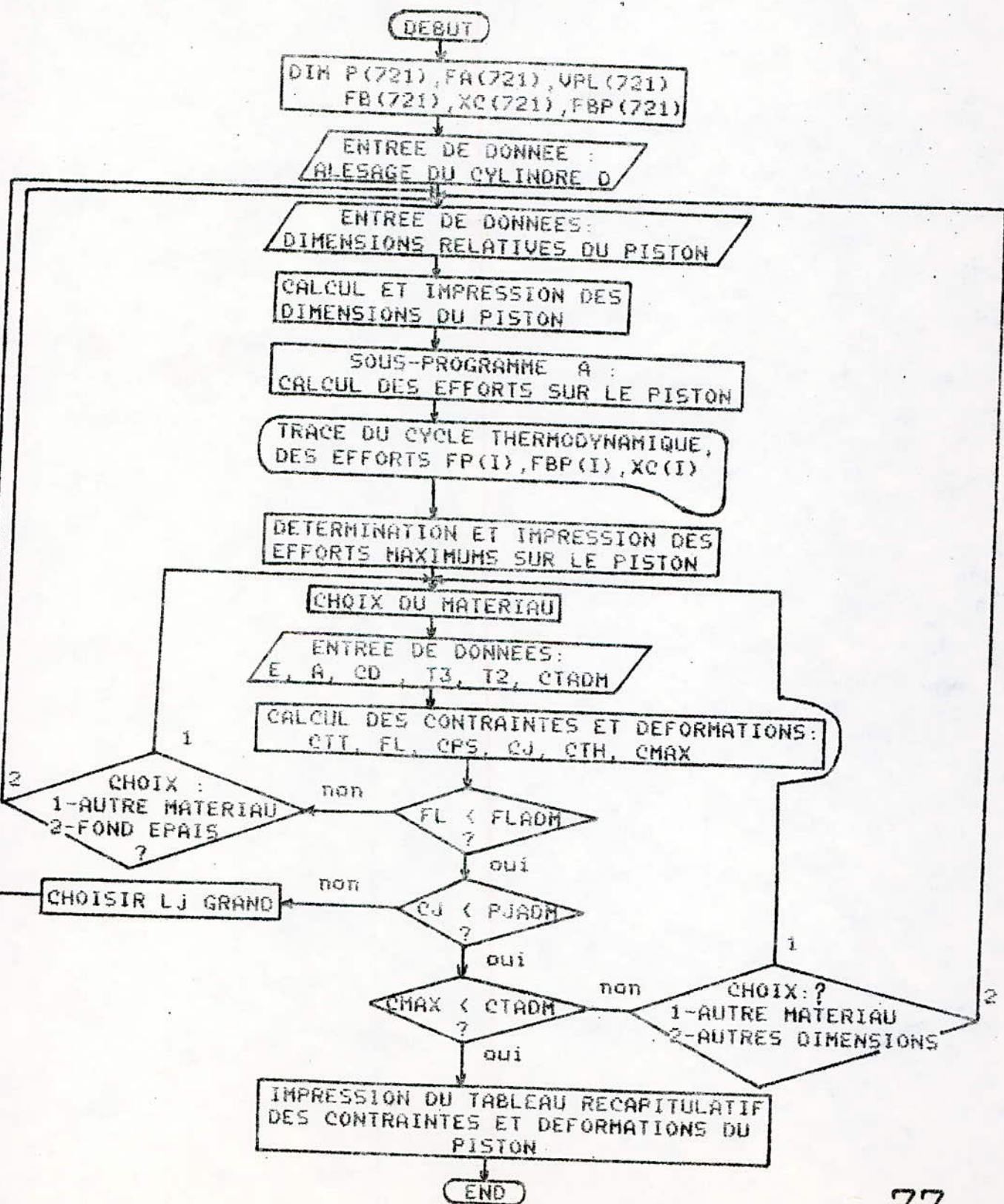
$D$  :  $\phi$  extérieure de la tête de vis

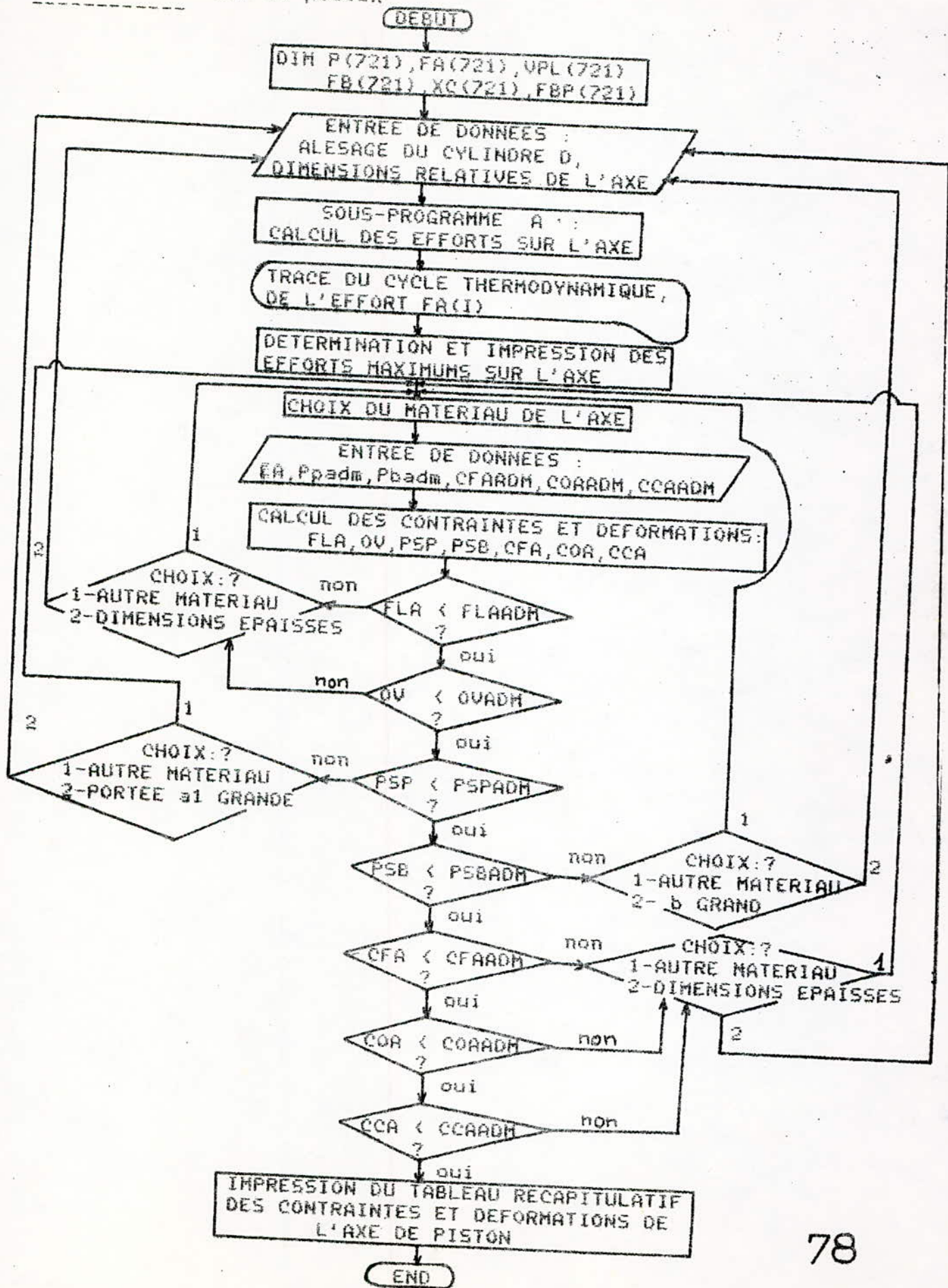
$d_v$  :  $\phi$  nominale de la vis.

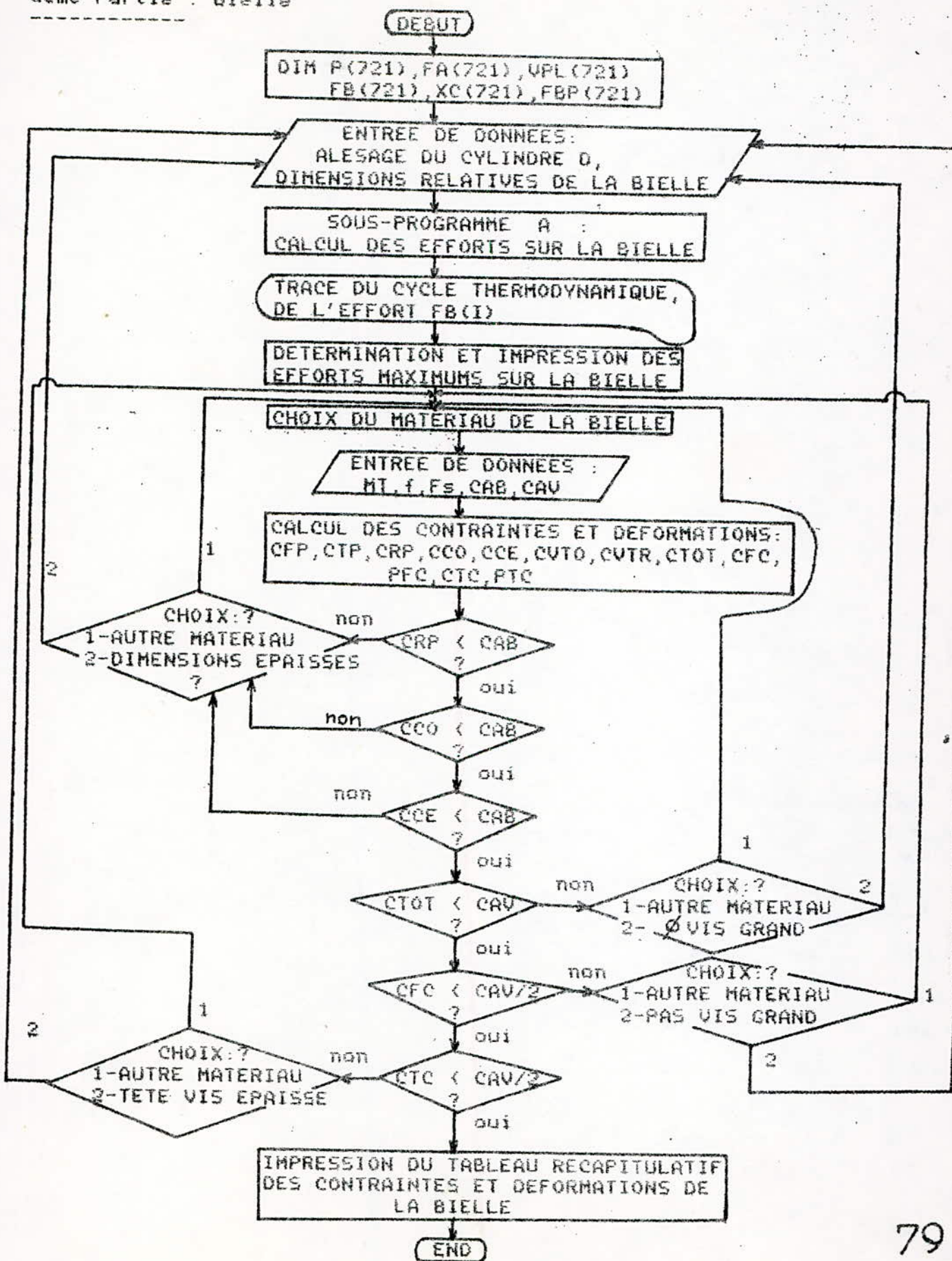
# V - ORGANIGRAMME

Pour des raisons de limitation de mémoire on a été obligé de faire le programme en 3 parties : Piston , Axe de piston , Bielle .

1ère Partie : Piston









NOTATIONS UTILISEES DANS LE PROGRAMME:

---

PAS : PAS DE CALCUL  
 MP : MASSE DU PISTON  
 MB : MASSE DE LA BIELLE  
 CR : COURSE DU PISTON  
 D : ALESAGE DU CYLINDRE  
 ES : TAUX DE COMPRESSION  
 IGZ : MOMENT D'INERTIE DE LA BIELLE  
 N : VITESSE DE ROTATION DU MOTEUR  
 E, EA : MODULE D'ELASTICITE LONGITUDINALE  
 CD : COEFFICIENT DE DILATATION  
 T3 : TEMPERATURE DU CENTRE DE LA TETE DU PISTON  
 T2 : TEMPERATURE DE LA PERIPHERIE DE LA TETE DU PISTON  
 LB : ENTRAXE DE LA BIELLE  
 R : RAYON DE LA MANIVELLE  
 TT : ANGLE  $\theta$  DE ROTATION DU VILEBREQUIN  
 ALPHA : ANGLE  $\alpha$  D'INCLINAISON DES FILETS DE LA BIELLE  
 PH : ANGLE  $\psi$  D'OSCILLATION DE LA BIELLE  
 SPH :  $\sin(\psi)$   
 CPH :  $\cos(\psi)$   
 PHP :  $\psi$   
 PHPP :  $\psi$   
 X : DEPLACEMENT DU PISTON  
 S : SECTION DU PISTON  
 VPL(2) : VOLUME DES GAZ DE COMBUSTION  
 V1 : VOLUME MORT  
 P(I) : PRESSION DES GAZ DE COMBUSTION  
 FA(I) : EFFORT DE LA BIELLE SUR L'AXE DE PISTON  
 FBP(I) : EFFORT DE LA BIELLE SUR LE PISTON  
 XC(I) : EFFORT DE LA CHEMISE SUR LE PISTON  
 FB(I) : EFFORT DU MANETON SUR LA BIELLE  
 CTT : CONTRAINTE SUR LA TETE DU PISTON  
 FL : FLECHE DE LA TETE DU PISTON  
 CPS : CONTRAINTE SUR LA REGION PORTE-SEGMENTS  
 CJ : CONTRAINTE SUR LA JUPE DU PISTON  
 CTH : CONTRAINTE THERMIQUE DU PISTON  
 CMAX : CONTRAINTE MAXIMUM SUR LE PISTON  
 CTADM : CONTRAINTE ADMISSIBLE SUR LE PISTON  
 FLADM : FLECHE ADMISSIBLE SUR LA TETE DU PISTON  
 PJADM : PRESSION ADMISSIBLE SUR LA JUPE DE PISTON  
 LJ : LONGUEUR DE JUPE  
 b : EPAISSEUR DU PIED DE BIELLE  
 a1 : PORTEE DE L'AXE DANS LES SUPPORTS  
 FLA : FLECHE DE L'AXE  
 OV : OVALISATION DE L'AXE  
 PSP : PRESSION SPECIFIQUE DANS LES SUPPORTS DE L'AXE  
 PSB : PRESSION SPECIFIQUE DANS LE PIED DE BIELLE

CFA : CONTRAINTE DE FLEXION DE L'AXE  
 COA : CONTRAINTE D'OVALISATION DE L'AXE  
 CCA : CONTRAINTE DE CISAILLEMENT DE L'AXE  
 FLAADM : FLECHE ADMISSIBLE DE L'AXE  
 OVADM : OVALISATION ADMISSIBLE DE L'AXE  
 PSBADM : PRESSION ADMISSIBLE DANS LES SUPPORTS DE L'AXE  
 PSBADM : PRESSION ADMISSIBLE DANS LE PIED DE BIELLE  
 CFAADM : CONTRAINTE DE FLEXION ADMISSIBLE DE L'AXE  
 COAADM : CONTRAINTE D'OVALISATION ADMISSIBLE DE L'AXE  
 CCAADM : CONTRAINTE DE CISAILLEMENT ADMISSIBLE DE L'AXE  
 MT : MASSE DE L'ENSEMBLE (PISTON+AXE DE PISTON+SEGMENTS)  
 f : COEFFICIENT DE FROTTEMENT DES FILETS DE LA VIS  
 Fs : FORCE DE SERRAGE DE LA VIS  
 CFP : CONTRAINTE DE FLEXION DU PIED DE BIELLE  
 CTP : CONTRAINTE DE TRACTION DU PIED DE BIELLE  
 CRP : CONTRAINTE RESULTANTE SUR LE PIED DE BIELLE  
 CCE : CONTRAINTE SUR LE CORPS DANS LE PLAN D'ENCASTREMENT  
 CCO : CONTRAINTE SUR LE CORPS DANS LE PLAN D'OSCILLATION  
 CVTO : CONTRAINTE DE TORSION DU NOYAU DE LA VIS  
 CVTR : CONTRAINTE DE TRACTION DU NOYAU DE LA VIS  
 CVTOT : CONTRAINTE TOTALE SUR LE NOYAU DE LA VIS  
 CFC : CONTRAINTE DE CISAILLEMENT DES FILETS DE LA VIS  
 PFC : PRESSION DES FILETS DE LA VIS SUR CEUX DU CHAPEAU  
 CTC : CONTRAINTE DE CISAILLEMENT SUR LA TETE DE VIS  
 PTC : PRESSION DE LA TETE DE VIS SUR LE CHAPEAU  
 CAB : CONTRAINTE ADMISSIBLE DE LA BIELLE  
 CAU : CONTRAINTE ADMISSIBLE DE LA VIS

## V - C O N C L U S I O N

Le dimensionnement du piston , de l'axe de piston et de la bielle est basé essentiellement sur les essais expérimentaux; Les valeurs de ces dimensions sont obtenues à partir de l'alésage du cylindre qui est déterminé après une étude thermodynamique du moteur.

La valeur des contraintes et déformations calculées sur chaque élément, dépend essentiellement de la force maximale de combustion et du matériau choisi.

Le programme présenté ci - dessus a été établi pour le dimensionnement des éléments de n'importe quel moteur Diesel pourvu que les données de ce dernier soient conformes avec la réalité.

Nous espérons que ce modeste travail puisse enrichir la compréhension sur l'étude des moteur Diesel , et pourra contribuer avec d'autres études à la construction du moteur Diesel.

## VI - EXEMPLE D'APPLICATION

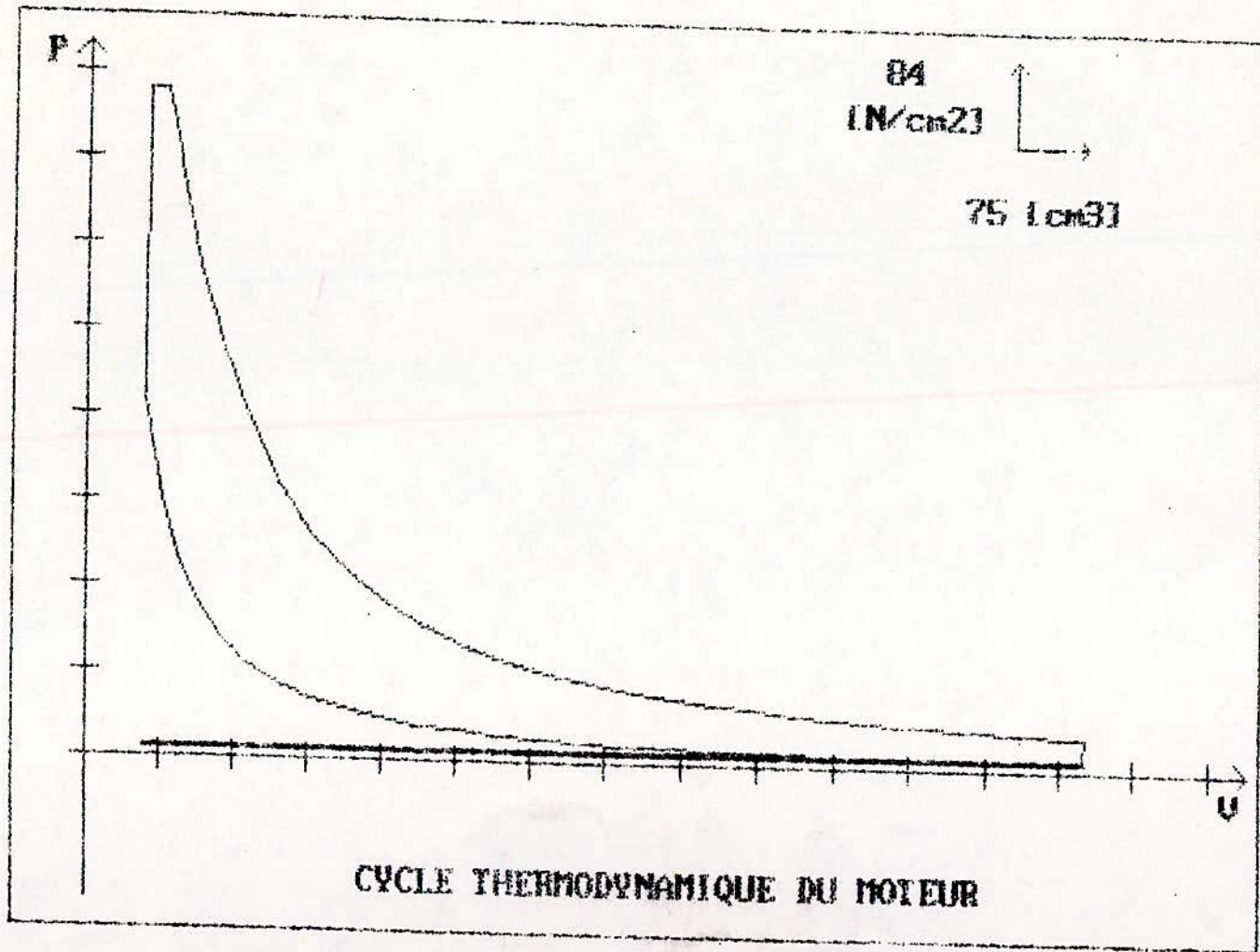
Afin de mettre le programme en évidence on a fait une application sur un moteur F4L912 fabriqué par le Complexe Moteurs - Tracteurs (C.M.O.T.R.A) de Constantine .

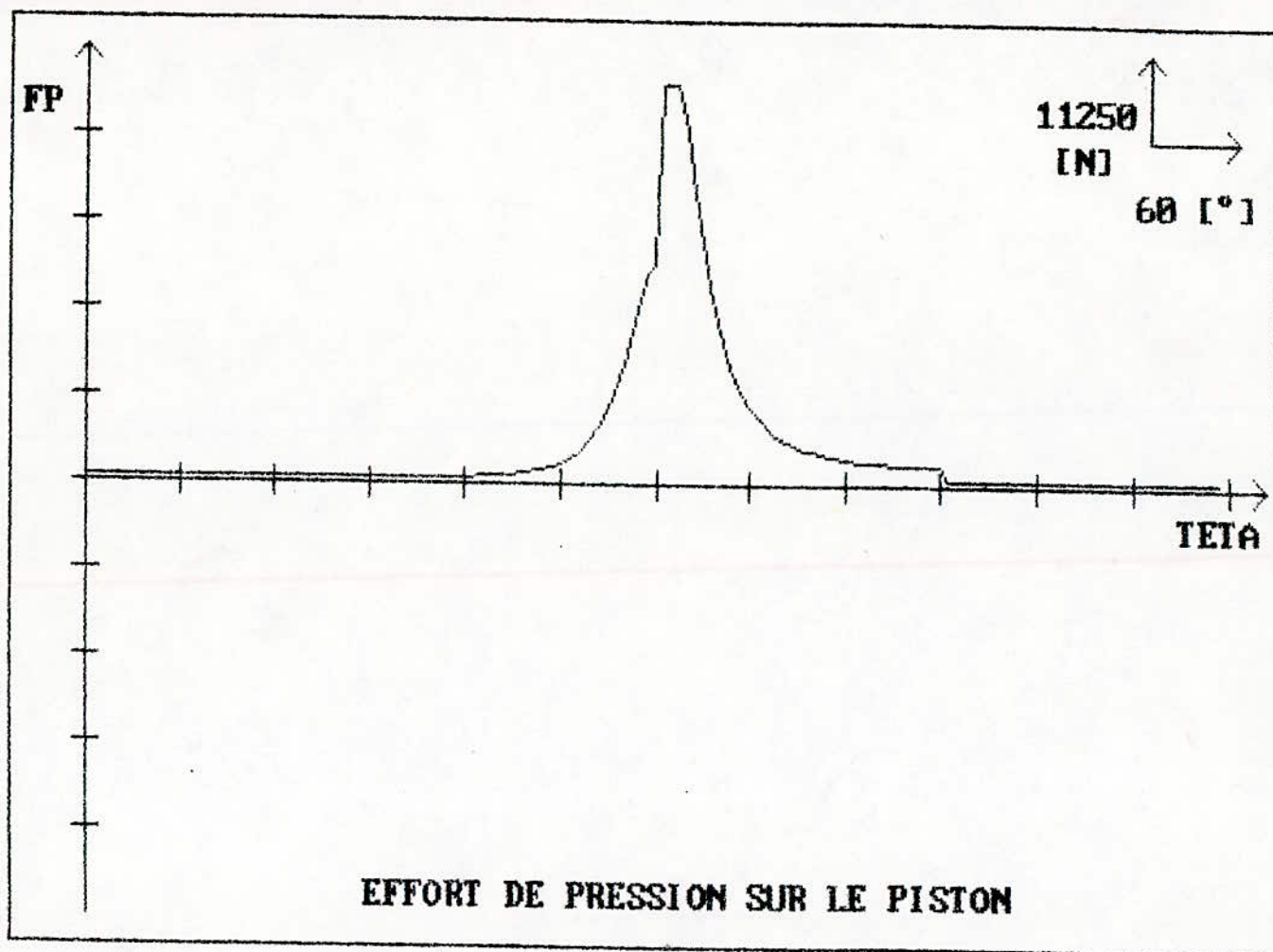
Les données sont :

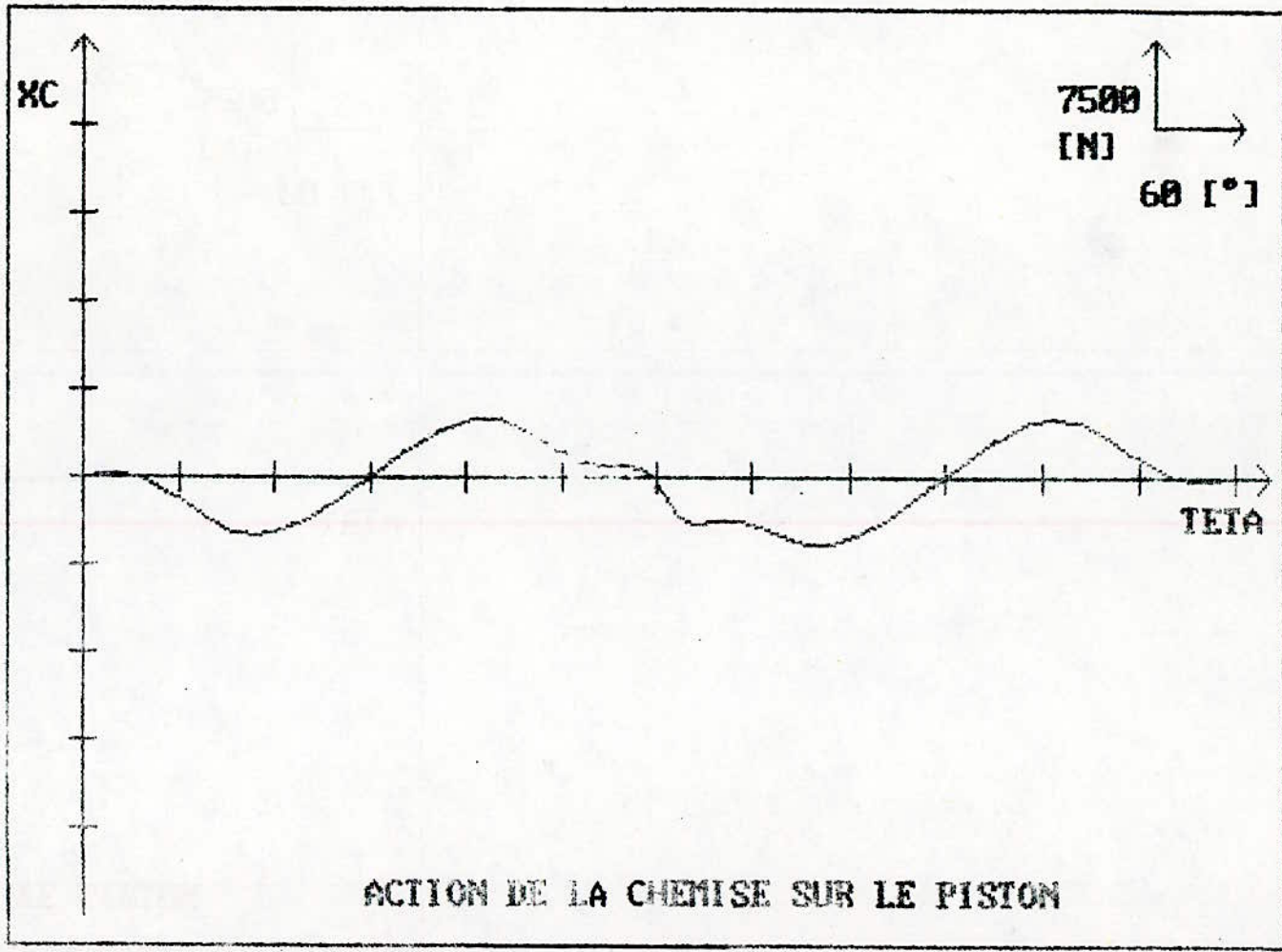
|  |                 |                                  |
|--|-----------------|----------------------------------|
| - La masse du piston et ses accessoires :                                      | $m_p$           | = 1.635 [Kg]                     |
| - La masse de la bielle :  | $m_b$           | = 1.700 [Kg]                     |
| - Le taux de compression :   | $\epsilon$      | = 17                             |
| - L'alésage du cylindre :  | $D$             | = 0.10 [m]                       |
| - La course du piston :  | $C$             | = 0.12 [m]                       |
| - Le moment d'inertie de la bielle :   | $I_z$           | = 0.02095 [Kg.m <sup>2</sup> ]   |
| - La vitesse de rotation du moteur :   | $N$             | = 2800 [trs/mn]                  |
| - Module d'élasticité longitudinale du matériau du piston :                    | $E$             | = 80000 [N/mm <sup>2</sup> ]     |
| - Constante A de la flèche du piston :   | $A$             | = 0.168                          |
| - Coeff. de dilatation du piston :   | $\alpha$        | = 22 . 10 <sup>-6</sup> [ / °K ] |
| - Température du centre de la tête du piston :                                 | $\theta_3$      | = 350 [°C]                       |
| - Température max. de la périphérie de la tête de piston :                     | $\theta_2$      | = 240 [°C]                       |
| - La pression admissible sur la jupe de piston :                               | $P_{jadm}$      | = 3 [N/mm <sup>2</sup> ]         |
| - La contrainte admissible du piston :   | $\sigma_{adm}$  | = 100 [N/mm <sup>2</sup> ]       |
| - La pression admissible dans les supports de l'axe de piston :                | $P_{padm}$      | = 40 [N/mm <sup>2</sup> ]        |
| - La pression admissible dans le pied de bielle :                              | $P_{badm}$      | = 40 [N/mm <sup>2</sup> ]        |
| - Contrainte admissible à la flexion de l'axe :                                | $\sigma_{fadm}$ | = 200 [N/mm <sup>2</sup> ]       |
| - Contrainte admissible à l'ovalisation de l'axe :                             | $\sigma_{oadm}$ | = 250 [N/mm <sup>2</sup> ]       |
| - Contrainte admissible au cisaillement de l'axe :                             | $\sigma_{adm}$  | = 100 [N/mm <sup>2</sup> ]       |
| - Contrainte admissible de la bielle :   | $\sigma_{badm}$ | = 300 [N/mm <sup>2</sup> ]       |
| - Contrainte admissible de la vis :  | $\sigma_{vadm}$ | = 300 [N/mm <sup>2</sup> ]       |
| - Coefficient de frottement des filets de la vis sur ceux du corps de bielle : | $f$             | = 0.12                           |
| - Force de serrage la vis de bielle :  | $F_s$           | = 2000 [N]                       |



CÁLCUL DU PISTON

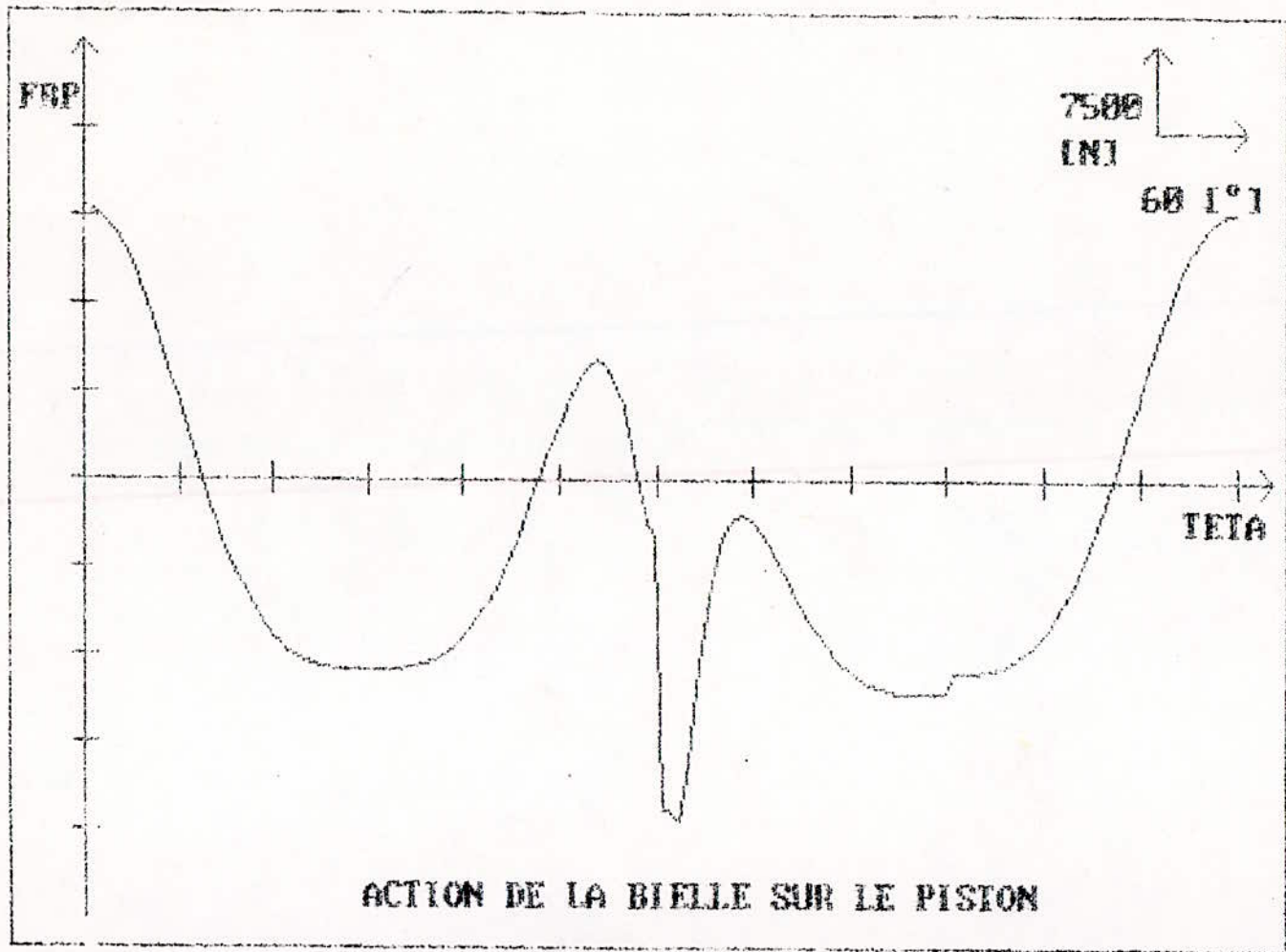




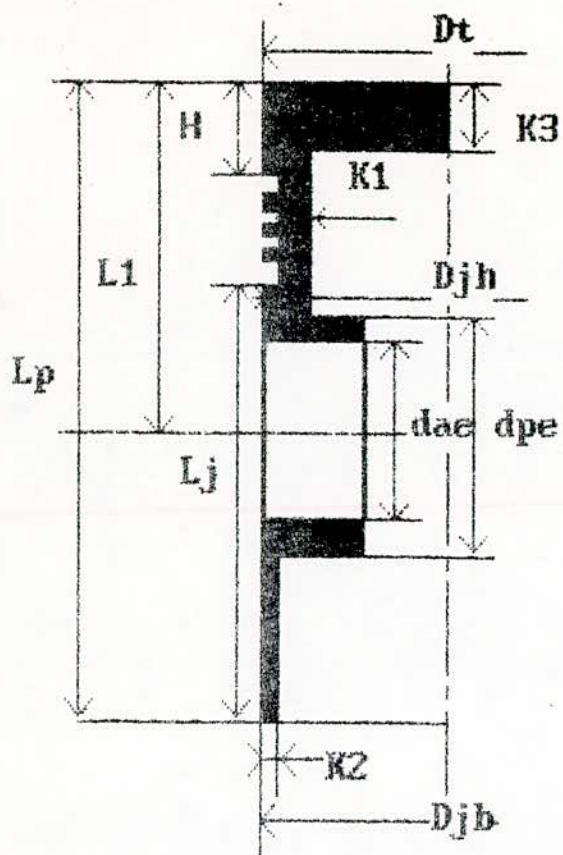


ACTION DE LA CHEMISE SUR LE PISTON





ACTION DE LA BIELLE SUR LE PISTON



**DIMENSIONS PRINCIPALES DU PISTON**

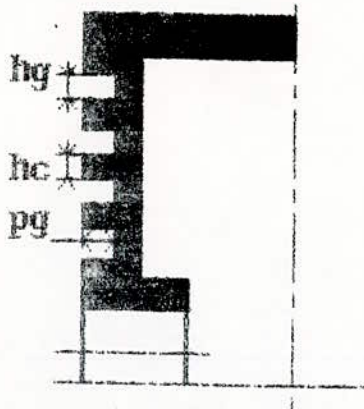
|           |              |
|-----------|--------------|
| 1 - Dt =  | 99.300 [mm]  |
| 2 - H =   | 20.000 [mm]  |
| 3 - K3 =  | 15.000 [mm]  |
| 4 - K1 =  | 15.000 [mm]  |
| 5 - L1 =  | 80.000 [mm]  |
| 6 - dae = | 45.000 [mm]  |
| 7 - dpe = | 67.500 [mm]  |
| 8 - Djh = | 99.800 [mm]  |
| 9 - Djb = | 99.900 [mm]  |
| 10 - Lj = | 120.000 [mm] |
| 11 - Lp = | 170.000 [mm] |
| 12 - K2 = | 4.000 [mm]   |

## DIMENSIONS DE LA REGION-PORTE SEGMENTS

Coupe d'un segment



|                                      | DIMENSIONS DES SEGMENTS |         |
|--------------------------------------|-------------------------|---------|
|                                      | D' ETANCHEITE           | RACLEUR |
| HAUTEUR DES SEGMENTS $h_s$ en [mm]   | 4.000                   | 5.500   |
| EPAISSEUR DES SEGMENTS $e_s$ en [mm] | 4.000                   | 5.500   |
| NOMBRE DE SEGMENTS                   | 3                       | 2       |



### DIMENSIONS DE LA REGION PORTE-SEGMENTS

A noter qu'on a : - 3 gorges d'étanchéité  
 ----- - 2 gorges racleur  
 - 3 cordons

La 2ème gorge racleur est située en bas de jupe.

|                                | DIMENSIONS DE LA GORGE  |                    |
|--------------------------------|-------------------------|--------------------|
|                                | DU SEGMENT D'ETANCHEITE | DU SEGMENT RACLEUR |
| HAUTEUR DE GORGE hg en [mm]    | 4.050                   | 5.550              |
| PROFONDEUR DE GORGE pg en [mm] | 5.000                   | 6.500              |

|   | DIMENSIONS DES CORDONS |
|---|------------------------|
| EPAISSEUR DU 1er CORDON hc en [mm]        | 4.300                  |
| EPAISSEUR DES CORDONS SUIVANTS hc en [mm] | 3.000                  |

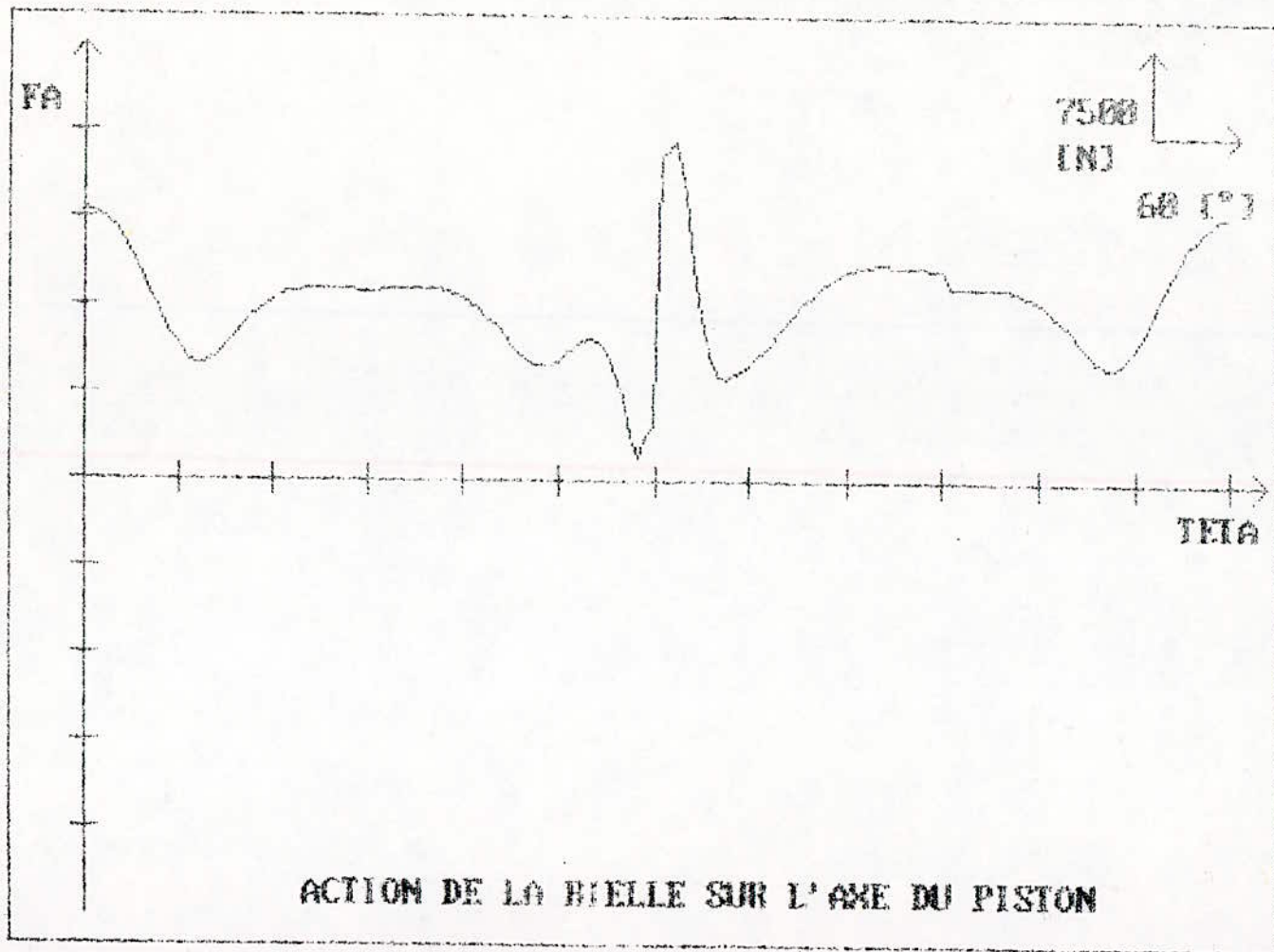
TABLEAU RECAPITULATIF DES RESULTATS DU PISTON :

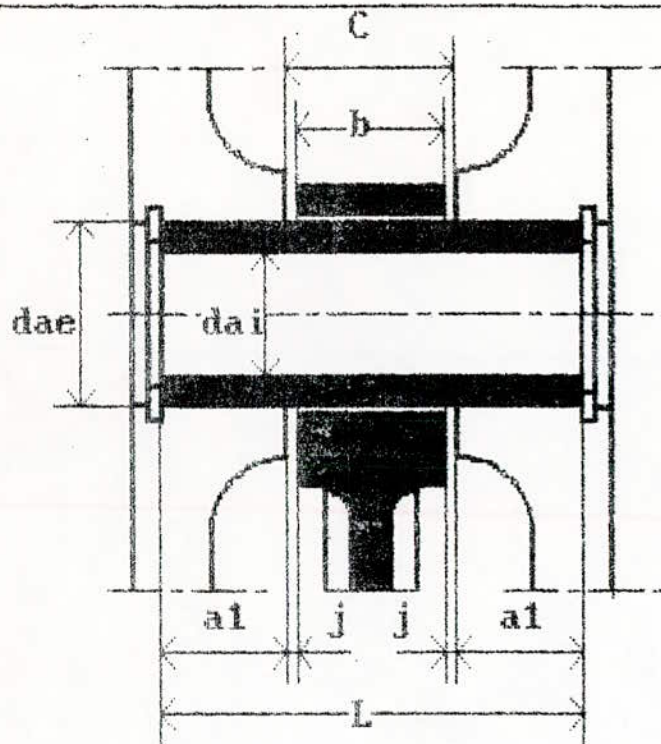
\* MATERIAU CHOISI : L'ALLIAGE LEGER DE NUANCE AS25UN

|                      | CALCULEE                    | ADMISSIBLE                  |
|----------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| FLECHE DE LA TETE    | 0.00262 [mm]                | 0.10000 [mm]                |
| PRESSION SUR LA JUPE | 0.3501 [N/mm <sup>2</sup> ] | 3.0000 [N/mm <sup>2</sup> ] |

|                              | CONTRAINTE                  |                              |
|------------------------------|-----------------------------|------------------------------|
|                              | CALCULEE                    | ADMISSIBLE                   |
| sur LA TETE                  | 17.736 [N/mm <sup>2</sup> ] | 100.000 [N/mm <sup>2</sup> ] |
| sur LA REGION PORTE-SEGMENTS | 17.682 [N/mm <sup>2</sup> ] | 100.000 [N/mm <sup>2</sup> ] |
| sur LES SUPPORTS DE L'AXE    | 21.220 [N/mm <sup>2</sup> ] | 50.000 [N/mm <sup>2</sup> ]  |
| THERMIQUE                    | 96.800 [N/mm <sup>2</sup> ] | 100.000 [N/mm <sup>2</sup> ] |







DIMENSIONS DE L'AXE :

|        |        |        |
|--------|--------|--------|
| $dae=$ | 45.000 | [ mm ] |
| $dai=$ | 31.500 | [ mm ] |
| $L=$   | 80.000 | [ mm ] |
| $b=$   | 45.000 | [ mm ] |
| $j=$   | 1.000  | [ mm ] |
| $a1=$  | 16.500 | [ mm ] |
| $c=$   | 47.000 | [ mm ] |

AVEC:  $dae$ =DIAMETRE EXTERIEUR DE L'AXE  
 $dai$ =DIAMETRE INTERIEUR DE L'AXE  
 $L$ =LONGUEUR DE L'AXE  
 $b$ =EPAISSEUR DU PIED DE BIELLE  
 $j$ =JEU ENTRE BIELLE ET SUPPORTS  
 $a1$ =PORTEE DE L'AXE DANS LES SUPPORTS  
 $c$ =DISTANCE ENTRE SUPPORTS DE L'AXE



## TABLEAU RECAPITULATIF DE L'AXE

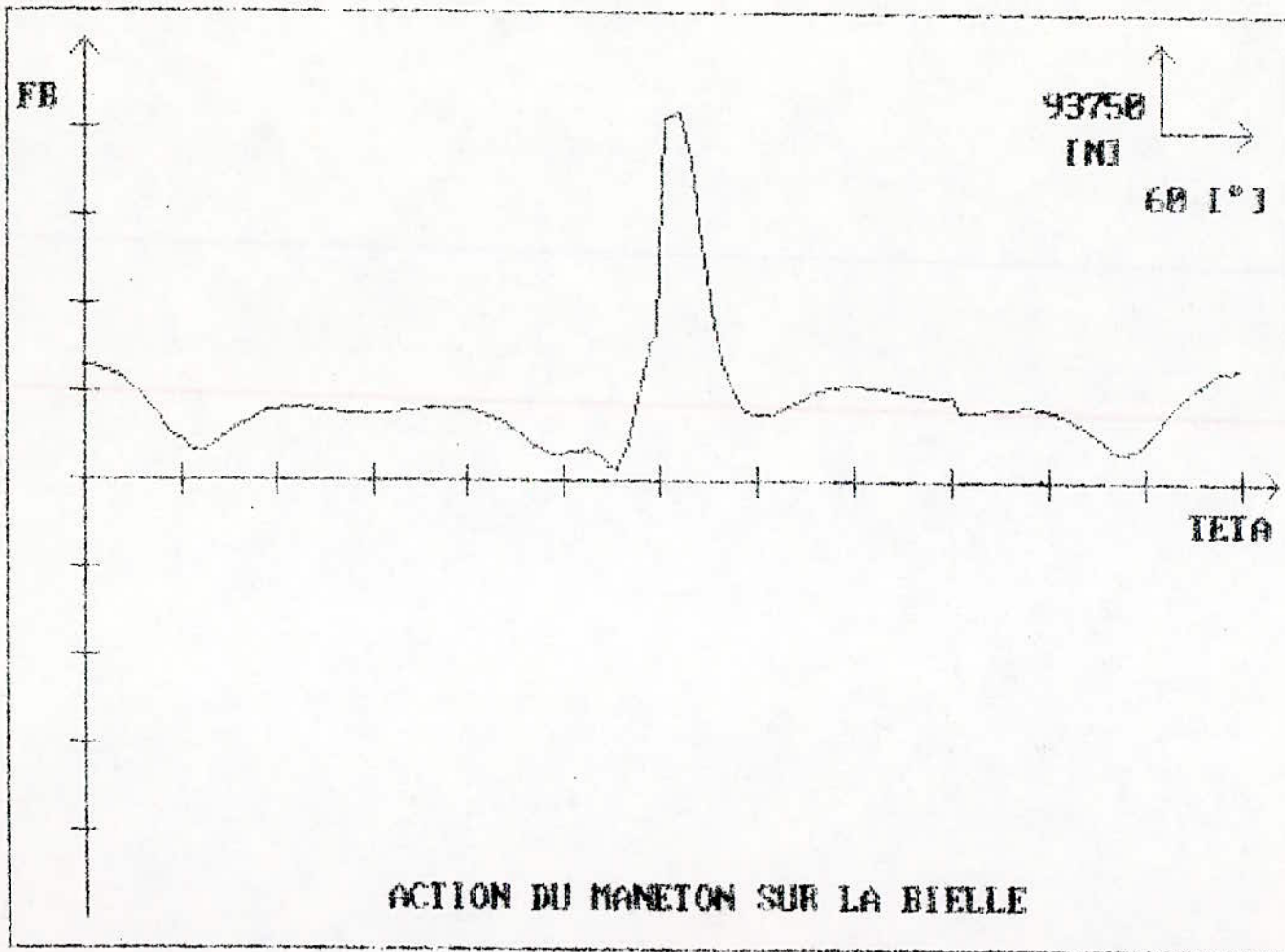
\* MATERIAU CHOISI DE L'AXE : ACIER ALLIE DE NUANCE 16NC6

|             | DEFORMATION  |              |
|-------------|--------------|--------------|
|             | CALCULEE     | ADMISSIBLE   |
| FLECHE      | 0.00569 [mm] | 0.01400 [mm] |
| OVALISATION | 0.04130 [mm] | 0.13750 [mm] |

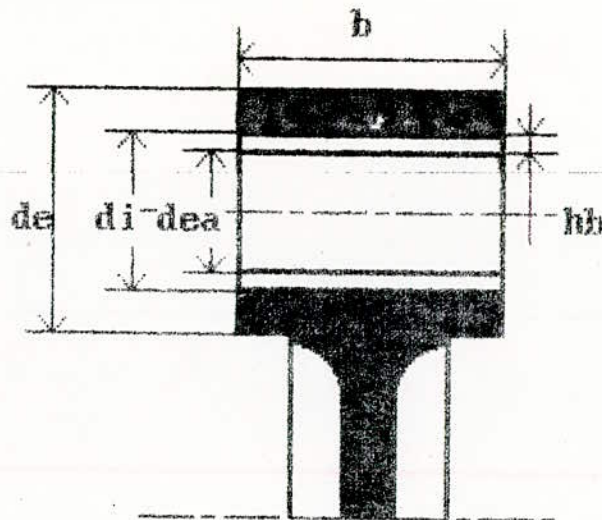
|                            | PRESSION SPECIFIQUE          |                              |
|----------------------------|------------------------------|------------------------------|
|                            | CALCULEE                     | ADMISSIBLE                   |
| DANS LES SUPPORTS DE L'AXE | 36.0414 [N/mm <sup>2</sup> ] | 40.0000 [N/mm <sup>2</sup> ] |
| DANS LE PIED DE BIELLE     | 26.4304 [N/mm <sup>2</sup> ] | 40.0000 [N/mm <sup>2</sup> ] |

|                 | CONTRAINTE                    |                               |
|-----------------|-------------------------------|-------------------------------|
|                 | CALCULEE                      | ADMISSIBLE                    |
| A LA FLEXION    | 96.4430 [N/mm <sup>2</sup> ]  | 200.0000 [N/mm <sup>2</sup> ] |
| A L'OVALISATION | 165.1899 [N/mm <sup>2</sup> ] | 250.0000 [N/mm <sup>2</sup> ] |
| AU CISAILLEMENT | 64.7456 [N/mm <sup>2</sup> ]  | 100.0000 [N/mm <sup>2</sup> ] |





### DIMENSIONS DU PIED DE BIELLE :



|         |        |      |
|---------|--------|------|
| $b =$   | 45.000 | [mm] |
| $dea =$ | 45.000 | [mm] |
| $de =$  | 67.500 | [mm] |
| $hb =$  | 3.600  | [mm] |
| $di =$  | 52.200 | [mm] |

AVEC :

$b =$  LARGEUR DE LA BIELLE

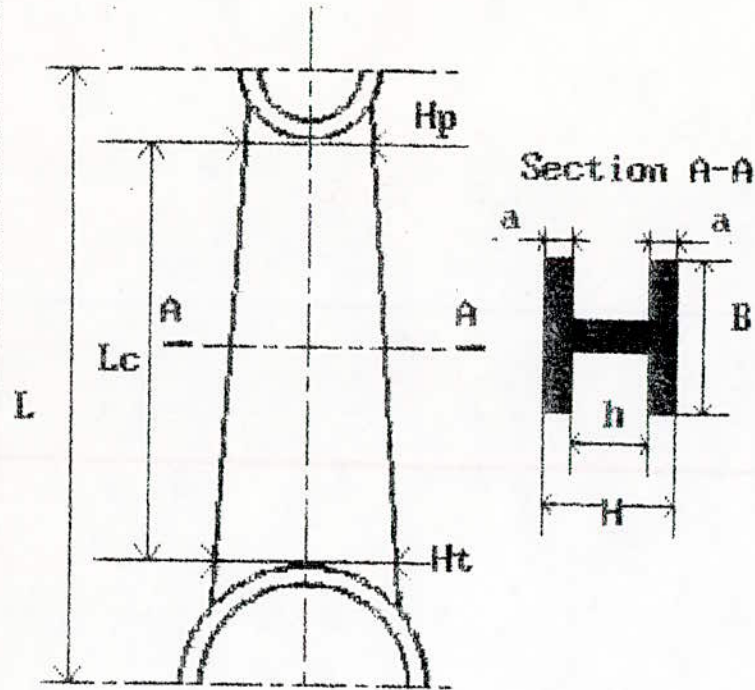
$dea =$  DIAMETRE EXTERIEUR DE L'ASE

$de =$  DIAMETRE EXTERIEUR DU PIED DE BIELLE

$hb =$  EPAISSEUR DE LA BAGUE

$di =$  DIAMETRE INTERIEUR DU PIED DE BIELLE

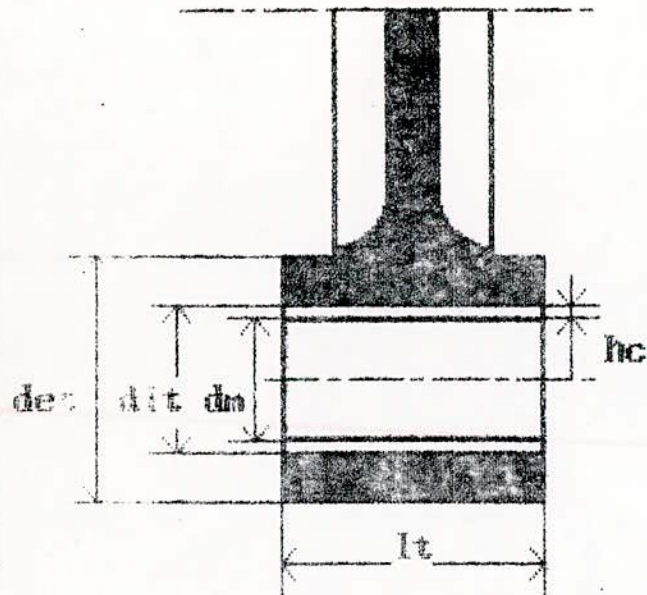
DIMENSIONS DU CORPS DE BIELLE :



|         |         |      |
|---------|---------|------|
| $H_p =$ | 33.750  | [mm] |
| $H_t =$ | 40.500  | [mm] |
| $H =$   | 37.125  | [mm] |
| $a =$   | 6.200   | [mm] |
| $B =$   | 27.844  | [mm] |
| $L_c =$ | 165.650 | [mm] |
| $L =$   | 240.000 | [mm] |

AVEC :  $H_p$  = HAUTEUR D'AME DU PIED (MINIMUM)  
 $H_t$  = HAUTEUR D'AME DE TETE (MAXIMUM)  
 $H$  = HAUTEUR D'AME MOYENNE  
 $a$  = EPAISSEUR DE L'AME ET DES AILES  
 $B$  = LONGUEUR TOTALE DE L'AME  
 $L_c$  = LONGUEUR DU CORPS  
 $L$  = ENTRAXE DE LA BIELLE

### DIMENSIONS DE LA TETE DE BIELLE :



|         |         |      |
|---------|---------|------|
| $dm =$  | 70.000  | [mm] |
| $hc =$  | 5.600   | [mm] |
| $dit =$ | 81.200  | [mm] |
| $det =$ | 105.000 | [mm] |
| $lt =$  | 70.000  | [mm] |

AVEC :

$dm$  = DIAMETRE DU MANETON

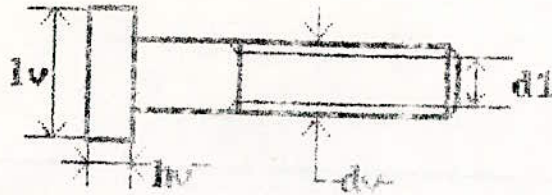
$hc$  = EPAISSEUR DU COUSSINET DE TETE

$dit$  = DIAMETRE INTERIEUR DE LA TETE DE BIELLE

$det$  = DIAMETRE EXTERIEUR DE TETE DE BIELLE

$lt$  = LARGEUR DE LA TETE DE BIELLE

## DIMENSIONS DE LA VIS :



|       |             |
|-------|-------------|
| $dv$  | 7.800 [mm]  |
| $p$   | 0.700 [mm]  |
| $d1$  | 6.146 [mm]  |
| $lv$  | 4.900 [mm]  |
| $lv$  | 14.000 [mm] |
| ALPHA | 3 [°]       |

AVEC :

- $dv$  = Diamètre nominale de la vis
- $p$  = Pas de la vis
- $d1$  = Diamètre à fond de filet
- $lv$  = Epaisseur de la tete
- $lv$  = largeur de la tete
- alpha = angle d'inclinaison des filets

## RESULTATS DES CONTRAINTES SUR LA BIELLE :

\* MATERIAU CHOISI : ACIER ALLIE DE NUANCE 30MCD16

### ♦ PIED DE BIELLE :

|                        | CONTRAINTE                  |                              |
|------------------------|-----------------------------|------------------------------|
|                        | CALCULEE                    | ADMISSIBLE                   |
| FLEXION DU PIED        | 20.279 [N/mm <sup>2</sup> ] | 300.000 [N/mm <sup>2</sup> ] |
| TRACTION DU PIED       | 18.783 [N/mm <sup>2</sup> ] | 300.000 [N/mm <sup>2</sup> ] |
| RESULTANTE SUR LE PIED | 39.061 [N/mm <sup>2</sup> ] | 300.000 [N/mm <sup>2</sup> ] |

### ♦ CORPS DE BIELLE :

|                             | CONTRAINTE                   |                              |
|-----------------------------|------------------------------|------------------------------|
|                             | CALCULEE                     | ADMISSIBLE                   |
| DANS LE PLAN D'OSCILLATION  | 296.542 [N/mm <sup>2</sup> ] | 300.000 [N/mm <sup>2</sup> ] |
| DANS LE PLAN D'ENCASTREMENT | 296.596 [N/mm <sup>2</sup> ] | 300.000 [N/mm <sup>2</sup> ] |



## RESULTATS DES CONTRAINTES SUR LA VIS DE BIELLE :

\* MATERIAU CHOISI : ACIER ALLIE DE NUANCE 30NCD16

### ◆ NOYAU DE VIS :

|                     | CONTRAINTE                   |                              |
|---------------------|------------------------------|------------------------------|
|                     | CALCULEE                     | ADMISSIBLE                   |
| TORSION DU NOYAU    | 287.997 [N/mm <sup>2</sup> ] | /                            |
| TRACTION DU NOYAU   | 496.850 [N/mm <sup>2</sup> ] | /                            |
| TOTALE SUR LE NOYAU | 288.291 [N/mm <sup>2</sup> ] | 300.000 [N/mm <sup>2</sup> ] |

### ◆ FILETS DE VIS :

|                         | CONTRAINTE                   |                              |
|-------------------------|------------------------------|------------------------------|
|                         | CALCULEE                     | ADMISSIBLE                   |
| CISAILLEMENT DES FILETS | 19.835 [N/mm <sup>2</sup> ]  | 150.000                      |
| PRESSION SUR LES FILETS | 111.447 [N/mm <sup>2</sup> ] | 300.000 [N/mm <sup>2</sup> ] |

### ◆ TETE DE VIS :

|                         | CONTRAINTE                   |                              |
|-------------------------|------------------------------|------------------------------|
|                         | CALCULEE                     | ADMISSIBLE                   |
| CISAILLEMENT DE LA TETE | 136.791 [N/mm <sup>2</sup> ] | 150.000 [N/mm <sup>2</sup> ] |
| PRESSION SUR LA TETE    | 127.671 [N/mm <sup>2</sup> ] | 300.000 [N/mm <sup>2</sup> ] |

BIBLIOGRAPHIE  
XXXXXXXXXXXXX

- |   |   |                                 |
|---|---|---------------------------------|
| [1] R. BRUN                               | SCIENCE ET TECHNIQUE DU<br>MOTEUR DIESEL.<br>Tome 2.  | SOCIETE DES<br>EDITIONS TECHNIQ |
| [2] L. BUTY<br>M. PETRICENKO              | L'ATTELAGE MOBILE DES<br>MOTEURS RAPIDES: le piston,<br>la bielle, le vilebrequin.  | SOCIETE DES<br>EDITIONS TECHNIQ |
| [3] G. LEMASSON                           | ELEMENTS DE CONSTRUCTION A<br>L'USAGE DE L'INGENIEUR.<br>Tome 10 : Moteur à combustion<br>interne.  | EDITIONS DUNOD                  |
| [4] L. GEMINARD<br>F. GROS LA FAIGE       | CONSTRUCTION MECANIQUE:<br>Elements de projets 2.   | EDITIONS DUNOD                  |
| [5] QUILLET                               | ENCYCLOPEDIE DES SCIENCES<br>INDUSTRIELLES.<br>Volume M2: Mécanique, Applications,<br>Transports.<br>Volume M1: Mécanique, Généralités,<br>Applications.          | EDITIONS QUILLET                |
| [6] GAD                                   | COURS D'API   | E.N.P. ALGER                    |
| [7] FARRAGE CHARBEL                       | PROJET DE FIN D'ETUDES:<br>Etude thermodynamique d'un<br>moteur Diesel 4 temps.   | E.N.P. ALGER<br>(1985)          |
| [8] G. LENORMAND<br>R. MIGNEE<br>J. TINEL | CONSTRUCTION MECANIQUE :<br>Elements de technologie.<br>Tome 4.   | EDITIONS FOUCHER                |
| [9] BERNARD GIRONNET                      | PISTONS DES MOTEURS A<br>COMBUSTION INTERNE.  | E.N.S.A.M. PARIS<br>(1970)      |
| [10] HAMIDI LAID                          | PROJET DE FIN D'ETUDES:<br>Elaboration d'un programme<br>pour le calcul des actions<br>mécaniques appliquées par<br>la bielle sur le maneton<br>d'un vilebrequin. | E.N.P. ALGER<br>(Juin 1985)     |
| [11] BYRON S.<br>GOTTFRIED                | PROGRAMMATION BASIC.  | EDITIONS BERNARD<br>LEGRAND     |
| [12] F. GASTINNE<br>R. BRUN               | MOTEURS THERMIQUES<br>ALTERNATIFS.  | TECHNIQUES DE<br>L'INGENIEUR    |
| [13] A. CAMPA<br>R. CHAPPERT              | MECANIQUE PAR LES PROBLEMES:<br>Resistance des matériaux.   | EDITIONS DUNOD                  |

