

وزارة التعليم و البحث العلمي
Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

7
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT: GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES *rex*

SUJET

ETUDE DU GRAISSAGE
DES PARTIES INTERNES
DU MOTEUR

Proposé par :

M. BouKabache

Etudié par :

Naceur Driss

Dirigé par :

M. Boukabache

M. Faoussi

PROMOTION

« Juin 1987 »

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم و البحث العلمي
Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT: GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

**Etude du graissage
des parties internes
du moteur**

Proposé par :

Etudié par :

Dirigé par :

M. Boukabache

Naceur Driss

M. Boukabache

M. Faoussi

PROMOTION

juin 1987

E.N.P. 10, Avenue Hacem Badi - El-Harrach - Alger

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

وَالصَّلَاةِ
وَالسَّكِينِ
وَمَا تَنْزِلُ
رَبِّ الْعَالَمِينَ

صَدَقَ اللَّهُ الْعَظِيمُ

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

وزارة التعليم العالي

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

دائرة المهندسة الميكانيكية

PROMOTEUR : M. FAOUSSI ; BOUKABACHE

الموجه : الأستاذ. فحوس

ETUDIANT : NACEUR DRISS

الطالب : ناصر دريس

دراسة تنزييت الأجزاء الداخلية للمحرك .

الترجمة

تهدف هذه الدراسة إلى تحديد وسائل تنزييت الأجزاء المتحركة للمحرك بالإضافة إلى الحدود والشروط التي ينبغي مراعاتها عند حساب أبعاد هذه الأجزاء ، بالكيفية التي تسمح لمادة التنزييت بأن تضمن صرفاً جيداً للحرارة الناتجة عن الاحتكاك ، مما يسمح بمرطالة مدة إستثمار المحرك والحصول على حدود ميكانيكية جيدة .

ETUDE DU GRAISSAGE DES PARTIES INTERNES DU MOTEUR .

- Cette étude a pour but de déterminer les paramètres de graissage des parties internes de l'attelage mobile du moteur , ainsi que les limites et les conditions à respecter dans le dimensionnement de ces organes, de manière que le lubrifiant puisse assurer une bonne évacuation de la chaleur produite par le frottement, permettant ainsi d'augmenter la longévité de ces organes et avoir un bon rendement mécanique .

SUBJECT

STUDY OF LUBRICATION OF INTERNAL PARTS OF THE ENGINE .

- The goal of this study is to determine the parameters of lubrication of internal parts of moving assembly of the engine, and the conditions and limits to be respected in dimensioning these parts in such a way that the " lubricant " permits a good heat transfer produced by friction for an increase in the life of the parts of the engine and to get a good mechanical efficiency .

NOTATIONS UTILISEES

- U : vitesse d'écoulement d'huile
 u : la viscosité dynamique
 \bar{w} : la masse spécifique d'huile
 R_e : nombre de reynolds
 S_o : nombre de sommerfeld
 C : chaleur massique d'huile
 τ_x : contrainte de cisaillement
 T : effort de cisaillement
 d : diamètre interieur du conduit
 L : longueur des conduites
 l : longueur de la bielle
 r : longueur du manivelle
 C_r : la cours du piston
 X : déplacement du piston
 w_p : vitesse du piston
 γ_p^p : acceleration du piston
 F_g : efforts dus aux gaz
 D : diamètre du piston
 F_i : forces d'inertie alternative
 F_p : l'effort sur le piston
 P_{sa} : pressionspecifique sur l'axe du piston
 P_{sm} : pression specifique sur le maneton
 P_{st} : pression specifique sur le tourillon
 F_m : l'effor sur le maneton
 F_t : l'effort sur le tourillon
 N : vitesse de rotation
 P_a : pression d'admission
 P_o : pression atmospherique
 ϵ : taux de compression du moteur
 γ_c : coefficient de la polythropique pendant la compression
 V_a : volume à la fin d'admission
 S : section du piston
 P_2 : pression à la fin de la compression

V_z : volume à la fin de la combustion
 P_z : pression à la fin de la combustion
 P_t : pression à la fin de la détente isothermique
 V_t : volume à la fin de la détente isothermique
 P_e : pression d'échappement
 f : coefficient du frottement
 P_f : puissance absorbée par frottement
 ψ : jeu relatif
 ϵ : l'excentricité relative
 e : l'excentricité

TABLE DES FIGURES



- Fig . 1 . Schéma de graissage d'un moteur 4 cylindres
- Fig . 2 . Variation de la viscosité en fonction de la température
- Fig . 3 . Débit d'huile de la pompe en fonction de la vitesse de rotation du moteur
- Fig . 4 . Répartition des pressions d'huile au sein de l'assemblage palier-vilebrequin
- Fig . 5 . Graissage du vilebrequin
- Fig . 6 . Graissage de l'axe du piston par l'huile s'égouttant du fond de piston
- Fig . 7 . Graissage de l'axe du piston sous pression par un trou pratiqué dans l'âme de la section du corps de bielle
- Fig . 8 . Circulation d'huile dans le corps de bielle vers l'axe du piston
- Fig . 9 . Refroidissement du piston par circulation d'huile amenée par bielle et axe du piston
- Fig . 10 . Refroidissement du piston par circulation interne d'huile
- Fig . 11 . L'étanchéité à l'huile
- Fig . 12 . Mécanisme de la consommation d'huile
- Fig . 13 . Mécanisme du bielle-manivelle
- Fig . 14 . Dynamique du système bielle manivelle
- Fig . 15 . Cycle quasi-réel
- Fig . 16 . Fonctionnement des assemblages cylindrique
- Fig . 17 . Régimes de graissage des assemblages cylindrique
- Fig . 18 . Détermination de l'épaisseur du film d'huile
- Fig . 19 . Zones de contraction et de détente dans les assemblages cylindrique
- Fig . 20 . Répartition des pressions d'huile au sein de l'assemblage dans le cas de déplacement radial du centre de l'arbre " cas de l'assemblage palier-axe du piston "
- Fig . 21 . Abaque donnant l'échauffement d'huile
- Fig . 22 . Abaque donnant la variation de l'excentricité avec la capacité de charge
- Tableau . 1 . Donnant le coefficient du frottement
- Tableau . 2 . Donnant le choix du lubrifiant

SOMMAIRE

Ghapter I - INTRODUCTION	9
Ghapter II - CIRCULATION D'HUILE DANS L'ATTELAGE MOBILE DU MOTEUR	
I . Le circuits de graissage	10
I.1 . Les principaux circuits de graissage	10
I.2 . Le circuit de graissage sous pression à bain d'huile	10
2 . Choix du lubrifiant	13
2.1 . Qualite d'huile	13
2.2 . La viscosite	13
2.3 . Variation de la viscosite en fonction de la temperature	14
3 . La distribution du lubrifiant au sein du moteur	15
3.1 . Debit d'huile à assurer	15
4 . Regime d'écoulement de l'huile	16
4.1 . Dans les conduits internes et externes	16
4.2 . Dans les assemblages cylindrique	16
5 . Pertes de charge dans les conduites	18
6 . Graissage des paliers de vilebrequin	19
6.1 . Position des trous d'amenée d'huile au palier du tourillon	19
6.2 . Pression appliquée par la colonne d'huile à l'orifice d'entrée du palier du tourillon	20
7 . Graissage des coussinets de tête de bielle	21
7.1 . Position des trous d'amenée d'huile au coussinet de bielle	21
7.2 . Pression appliquée par la colonne d'huile à l'orifice d'entrée du coussinet de tête de bielle	21
8 . Graissage de l'axe du piston	22
8.1 . Modes de graissage de l'axe du piston	22
8.2 . Pression appliquée par la colonne d'huile à l'orifice d'entrée du palier de l'axe du piston	24
9 . Refroidissement du piston	26
9.1 . Modes de refroidissement du piston	26
10 . Graissage de l'ensemble piston-segments-chemise	28
10.1 . L'étanchéité à l'huile	28
10.2 . La consommation d'huile	29

10.2.1. Causes de la consommation d'huile 29
 10.2.2. Consommation d'huile par les segmentation 29

Chapitre III - ETUDE DU SYSTEME BIELLE MANIVELLE " symétrique "

1 . Etude du mouvement 31
 2 . Etude cinématique du piston 32
 3 . Etude dynamique du système bielle manivelle 34

Chapitre IV - ETUDE THERMODYNAMIQUE

I . Cycle thermodynamique 38
 I.1. Cycle quasi-réel 38
 I.2. Phases principales du cycle quasi-réel 39
 I.3. Expression de la pression du cycle en fonction de l'angle
 de rotation du vilebrequin 39

Chapitre V - ETUDE DES ASSEMBLAGES CYLINDRIQUE TOURNANT SOUS
 CHARGE

1 . Fonctionnement des assemblages tournant sous charge 42
 2 . Les régimes de graissage des assemblages cylindrique 44
 3 . L'épaisseur minimale du film d'huile a assure 48
 3.1. Détermination de l'épaisseur minimale du film d'huile 48
 4 . Pression d'huile dans les assemblages cylindrique 51
 4.1. Variation des pression d'huile 52
 4.2. Origine des pression d'huile 52
 4.3. Repartition des pression d'huile au sein de l'assemblage 53
 5 . L'échauffement d'huile 55
 5.1. L'échauffement d'huile par frottement ? 55

Annexes : - APPLICATION SUR UN MOTEUR F4L912

- Annexe I - Organigramme
- Annexe II - programme
- Annexe III - résultats

- INTRODUCTION :

BIBLIOTHEQUE —
Ecole Nationale Polytechnique

Tout déplacement relatif de deux surfaces provoque une usure du fait de la rugosité de ces surfaces, on a alors rupture de certaines de leur aspérités qui sont l'objet de déformations plastique d'une part, d'autre par le frottement entre ces aspérités provoquant un dégagement de chaleur telqu'il produit la fusion de l'aspérité la plus fusible, il va en resulter un arrachement de métal des surfaces en contact. L'échauffement va devenir considérable et être telque le métal des deux surfaces va fondre et se souder " c'est le grippage " .

Ces phénomène resulte de l'effort de cisaillement il faut donc amortir cet effort, pour ce faire on introduit un corp qui assure cet amortissement "c'est le lubrifiant" .

La transmission de l'effort moteur s'effectue par l'intermédiaire de liaison entre les organes mobile du moteur, ces liaison sont le siege du phénomène du frottement .

Les liaisons du moteur, ainsi desservies en huile de graissage sont :

- Les paliers de vilebrequin ;
- Les coussinets de bielles ;
- Les cylindres, pistons, segments ;
- Les palier d'arbres à cames ;
- Les cames et les poussoirs ;
- Les engrenages de distribution ;
- Les commandes des soupapes ;

ainsi que d'autres points variables avec les types de moteurs .

Nous intéressons à l'étude des trois premier éléments qui constituent l'attelage mobile du moteur .

- CIRCULATION D'HUILE DANS L'ATTELAGE MOBILE DU MOTEUR :

1 - LE CIRCUITS DE GRAISSAGE :

1.1 - LES PRINCIPAUX CIRCUITS DE GRAISSAGE :

Il existe d'assez nombreux types de circuits de graissage :

- Le circuit de graissage sous pression à bain d'huile .
- Le circuit de graissage sous pression à carter sec .
- Le circuit de graissage des moteurs rapides à grande puissance .
- Le circuit de graissage mixte sous pression et par barbotage .

Le graissage du moteur moderne utiliser actuellement se fait sous pression à bain d'huile .

1.2 - LE CIRCUIT DE GRAISSAGE SOUS PRESSION A BAIN D'HUILE :

Le graissage du moteur est assuré par :

Une pompe, immergée et protégée partiellement par une crépine - tamis, aspire l'huile dans le fond du carter et la refoule dans une conduite principale, percée dans le bloc - cylindre; de là, l'huile s'écoule par d'autres conduits internes vers chacun des paliers de vilebrequin; les paliers, cotés avant et arrière, comportent un dispositif d'étanchéité qui assure le retour d'huile vers le carter .

Les portées de vilebrequin sont percées pour que la majeure partie de l'huile, qui arrive aux paliers, soit ensuite dirigée, par des conduits à l'intérieur du vilebrequin, vers le coussinet de bielle le plus proche . A son tour, le maneton de vilebrequin est percé pour que l'orifice de sortie débouche directement sur la partie du coussinet de bielle, au bien ce maneton comporte un évidement d'ou part le conduit vers ce même coussinet .

L'huile est expulsée du coussinet de bielle par le jeu latéral de montage de ce dernier, davantage par l'effet de la force centrifuge de rotation que par l'action de la pression d'alimentation; elle est ainsi projetée, en partie, vers les cylindres et l'intérieur des pistons, afin d'en assurer le graissage et le refroidissement .

Une canalisation secondaire, alimentée à partir de la conduite principale assure le graissage des paliers d'arbre à cames ainsi que des cames, poussoirs et engrenages de distribution .

Une dérivation, sur cette canalisation secondaire, dirige une assez faible quantité d'huile vers l'ensemble des culbuteurs et soupapes .

L'huile débitée par ce circuit, à l'exception de celle consommée ou perdue, retourne dans le carter moteur par des orifices aménagés dans chaque zone considérée .

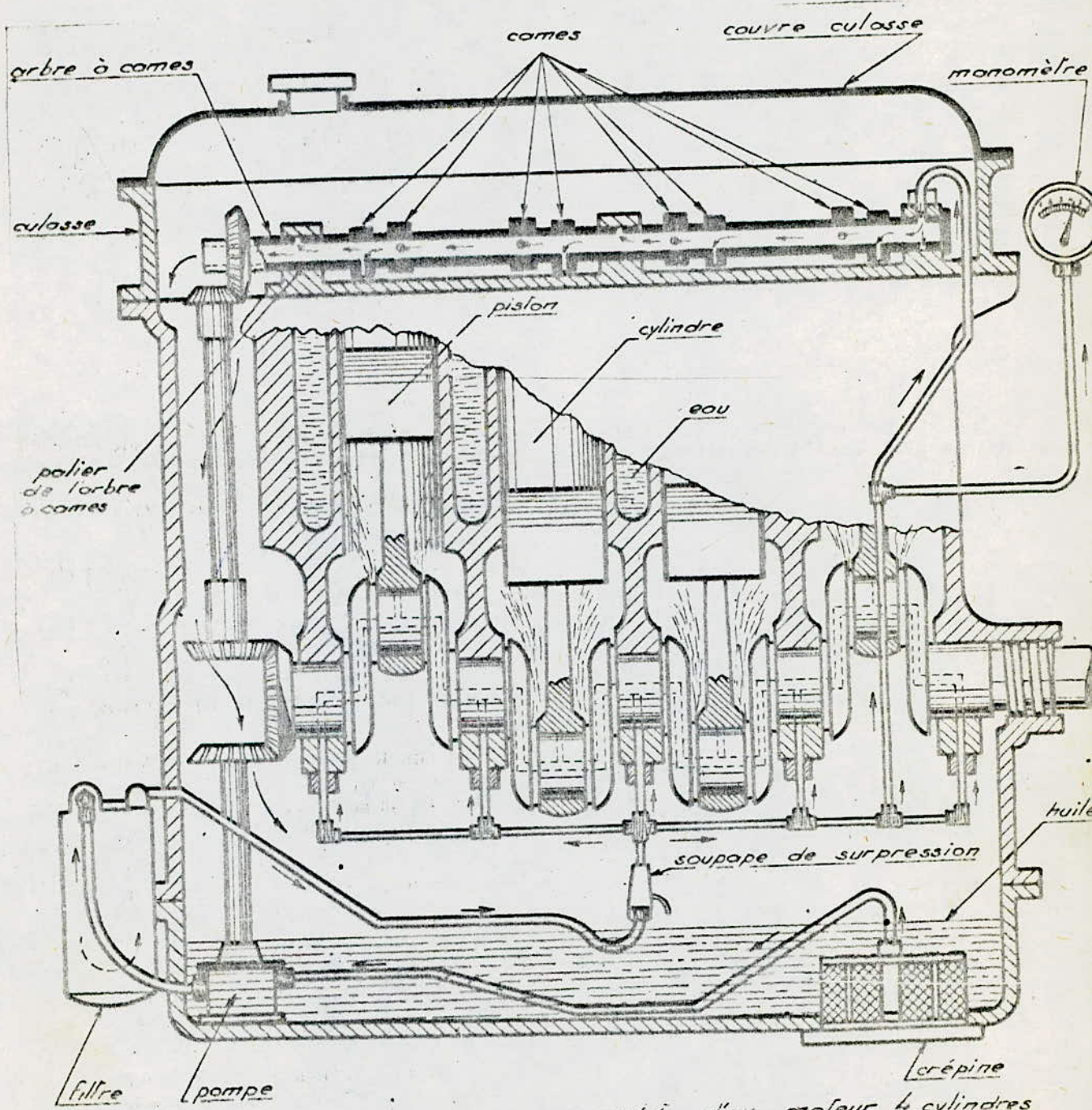


Fig 5

Schéma de graissage complet d'un moteur 4 cylindres à 5 paliers à arbre à cames en tête

2 - CHOIX DU LUBRIFIANT :

2.1 - QUALITE D'HUILE :

La première qualité d'une huile est qu'elle puisse assurer le graissage limite dans des bonnes conditions .

Ce graissage limite qui va assurer seul la lubrification au cours d'un nouveau départ .

C'est à ce moment qu'il se produit l'usure la plus importante, car les surfaces métalliques ne sont pas complètement séparées .

Plus le VI " indice de viscosité " d'huile sera élevé, plus il sera facile de faire démarrer un moteur par temps froid, et plus la variation de viscosité sera faible à chaud .

2.2 - LA VISCOSITE :

La viscosité est la résistance de l'huile à l'écoulement .

Une huile est d'autant plus fluide et par suite s'écoule plus facilement que sa viscosité est faible .

On utilise la viscosité dynamique qui caractérise l'importance du frottement interne qu'un effort de cisaillement engendre dans l'huile .

La viscosité dynamique est définie par :

$$\eta = \frac{\sigma_x}{\frac{U}{h}}$$

h : C'est l'épaisseur du film d'huile

U : C'est la vitesse de glissement

σ_x : C'est la contrainte de cisaillement

$$\sigma_x = \frac{T}{l \cdot d}$$

2.3 - VARIATION DE LA VISCOSITE EN FONCTION DE LA TEMPERATURE :

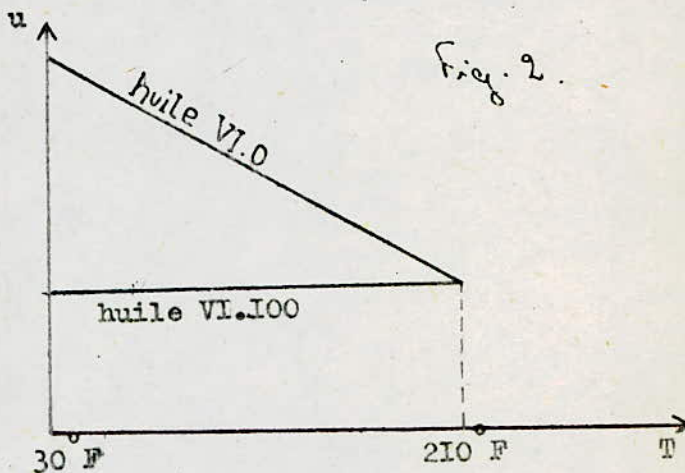
Toute augmentation de température provoquant une baisse de viscosité mais cette baisse de viscosité dépend à la fois :

- De l'amplitude du changement de température .
- De la nature d'huile .

La variation de la viscosité d'une huile en fonction de la température est figurée par une droite, au dessus du point de congélation .

La pente de cette droite donne la sensibilité de l'huile à une variation de température .

Pour que les variations d'index de viscosité n'ont pas d'influence sensible il faut que les températures de fonctionnement variant dans une même catégorie S.A.E



Le choix des catégorie S.A.E d'huile est donnée par des tableaux on fonction de la puissance du moteur .

3 - LA DISTRIBUTION DU LUBRIFIANT AU SEIN DU MOTEUR :

Cette distribution doit être assurée de telle sorte que, dans chacun des assemblages du moteur, circule un débit d'huile tel que l'échauffement produit au sein de l'huile par le déplacement relatif des surfaces ne provoque pas une chute de viscosité du lubrifiant entraînant une diminution de l'épaisseur du film d'huile.

3.1 - DÉBIT D'HUILE À ASSURER :

Le débit d'huile à assurer par la pompe doit être suffisant pour évacuer les calories nées des charges et vitesses élevées régnant aux tourillons et manetons.

Ce débit d'huile est donné par la formule :

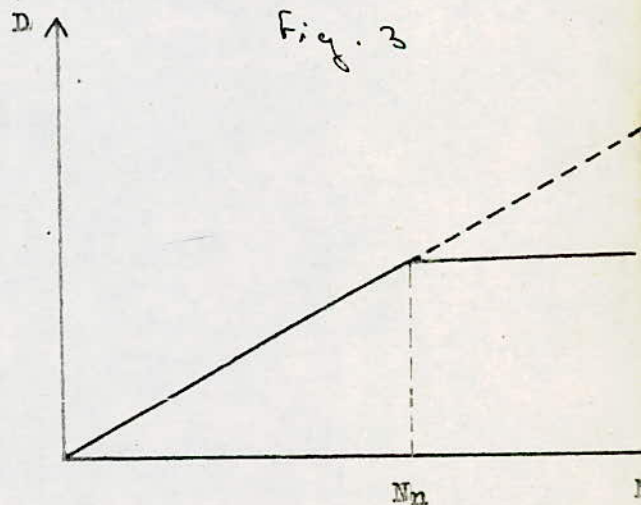
$$D = 0,15 \text{ à } 0,20 \cdot V \cdot N$$

D : " Débit nominale de la pompe à l'huile en l / h "

V : " La cylindrée en l "

N : " La vitesse de rotation du moteur en trs / min "

Ce débit d'huile croît comme la vitesse de rotation de la pompe, donc du moteur, de façon telle que, aux faibles vitesses, le débit et la pression soient suffisants tant que le clapet de décharge est fermé; et aux grandes vitesses ce clapet est ouvert, le débit reste constante quelle que soit la vitesse de rotation.



L'excédent de débit qui conduirait à une pression trop élevée donc à une valeur exagérée de la puissance absorbée par la pompe, retourne dans le carter moteur.

On peut ainsi fixer les dimensions de la pompe.

4 - RÉGIME D'ÉCOULEMENT DE L'HUILE :

4.1 - DANS LES CONDUITS INTERNES ET EXTERNES :

Le régime d'écoulement de l'huile dans ces conduits doit être du type laminaire, ce qui se traduit par l'existence d'une certaine vitesse d'huile limite au de là de laquelle le régime est turbulent .
Le nombre de reynolds détermine le régime d'écoulement dans ces conduites cylindriques .

Nombre de reynolds est donnée par : $R_e = \frac{U \cdot d}{\nu}$

Où ν : viscosité cinématique en (STOKE)
 d : diamètre intérieur du conduit en (cm)
 U : vitesse moyenne d'huile en (cm / s)

Pour $R_e \leq 2320$. l'écoulement est laminaire
 $R_e > 2320$ l'écoulement est turbulent

Dou la vitesse d'écoulement critique d'huile pour que l'écoulement soit laminaire .

$$U = \frac{2320 \cdot \nu}{d}$$

La vitesse critique U est de l'ordre de : 4 m / s

Au - dessous de cette vitesse, le régime d'écoulement est laminaire;
Au - dessus, il est turbulent .

4.2 - DANS LES ASSEMBLAGES CYLINDRIQUE :

De même l'écoulement dans ces assemblages doit être du type laminaire .
Le nombre de reynolds est donnée par :

$$R_e = \frac{U \cdot h}{\nu}$$

Pour $R_e \leq 1200$ l'écoulement est laminaire

$R_e > 1200$ l'écoulement est turbulent

la vitesse moyen d'écoulement d'huile dans ces assemblages pour que le régime soit laminaire est donnée par :

$$U = \frac{h \cdot g \cdot d^2}{32 \cdot \nu}$$

h : hauteur manométrique

L'apparition du régime turbulent se traduit par une forte augmentation de l'énergie dissipée dans l'assemblage, donc un échauffement important de l'huile entraînant une diminution de l'épaisseur du film d'huile donc une accélération de la dégradation de l'assemblage.

La vitesse d'apparition du régime turbulent au sein de l'assemblage est donnée par :

$$\omega = k \cdot u \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{1}{S_0^{3/2}}$$

S_0 : Coefficient de la capacité de charge de l'assemblage

K : C'est un nombre en fonction de l/d donnée par des abaques.

$$S_0 = \frac{P_s \cdot \psi^2}{u \cdot \omega}$$

K = 0 à 1

5 - PERTES DE CHARGE DANS LES CONDUITES :

Les pertes de charge dans les conduites sont de deux types :

- a) - Les pertes de charge par frottements (frottement des molécules d'huile entre elles et sur les parois) ; elles se déterminent en fonction de la longueur des conduites :

$$h = \frac{32 \cdot \mu \cdot U}{\rho \cdot d} \cdot L$$

- b) - Les pertes de charge par résistances opposées par les coudes .

$$h = a \cdot \frac{U^2}{2 \cdot \rho}$$

a : étant un coefficient fonction de la nature des coudes

En cas de coude brusque , avec changement angulaire α

On prend
$$a = \sin^2 \frac{\alpha}{2} + \sin \frac{4\alpha}{2}$$

Si le coude est arrondi avec rayon de raccordement $\leq 5 \cdot d$

On prend
$$a = 0,13 \cdot \frac{\alpha}{90}$$

6 - GRAISSAGE DES PALIERS DE VILEBREQUIN :

L'huile est amenée aux paliers de vilebrequin par des canalisations en laiton où elle graisse les tourillons.

6.1 - POSITION DES TROUS D'AMENEE D'HUILE AU PALIER DU TOURILLON :

L'alimentation d'huile au palier du tourillon sera en aval du plan de pression maximale pour éviter l'aspiration d'air.
La repartition des pressions au sein de l'assemblage palier-vilebrequin sera telle; le diamètre correspondant à la pression maximale est bissecteur de l'angle formé par le diamètre dans le quel est située la charge et par le diamètre contenant les centres de logement C et de l'arbre A.

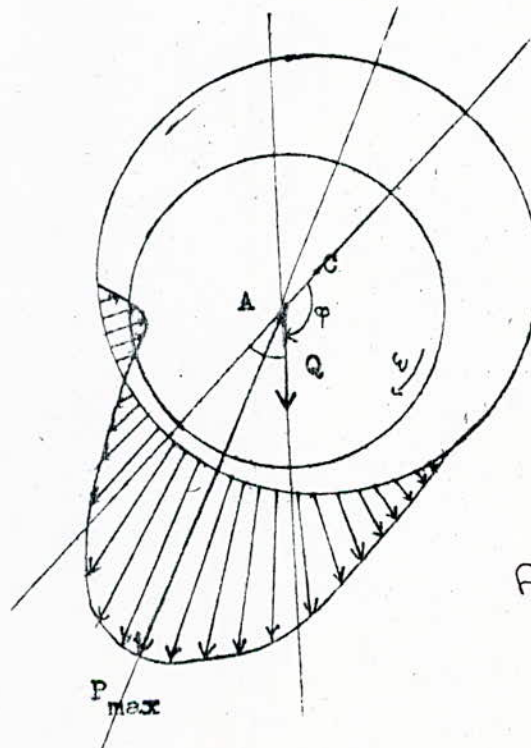
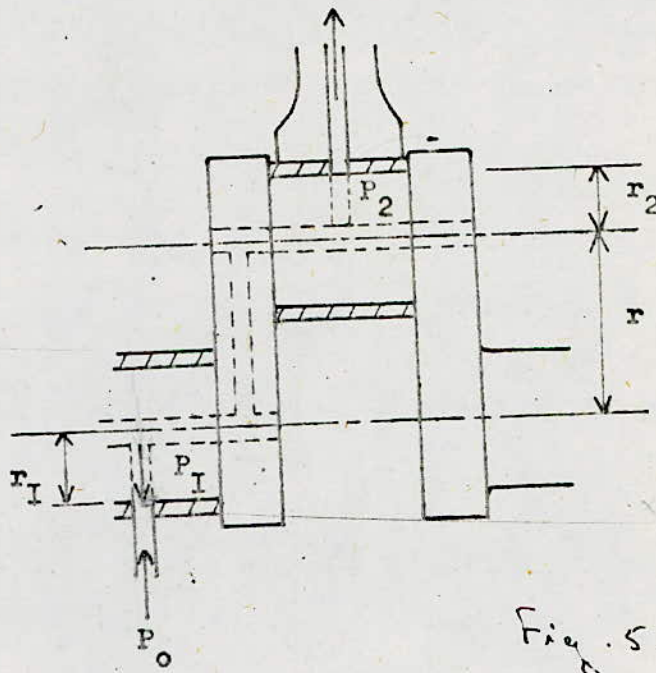


Fig. 4

Fig . 4 . Repartition des pressions au sein de l'assemblage palier-vilebrequin

6.2 - PRESSION APPLIQUEE PAR LA COLONNE D'HUILE A L'ORIFICE
D'ENTREE DU PALIER DU TOURILLON :

Du fait de la rotation de l'arbre on a une contrepression à l'entrée
du palier du tourillon due à la force centrifuge .



Cette contrepression est donnée par :

$$P_I = \bar{\omega} \cdot \omega^2 \int_0^{r_I} r \, dr = \frac{\bar{\omega}}{2} \cdot \omega^2 \cdot r_I^2$$

Cette contrepression doit être dans toute cas inférieure à la
pression d'alimentation appliquée par la pompe à l'huile .

Et la différence entre ces deux pressions donne la pression appliquée
par la colonne d'huile à l'orifice d'entrée du palier du tourillon .

7 - GRAISSAGE DES COUSSINETS DE TÊTE DE BIELLE :

Le graissage des coussinets de tête de bielle est assurée par des trous percés dans différents sens dans le vilebrequin, qui amène l'huile qui arrive aux paliers de vilebrequin vers le coussinet de tête de bielle le plus proche.

7.1 - POSITION DES TROUS D'AMENÉE D'HUILE AU COUSSINET DE BIELLE :

Pour assuré un bon graissage de tête de bielle il faut amener l'huile au maneton dans une zone où on a que des efforts minimal.

Cette zone sur laquelle se situe le I^{er} trou de graissage est définie par

" La zone après l'application de l'effort maximal du aux gaz mais avant la zone d'action des forces d'inertie " .

Dans les gros moteurs et les diesels particulièrement, il est nécessaire de percer un ou plusieurs trous sur une zone génératrice à la zone sur laquelle se situe le I^{er} trou .

7.2 - PRESSION APPLIQUÉE PAR LA COLONNE D'HUILE À L'ORIFICE D'ENTRÉE DU COUSSINET DE TÊTE DE BIELLE :

L'huile arrivant au coussinet de tête de bielle soumise à l'effet centrifuge dû à la rotation du vilebrequin.

Donc la pression appliquée par la colonne d'huile à l'orifice d'entrée du coussinet de tête de bielle sera donc :

$$P_2 = \bar{\omega} \cdot \omega^2 \int_0^{r+r_2} r \, dr = \frac{\bar{\omega}}{2} \cdot \omega^2 (r + r_2)^2$$

Cette pression doit être dans tous les cas supérieure à la pression spécifique supportée par l'assemblage, pour permettre une alimentation continue d'huile.

8 - GRAISSAGE DE L'AXE DU PISTON :

L'huile est amenée à l'intérieur de la bague de l'axe du piston :

a) - Soit par un trou pratiqué au sommet du pied de bielle ou une rainure fraisée sur l'extrémité supérieure du pied de bielle, qui reçoit l'huile s'égouttant du fond de piston .

Cette solution est nécessaire pour les moteur à grande vitesse .

L'huile s'égouttant du fond de piston

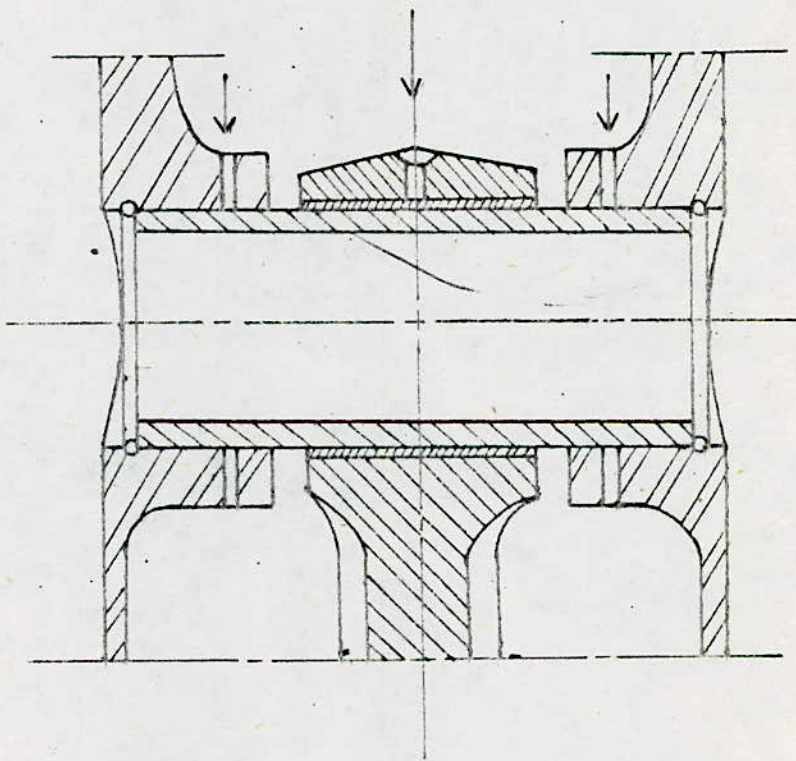


Fig. 6.

b) - Soit sous pression par un trou pratiqué dans l'aîme de la section du corps de bielle, cette solution, plus couteuse, est surtout appliquée aux moteurs diesel (à faible vitesse) et sert à arroser le fond de piston . .

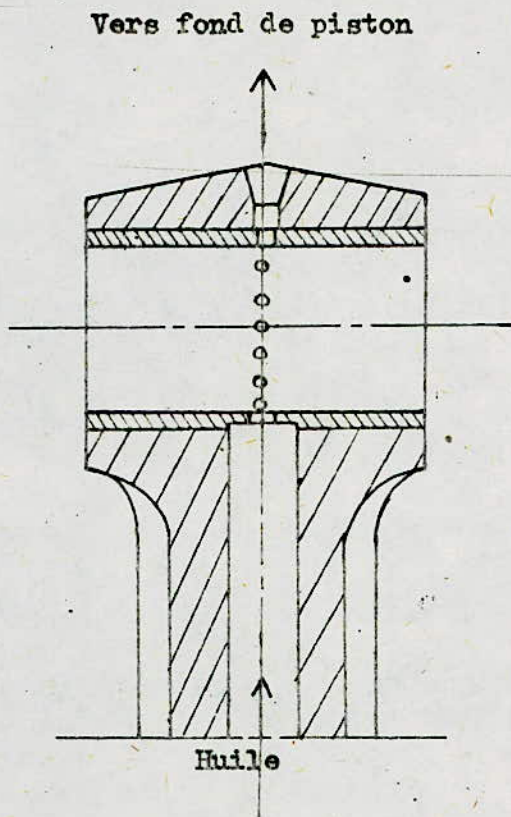


Fig. 7

L'accélération globale est :

$$\Gamma = \sqrt{\gamma_x^2 + \gamma_y^2}$$

La projection de cette accélération sur l'axe du canal d'huile est :

$$\Gamma_p = \Gamma \cdot \cos(\alpha + \beta)$$

Et la pression appliquée par la colonne d'huile à l'orifice d'entrée du palier de l'axe du piston sera :

$$P = \bar{\omega} \cdot l \cdot \Gamma \cdot \cos(\alpha + \beta)$$

La pression négative produisant un reflux vers la tête de bielle, est maximale au P.M.B. et se développe selon un arc d'autant plus grand que le moteur tourne plus vite.

9 - REFROIDISSEMENT DU PISTON :

9.1 - MODES DE REFROIDISSEMENT DU PISTON :

Ces refroidissements peuvent être obtenus :

- a) - Soit par circulation d'huile amenée par bielle et axe .

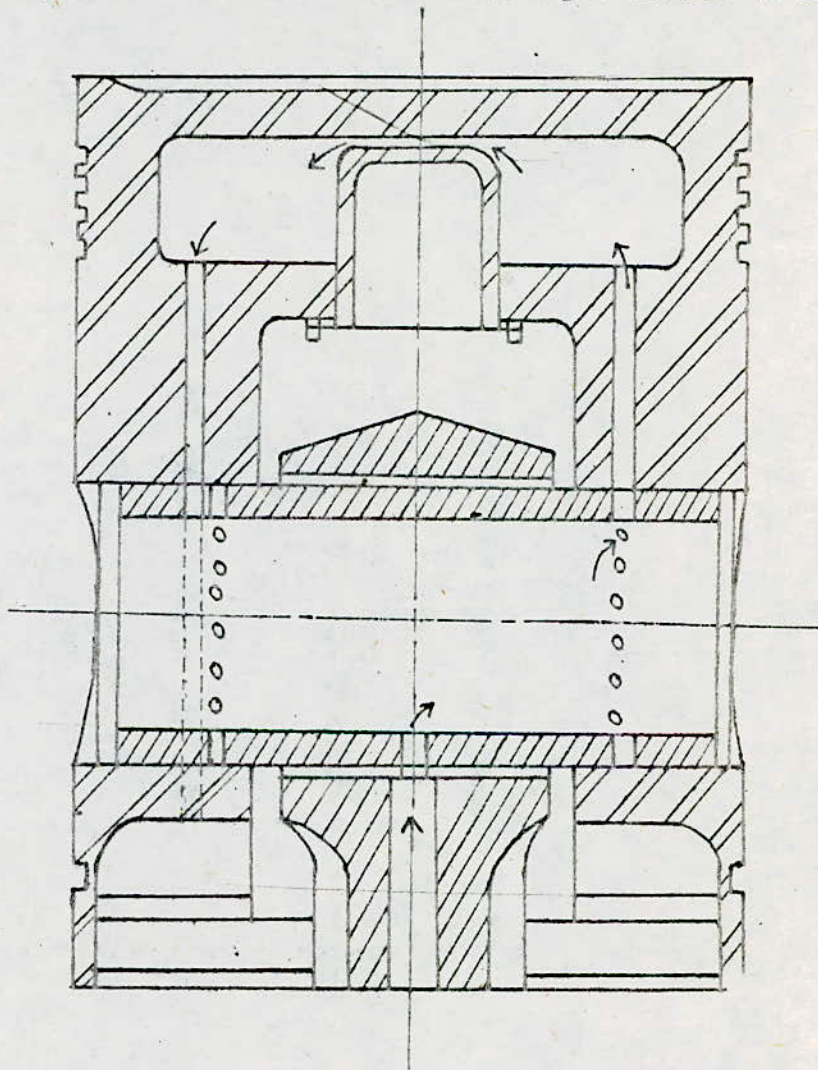


Fig. 9.

b) - Soit par circulation interne d'huile par tube noyé dans la masse du piston .

Cette solution est nécessaire dès que le produit de la charge thermique :

$$D \cdot P.M.E > 2000$$

D : l'alésage du piston en (mm)

P.M.E : pression moyenne effective en (bars)

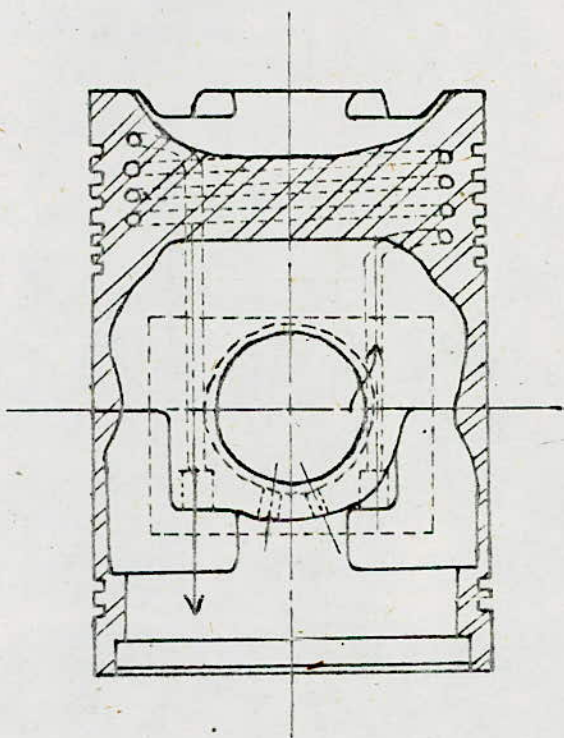


Fig. 10.

Le refroidissement de l'intérieur des pistons exige un débit supplémentaire qui varie de :

5 l/h.ch pour systèmes par jet d'huile .

12 à 15 l/h.ch pour le cas des pistons à circulation interne forcée .

10 - GRAISSAGE DE L'ENSEMBLE PISTON-SEGMENTS-CHEMISE :

L'huile expulsée par les sections latérales du coussinet de tête de bielle est projetée sur la chemise et lubrifie le déplacement du piston .

Les fuites d'huile entre maneton et coussinets, exercent une influence directe sur la consommation d'huile, le graissage de l'ensemble piston-segments-chemise .

Ces fuites d'huile sont déterminée par le jeu diamétral entre maneton et coussinets, donner par :

$$\text{jeu} = \frac{0,5 \cdot 2,5}{N \cdot D} \cdot 10^5 \quad (\text{mm})$$

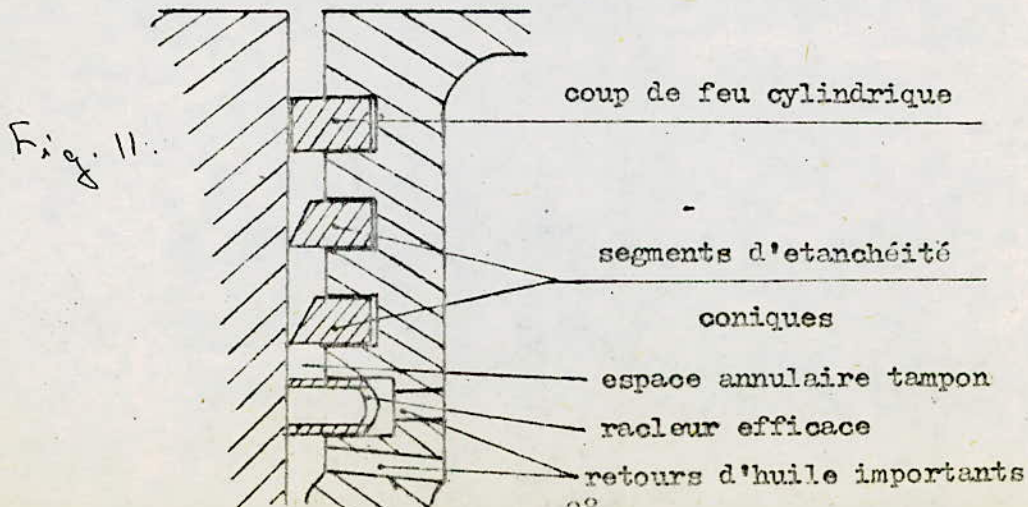
Dans laquelle :

- N : vitesse de rotation en (trs/min)
- D : diamètre de l'arbre en (mm)

10.1 - L'ÉTANCHÉITÉ A L'HUILE :

L'étanchéité à l'huile est assuré par :

- Un segment de coup de feu cylindrique
- Des segments d'étanchéité coniques, montés grande base vers le bas
- Un racleur efficace, capable d'absorber certains défauts géométrique
- Un espace annulaire " tampon " au-dessus du racleur
- Une évacuation rationnelle de l'huile raclée



10.2 - LA CONSOMMATION D'HUILE :

10.2.1 - CAUSES DE LA CONSOMMATION D'HUILE :

- Fuites diverses
 - Aux joints
 - Au reniflard
 - Aux palies AV et AR
- Perte par barbotage
- Passage par la segmentation

10.2.2 - CONSOMMATION D'HUILE PAR LA SEGMENTATION :

L'huile qui remonte par les segments est finalement brûlée d'ou :

- formation de dépôts
- encrassement des bougies
- gommage des segments

La quantité d'huile qui passe par la segmentation est répartit comme suit :

- entre segment et chemise (défaut de forme)	94,5 %
- entre segment et gorge (pompage)	5 %
- par le jeu à la coupe	0,5 %

a) - Passage entre segment et chemises :

Pour qu'un moteur ne consomme pas d'huile, il faut que le segment, et particulièrement le racleur, épouse parfaitement la forme de la chemise pendant toute sa course .

b) - Passage entre segment et gorge (phénomène de pompage) :

Pendant l'aspiration, le segment se colle sur la face supérieure de la gorge et l'huile s'introduit derrière le segment .
Pendant la compression, l'huile emprisonnée derrière le segment trouve un passage libre vers le haut et se place au droit du cordon sous le segment suivant .

Pendant la détente, l'huile arrivée au cordon de coup de feu est brûlée .

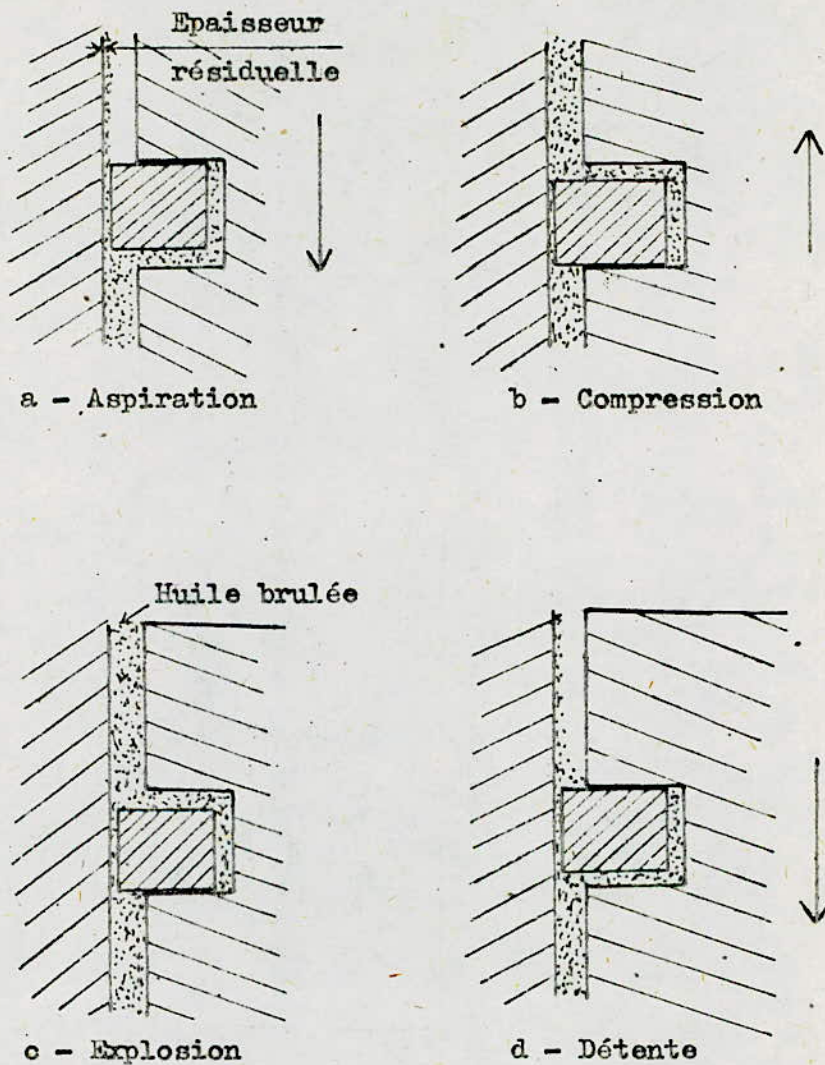


Fig. 12. MECANISME DE LA CONSOMMATION D'HUILE

- ETUDE DU SYSTEME BIELLE MANIVELLE " symétrique "

Le système bielle-manivelle provoquant le déplacement du piston, pour engendrer les variations de volume prévues dans le cycle thermodynamique du moteur .

A pour rôle de transformer un mouvement rectiligne alternatif du piston en mouvement circulaire continu du vilebrequin " cas des moteurs à explosi

1 - ETUDE DU MOUVEMENT :

Le mécanisme du bielle-manivelle comprend :

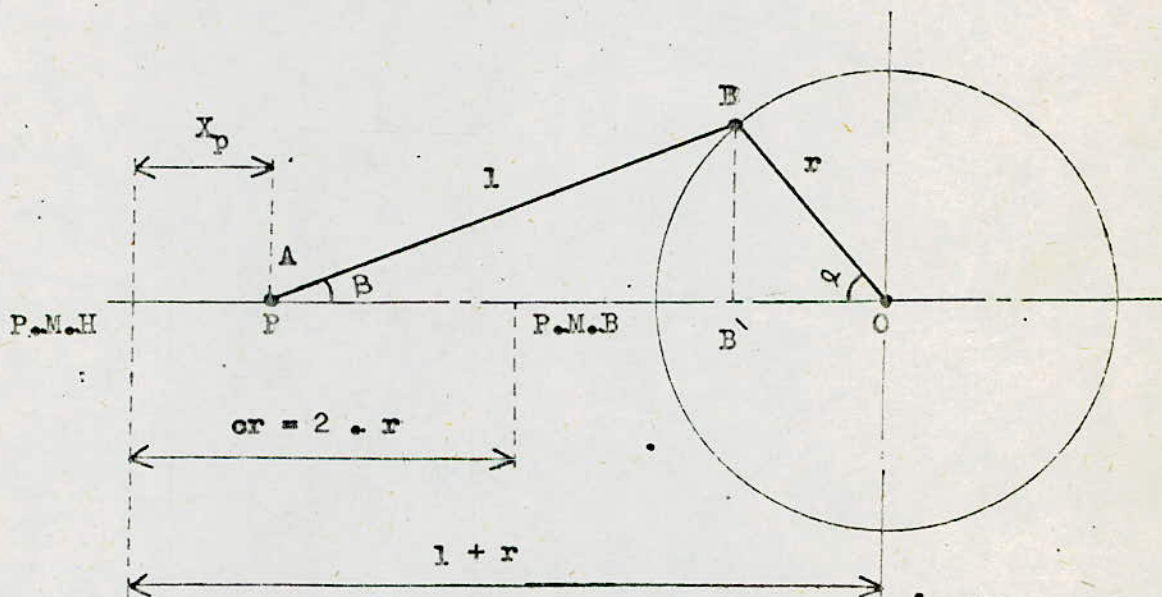


Fig. 13.

- Une manivelle OB, entièrement soumise au mouvement circulaire continu,
- Une bielle AB, dont une extrémité B, tête du bielle est animée d'un mouvement circulaire continu et l'autre A, pied, du bielle, participe au mouvement rectiligne alternatif .

2 - ETUDE CINEMATIQUE DU PISTON :

Cette étude nécessaire à l'étude dynamique du système bielle - manivelle

a) - DEPLACEMENT DU PISTON :

Soit P : Position du piston

$$X_p = P_{MH} P - P_{MH} O - P O$$

$$P O = l \cos B + r \cos \alpha$$

$$P_{MH} O = l + r$$

et

$$B B' = l \sin B = r \sin \alpha$$

$$\implies \sin B = \frac{r}{l} \sin \alpha \quad \text{posant} \quad \lambda = \frac{r}{l}$$

$$\sin B = \lambda \sin \alpha$$

$$\cos B = \left(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha \right)^{1/2}$$

Dou l'expression du déplacement X_p :

$$X_p = r \left[1 - \cos \alpha + \frac{l}{\lambda} \left(1 - \left(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha \right)^{1/2} \right) \right]$$

En développant en série de fourrier cette relation on obtient une expression du 1^{er} ordre de la forme :

$$X_p = r \left[\left(1 - \cos \alpha \right) + \frac{\lambda}{4} \left(1 - \cos 2 \alpha \right) \right]$$

b) - VITESSE DU PISTON :

$$W_p = \frac{d X_p}{d t} = \frac{d X_p}{d \alpha} \cdot \frac{d \alpha}{d t} = \omega \cdot \frac{d X_p}{d \alpha}$$

$$W_p = r \cdot \omega \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2 \alpha \right)$$

c) - ACCELERATION DU PISTON :

$$\gamma_p = \frac{d^2 X_p}{d t^2} = \frac{d}{d t} \left(\frac{d X_p}{d \alpha} \cdot \frac{d \alpha}{d t} \right) = \frac{d}{d \alpha} \left(\frac{d X_p}{d \alpha} \cdot \frac{d \alpha}{d t} \right) \cdot \frac{d \alpha}{d t}$$

$$\gamma_p = \frac{d^2 X_p}{d \alpha^2} \left(\frac{d \alpha}{d t} \right)^2$$

$$\gamma_p = r \cdot \omega^2 \left(\cos \alpha + \lambda \cos 2 \alpha \right)$$

3. - ETUDE DYNAMIQUE DU SYSTEME BIELLE - MANIVELLE :

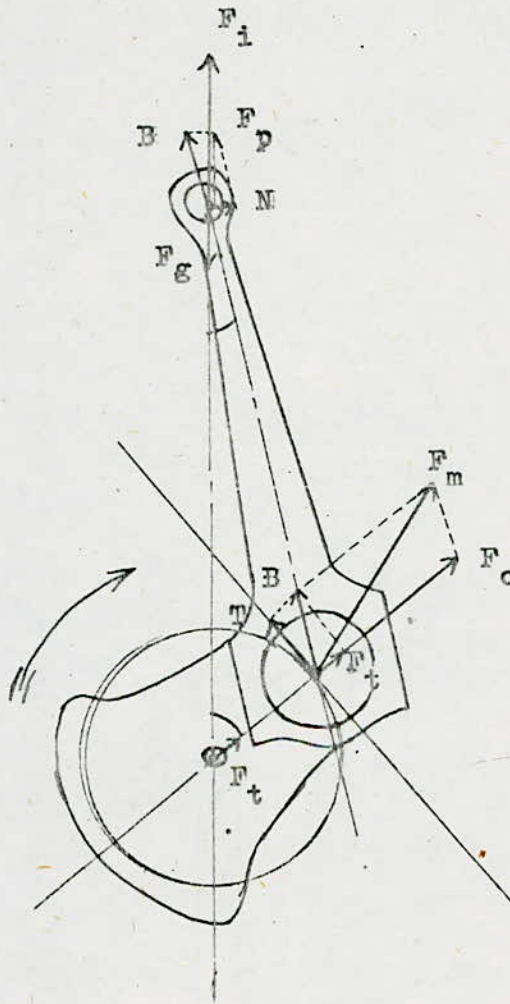


Fig. 14

Cette étude a pour but de déterminer les pressions spécifique sur chaque assemblage .

a) - AXE DU PISTON - BIEN DE BIELLE :

Il est soumis :

- Aux efforts engendrés par la combustion .

$$F_g = \frac{\pi \cdot D^2}{4} (P_{\text{cycle}} - P_{\text{carter}})$$

D : " Diametre du piston "

P_{cycle} : " Pression regnant dans le cylindre est déterminée dans l'étude thermodynamique $P_{\text{cycle}} = P(\alpha)$ "

$P_{\text{carter}} = P_{\text{atm}} = P_0$

$$F_g = \frac{\pi \cdot D^2}{4} (P(\alpha) - P_0)$$

- Aux forces d'inertie alternative .

Prenant naissance au pied de bielle du fait du déplacement de la bielle est donc .

$$F_i = - m \cdot \gamma_p$$

m : masse alternative - piston

- axe du piston

- pied de bielle

$$\gamma_p = r \cdot \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2 \cdot \alpha)$$

Déterminée dans l'étude cinématique

Donc

$$F_i = m \cdot \omega^2 \cdot r (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2 \cdot \alpha)$$

Dou l'effort appliquée sur l'axe du piston

$$F_p = F_g + F_i$$

Et la pression spécifique sur l'assemblage " palie axe du piston "

$$P_{s.a} = \frac{F_p}{l_a \cdot d_a}$$

l_a : " longueur utile de l'axe du piston "

d_a : " Diamètre de l'axe du piston "

b) - MANOTONE-TÊTE DE BIELLE :

La force F_p est décomposée en une force normale N s'exerçant sur le cylindre

$$N = F_p \cdot \operatorname{tg} \beta$$

Et une force B s'exerçant le long de la bielle

$$B = \frac{F_p}{\cos \beta}$$

Le manotone est soumise aux efforts de l'action de la bielle " B ".
Aux forces d'inertie centrifuge, prenant naissance à la tête de bielle du fait de la rotation du vilebrequin :

$$F_c = m \cdot \gamma_c$$

γ_c : " Accélération centrifuge "

$$\gamma_c = \omega^2 \cdot r$$

donc

$$F_c = m \cdot \omega^2 \cdot r$$

m : masse en rotation - tête de bielle

Donc leffort appliquée sur le manotone sera :

$$F_m = \sqrt{F_c^2 + B^2 + 2 \cdot B \cdot F_c \cdot \cos(\alpha + \beta)}$$

Et la pression spécifique sur le " manotone " sera

$$P_{s.m} = \frac{F_m}{l_m \cdot d_m}$$

l_m : " longueur utile du manotone "

d_m : " diamètre du manotone "

c) - PALLE - TOURILLON

La force "B" exerçant le long de la bielle se décompose en une force

T : composante tangentielle assurant la rotation

F_t : composante dans le plan du coude

$$T = B \cdot \sin(\alpha + \beta)$$

$$F_t = B \cdot \cos(\alpha + \beta)$$

Et la pression spécifique sur le tourillon sera dans

$$P_{s.t} = \frac{F_t}{l_t \cdot d_t}$$

l_t : " longueur utile du tourillon "

d_t : " diamètre du tourillon "

- ETUDE THERMODYNAMIQUE :

Cette étude a pour but de déterminer la pression du cycle en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin .

On se base sur le cycle quasi - réel .

1 - CYCLE THERMODYNAMIQUE :

On appelle cycle thermodynamique l'ensemble des évolutions que subit une masse du mélange depuis son entrée dans le cycle jusqu'à sa sortie dans l'atmosphère avec variation de volume, de pression et de la température .

1.1 - CYCLE QUASI - REEL :

Le cycle quasi - réel est plus proche du cycle réel à partir du cycle mixte .

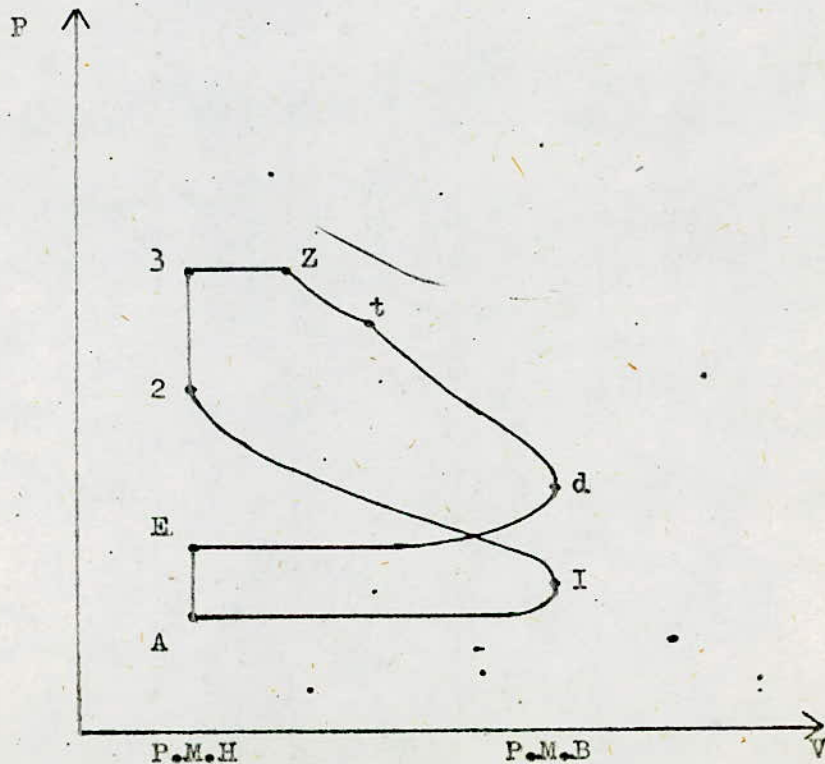


Fig. 15.

1.2- PHASES PRINCIPALES DU CYCLE QUASI - REEL :

Les phases principales du cycle quasi - réel sont :

- A - I : Admission à pression constante
- I - 2 : Compression polytrophique
- 2 - 3 : Combustion à volume constant
- 3 - Z : Combustion à pression constante
- Z - t : Detente isothermique
- t - d : Detente polytrophique
- d - E : Echappement à pression constant

1.3 - EXPRESSION DE LA PRESSION DU CYCLE EN FONCTION DE L'ANGLE DE ROTATION DU VILBREQUIN :

a) - ADMISSION :

La pression d'admission est donnée par :

$$P_A = 1,03 \cdot P_0 \left[1 - \frac{N^2}{1,25 \cdot 10^8} \left(\frac{\xi - 0,5}{\xi - 1} \right) \right]^{3,5}$$

P_A : Pression d'admission en atm

P_0 : Pression atmosphérique en (atm)

N : Vitesse de rotation du moteur en (trs / min)

ξ : le taux de compression du moteur

b) - COMPRESSION :

La compression est polytrophique d'exposant constant .

L'équation d'état de la thermodynamique donne :

$$P_A \cdot V_A^{\gamma_c} = P \cdot V^{\gamma_c}$$

D'où

$$P = P_A \left(\frac{V_A}{V} \right)^{\gamma_c}$$

γ_c : Coefficient de la polytrophique pendant la compression

P_A et V_A : Pression et volume en fin d'admission

P et V : Pression et volume pendant la phase de compression

$$V = S \cdot X_p + V_A$$

S : Section du piston

X_p : Déplacement du piston a partir du P.M.H

$$X_p = r \cdot \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{r}{4 \cdot l} (1 - \cos 2 \cdot \alpha) \right]$$

c) - COMBUSTION :

Dans cette phase la pression atteint la valeur maximale .

$$P_Z = [1,4 \text{ à } 2] \cdot P_2$$

P_2 étant la pression à la fin de la compression

d) - DÉTENTE :

La détente est le seul temps moteur des quatre temps du cycle .

Elle se compose par :

- Une évolution isothermique du point Z au point t, suivie d'une détente polytrophique d'exposant constant γ_d du point t au point d .

- Détente isothermique :

La loi de mariotte donne pour une évolution isothermique .

$$P = P_Z \cdot \frac{V_Z}{V}$$

V_Z C'est le volume à la fin de la combustion

- Detente polytropique :

La loi d'etat de la thermodynamique pour une évolution polythropique donne :

$$P = P_t \left(\frac{V_t}{V} \right)^{\gamma_d}$$

OU : P_t et V_t sont respectivement la pression et le volume a la fin de la detente isothermique .

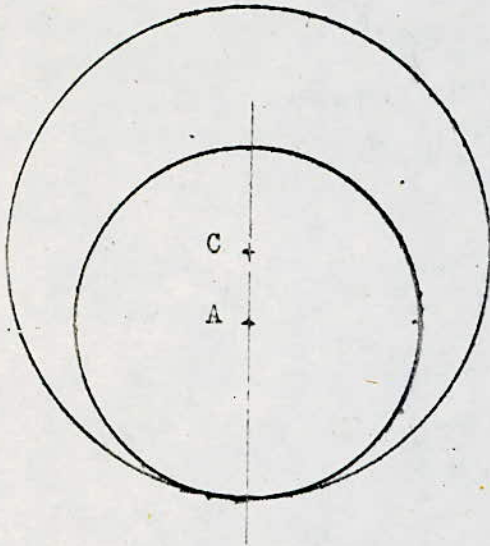
e) - ECHAPPEMENT :

C'est la phase d'evacuation des gaz brulés , produits par la combustion, elle se fait à pression constante .

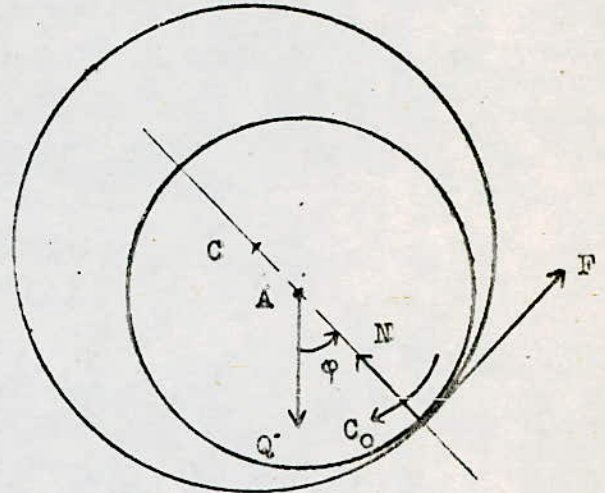
$$P_E \in [1,1 \text{ à } 1,15] \text{ bars}$$

- ETUDE DES ASSEMBLAGES CYLINDRIQUE TOURNANT SOUS CHARGE :

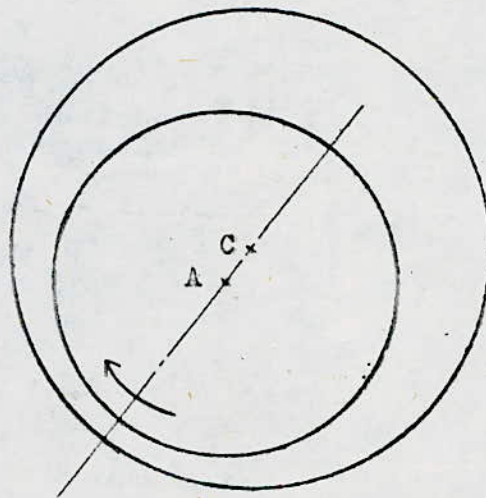
1 - FONCTIONNEMENT DES ASSEMBLAGES TOURNANT SOUS CHARGE :



A) - à l'arrêt



B) - peu après le début de la rotation



C) - en régime

Fig. 16.

- RÔPOS ET LANCEMENT :

A l'arrêt les surfaces de l'arbre et du logement sont en contact le long d'une génératrice, une certaine quantité d'huile reste adhérente aux deux surfaces; elle évite, par son onctuosité, que les deux surfaces ne soient en contact direct .

En l'absence de tout glissement existant entre les surfaces du logement et de l'arbre, la direction de la charge Q appliquée et la ligne CA des centres resteraient confondues lorsque l'arbre est entraîné en rotation .

En fait, l'arbre commence par rouler sur la surface du logement et remonte sur celle - ci .

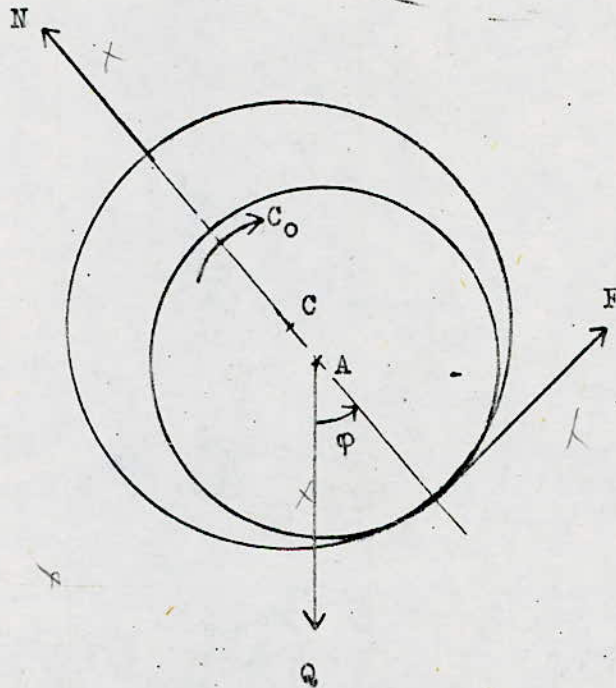
Le centre A tourne douc autour de C. dans le sens opposé au couple appliqué à l'arbe, l'existence d'une force de frottement fait naitre un couple $F . r$ opposé au couple appliqué à l'arbre .

A partir d'une certaine position , du fait de la contraction que l'exentricité provoque dans l'huile, le couple de frottement $F . r$ devient inférieur au couple appliqué; un glissement s'amorce et le graissage hydrodynamique s'établit, après une période de glissement onctueux, durant laquelle l'usure est plus importante .

Une fois le régime hydrodynamique établi, l'arbre libéré " flotte " dans le logement en occupant une position qui est fonction de la vitesse de rotation, de la charge appliquée sur l'assemblage et secondairement de la viscosité de l'huile .

2- LES (REGIMES DE GRAISSAGE) DES ASSEMBLAGES CYLINDRIQUE :

Au départ les deux surfaces en contact ne sont pas complètement séparées, le coefficient de frottement " f " prend une valeur relativement élevée avec la vitesse de rotation N faible est on à le regime onctueux . C'est a ce mement que le moteur donne ça puissance maximale . L'étude dynamique de l'assemblage à ce regime donne :



$$N \cdot \sin \varphi = F \cdot \cos \varphi = f \cdot N \cdot \cos \varphi$$

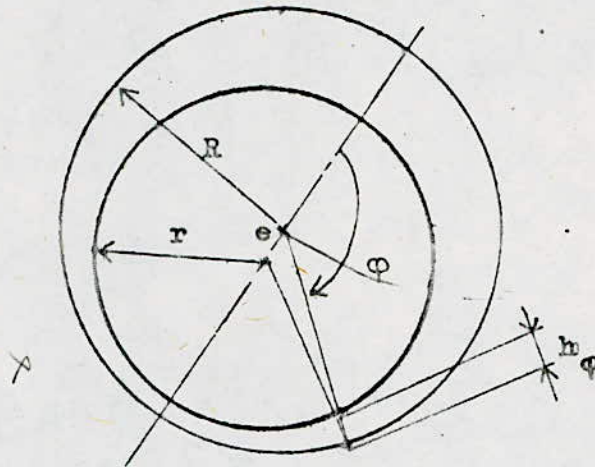
Dou

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

φ : est l'angle de frottement

A partir d'une certaine position ou le couple de frottement $F \cdot r$ devient inférieur au couple appliqué; le glissement s'amorce et le graissage hydrodynamique s'établit .

L'étude dynamique de l'assemblage à ce régime donne :



$$dT = \frac{u \cdot r \cdot d\varphi \cdot \omega \cdot r}{h_\varphi}$$

$$h_\varphi = e \cdot \cos \varphi + R - r \quad \text{Epaisseur du film d'huile}$$

T : C'est la tension tangentielle appliquée à l'arbre par les forces de viscosité, donnée par la formule de newton .

Après intégration par les deux changements de variable suivants :

$$y = \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}$$

$$z = \frac{\sqrt{(R-r) - e}}{\sqrt{(R-r) + e}} \cdot y$$

On trouve finalement :

$$T = \frac{2 \cdot \pi \cdot u \cdot \omega \cdot r \cdot L}{(R - r)^2 - e^2}$$

Est le coefficient de frottement on regime hydrodynamique sera :

$$f = \frac{\text{Force nécessaire pour assurer le déplacement}}{\text{Charge entre les surfaces}}$$

Donc : $f = \frac{T}{F} = \frac{T}{2 \cdot r \cdot L \cdot p_s} \dots$

D'où :

$$f = \frac{\pi \cdot u \cdot \omega \cdot r}{p_s \sqrt{(R - r)^2 - e^2}}$$

D'après cette étude, on distingue trois zones des régimes de graissage .

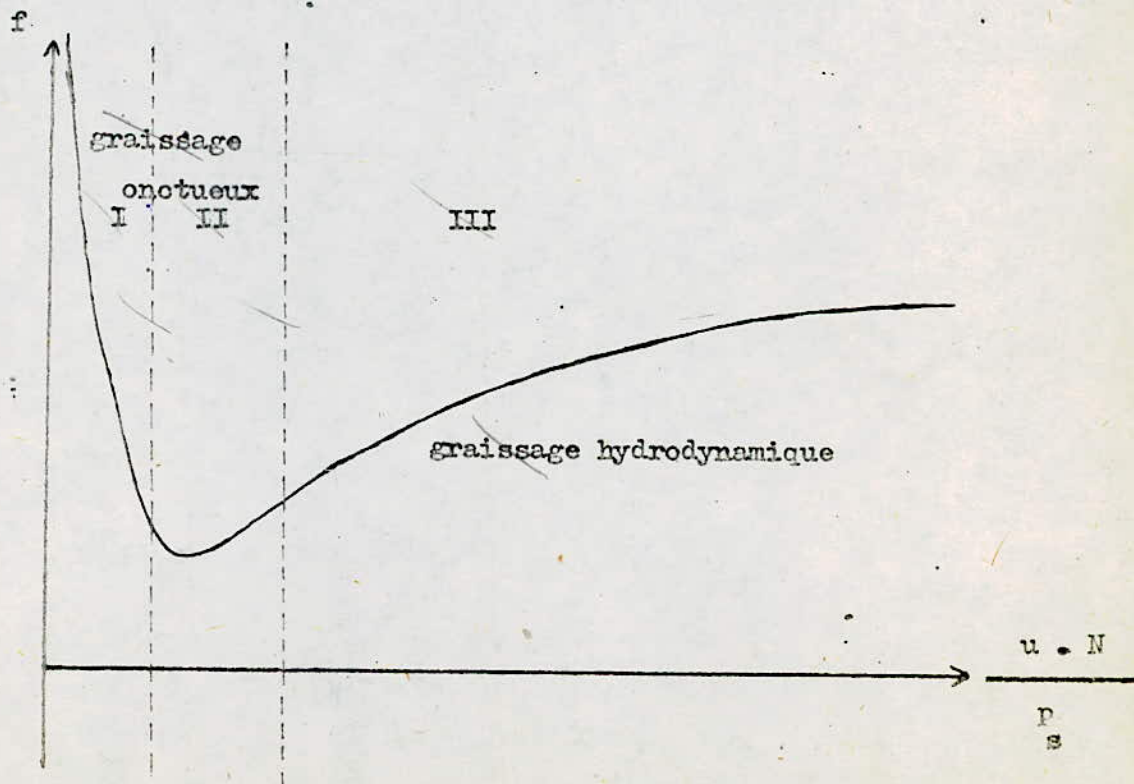


Fig. 17.

- Zone I : C'est la zone dangereuse ou on a le régime onctueux quand rencontre au démarrage .
La nécessité d'avoir un circuit de graissage sous pression c'est pour diminuer la période de la zone de graissage onctueux .
- Zone II : C'est la zone d'instabilité ou on a le graissage limite qui caractérise l'équilibre instable entre le couple appliqué à l'arbre et la force de frottement .
- Zone III : C'est la zone de sécurité ou on a le graissage hydrodynamique qui dépend de la viscosité d'huile .

3- L'ÉPAISSEUR MINIMALE DU FILM D'HUILE A ASSURE :

L'épaisseur minimale du d'huile doit être telle qu'il n'yait jamais contact entre les deux surfaces se déplaçant sous charge .

En d'autres termes, l'épaisseur h_m doit toujours être supérieure au total de :

- La somme des rugosités que présentent les surfaces .
- La somme des erreurs de forme .
- La somme des déformations qu'elles subissent sous l'effet des sollicitations aux quelles elle sont soumises .

En définitive on doit avoir :

$$h_m > \sum \text{rugosités} + \sum \text{erreurs de forme} + \sum \text{déformations} .$$

Il est souhaitable que h_m soit de 0,005 mm supérieur à ce total de .

3.1 - DETERMINATION DE L'ÉPAISSEUR MINIMALE DU FILM D'HUILE :

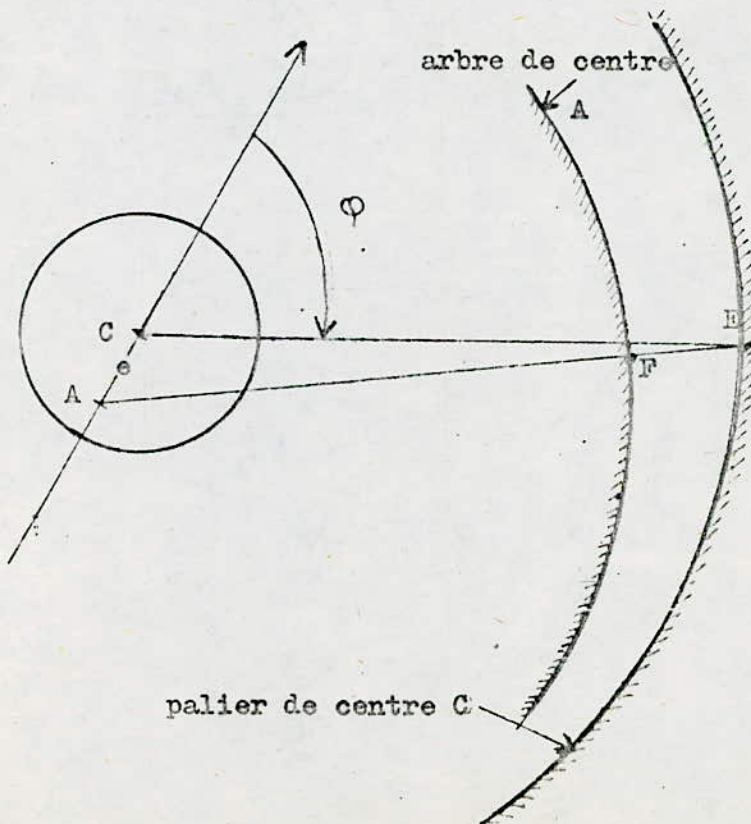


Fig. 18

CE = R " Le rayon du logement de centre C "

AF = r " Le rayon de l'arbre de centre A "

CA = e " La distance CA "

φ " L'ordonnée polaire "

AC " L'origine des angles "

D'après la figure :

L'épaisseur du film d'huile varie en fonction de la position de l'arbre...

$$h_{\varphi} = EF = AE - AF$$

$$\text{De } \frac{CE}{\sin \widehat{CAE}} = \frac{AE}{\sin \varphi} = \frac{CA}{\sin \widehat{CEA}}$$

$$\text{On tire } h_{\varphi} = R \cdot \cos \widehat{CEA} - r + e \cdot \cos \widehat{CAE}$$

$$\text{D'où } h_{\varphi} = (R - r) + e \cdot \cos \varphi$$

$$\text{Soit } \psi = \frac{R - r}{r} \quad \text{" Jeu relatif "}$$

$$\xi = \frac{e}{R - r} \quad \text{" L'excentricité relative "}$$

$$\text{D'où } h_{\varphi} = r \cdot \psi (1 + \xi \cdot \cos \varphi)$$

L'épaisseur minimale du film d'huile lorsque $\cos \varphi = -1$
pour $\varphi = \pi$.

$$\text{à pour valeur } h_m = r \cdot \psi (1 - \xi)$$

h_m varie en fonction de la position de l'arbre " de la distance AC = e " qui elle même varie en fonction de la charge appliqué à l'assemblage. Pour ce là on détermine un coefficient de la capacité de charge supporté par l'assemblage donné par le " Nombre de sommerfeld "

$$S_0 = \frac{P_s \cdot \psi}{u \cdot w}$$

P_s " Pression spécifique à laquelle est soumis l'assemblage du fait de la charge Q "

Ce coefficient de charge est liée à l'excentricité relative par

la relation

$$\rho = 1 - \frac{K}{S_0} \quad \rho \in [0 - 1]$$

K " étant un nombre donné par des abaque en fonction de $1/d$ "

4 - PRESSION D'HUILE DANS LES ASSEMBLAGES CYLINDRIQUE

La pression qui doit régner dans l'huile ne peut exister que si le déplacement relatif des surfaces provoque une contraction du fluide .

Pour que cette contraction se produit il faut que :

L'une des surfaces soit inclinée par rapport à l'autre .

Cette condition s'établit librement dans les cas des "surfaces cylindriques" du fait :

- Que les rayons de l'arbre d'une part du logement d'autre part sont différents " $R \neq r$ "
- Que les axes de l'arbre et du logement ne sont pas confondus " $AC \neq e = 0$ " .

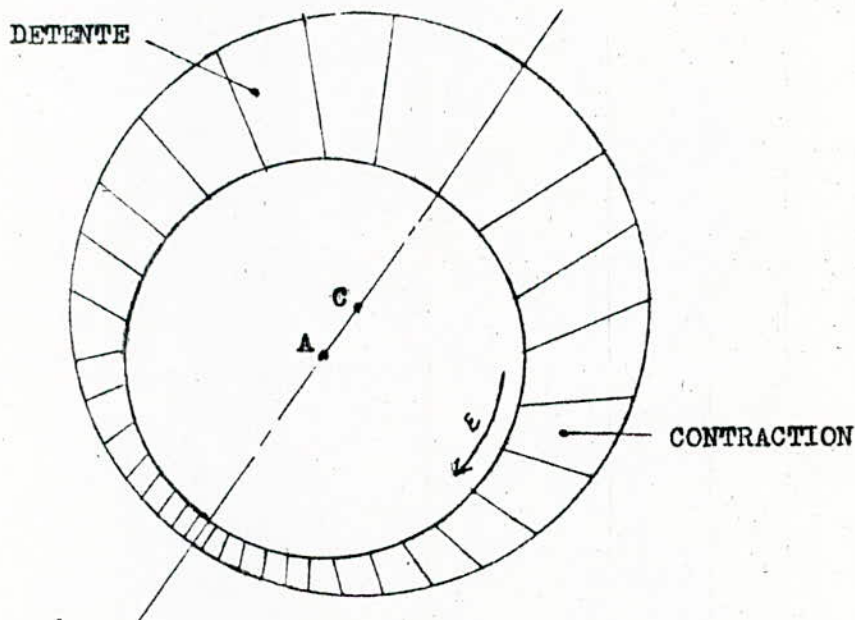


Fig . I9 . Zones de contraction et de détente dans les assemblages cylindrique

4.1 - VARIATION DES PRESSIONS D'HUILE

La variation des pressions d'huile dans le cas du déplacement de surfaces planes est donné par la formule de " Reynolds " .

$$\frac{dP}{dX} = -6 \eta u \cdot U \cdot \frac{h - h_0}{h^3}$$

h_0 c'est la valeur de h " l'épaisseur du film d'huile " pour la quelle

$$\frac{dP}{dX} = 0 \quad \Rightarrow \quad P_{\max} \quad \text{pour } h = h_0$$

Dans le cas du déplacement rotationnel des surfaces cylindriques en remplaçant :

$$U = w \cdot r$$

$$X = r \cdot \varphi$$

La formule de " Reynolds " prend la forme

$$\frac{dP}{d\varphi} = -6 \eta u \cdot r^2 \cdot w \cdot \frac{h - h_0}{h^3}$$

4.2 - ORIGINE DES PRESSION D'HUILE :

Du fait q'on a une charge tournante " variable en grandeur et en intensite " applique sur l'assemblage cylindrique .

• La variation en intensite de la charge appliquée à l'arbre provoque un déplacement radial du centre de l'arbre A à la vitesse $d\delta/dt$.

• Du fait de la rotation de la charge , l'axe de l'arbre se déplace parallèlement à lui même, le centre A décrit donc une courbe d'allure circulaire avec une vitesse angulaire qui est celle de la charge .

4.3 - REPARTITION DES PRESSION D'HUILE AU SEIN DE L'ASSEMBLAGE :

La repartition des pression d'huile au sein de l'assemblage dans le cas de déplacement radial du centre de l'arbre A dû à la variation en intensité de la charge " cas de l'assemblage palier-axe du piston " est telque :
Les pression au sein de l'huile se répartissant symétriquement de part et d'autre de la direction de la charge

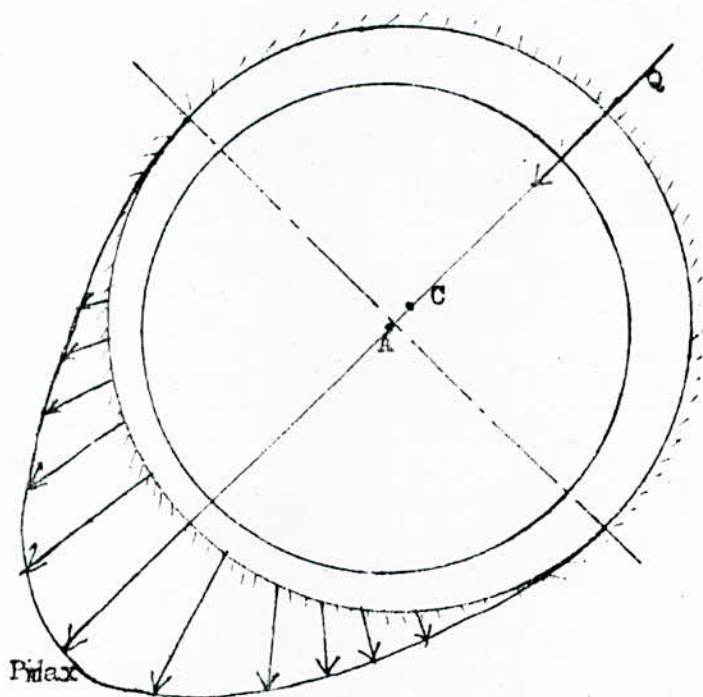


Fig . 20 . Repartition des pression d'huile an sein de l'assemblage dans le cas de déplacement radial du centre de l'arbre " cas de l'assemblage palier-axe du piston "

Dans le cas où on a un déplacement parallèle de l'axe de l'arbre à lui même, du à la rotation de la charge, la repartition des pressions au sein de l'assemblage sera telle :

Le diamètre correspondant à la pression maximale est bissecteur de l'angle α formé par le diamètre dans le quel est située la charge et par le diamètre contenant les centres de logement C et de l'arbre A .

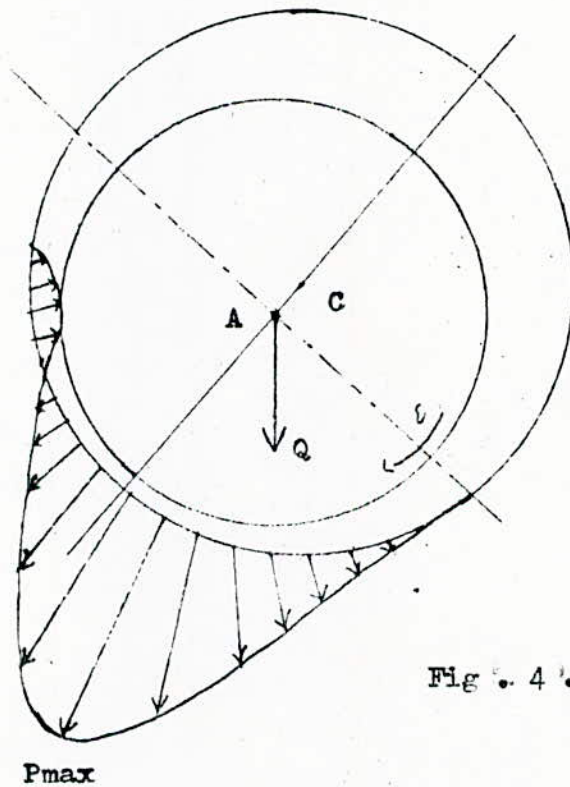


Fig. 4.

5 - L'ECHAUFFEMENT D'HUILE :

L'huile s'échauffe par deux sources différentes de chaleur :

a) - PAR FROTTEMENT :

C'est le cas des assemblages :

- paliers-vilebrequin

- vilebrequin-bielle

Au le travail de frottement est intégralement converti en chaleur .

b) - PAR CONTACT DIRECT :

C'est le cas des projection d'huile sur les parois des cylindres et sur les fonds de pistons .

Au on a le transfert de chaleur par conductibilité .

C'est échauffement d'huile provoque une chute de viscosité dynamique du lubrifiant entraînant une diminution de l'épaisseur du film d'huile qui provoque une augmentation considérable du coefficient de frottement " f " donc de l'énergie calorifique d'égagée au sein des assemblages . Cest échauffement contribue à fixer une valeur limite à la viscosité .

5.1 - L'ECHAUFFEMENT D'HUILE PAR FROTTEMENT :

L'échauffement de l'huile par frottement en sein de l'assemblage est donnée par :

$$\Delta \theta = \frac{P_f}{\bar{w} \cdot C \cdot D}$$

- Ou
- P_f : la puissance absorbée au sein de l'assemblage par frottement .
 - D : débit parcourt l'assemblage en (m^3/s)
 - \bar{w} : étant la masse
 - C : étant la chaleur massique de l'huile en ($j/Kg \cdot ^\circ C$)
 - $\Delta \theta$: la différence entre les températures de sortie et d'entrée de l'huile dans l'assemblage en ($^\circ C$)

• La puissance absorbée au sein de l'assemblage par frottement est donnée par :

$$P_f = f \cdot F \cdot V$$

OU V : C'est la vitesse de glissement du coussinet sur sa portée

$$V = \frac{\pi \cdot d \cdot N}{60}$$

d : diamètre de la portée

f : C'est le coefficient de frottement au sein de l'assemblage donnée par des tableaux, est de l'ordre :

regime onctueux 0,1

regime hydrodynamique 0,001 à 0,0001

Dou le débit nécessaire pour évacuer l'échauffement d'huile par frottement est donc

$$D = \frac{P_f}{\bar{\omega} \cdot c \cdot \Delta \theta}$$

D'autre manière le débit d'huile qui parcourt dans l'assemblage donnée par la contraction qui se produit dans l'assemblage est donnée par la formule de Reynolds :

$$D = \frac{b \cdot h^3}{12 \cdot u \cdot r \cdot d \varphi} \frac{dP}{d\varphi}$$

A N N E X E S

- Annexes : - APPLICATION SUR UN MOTEUR F4L9I2

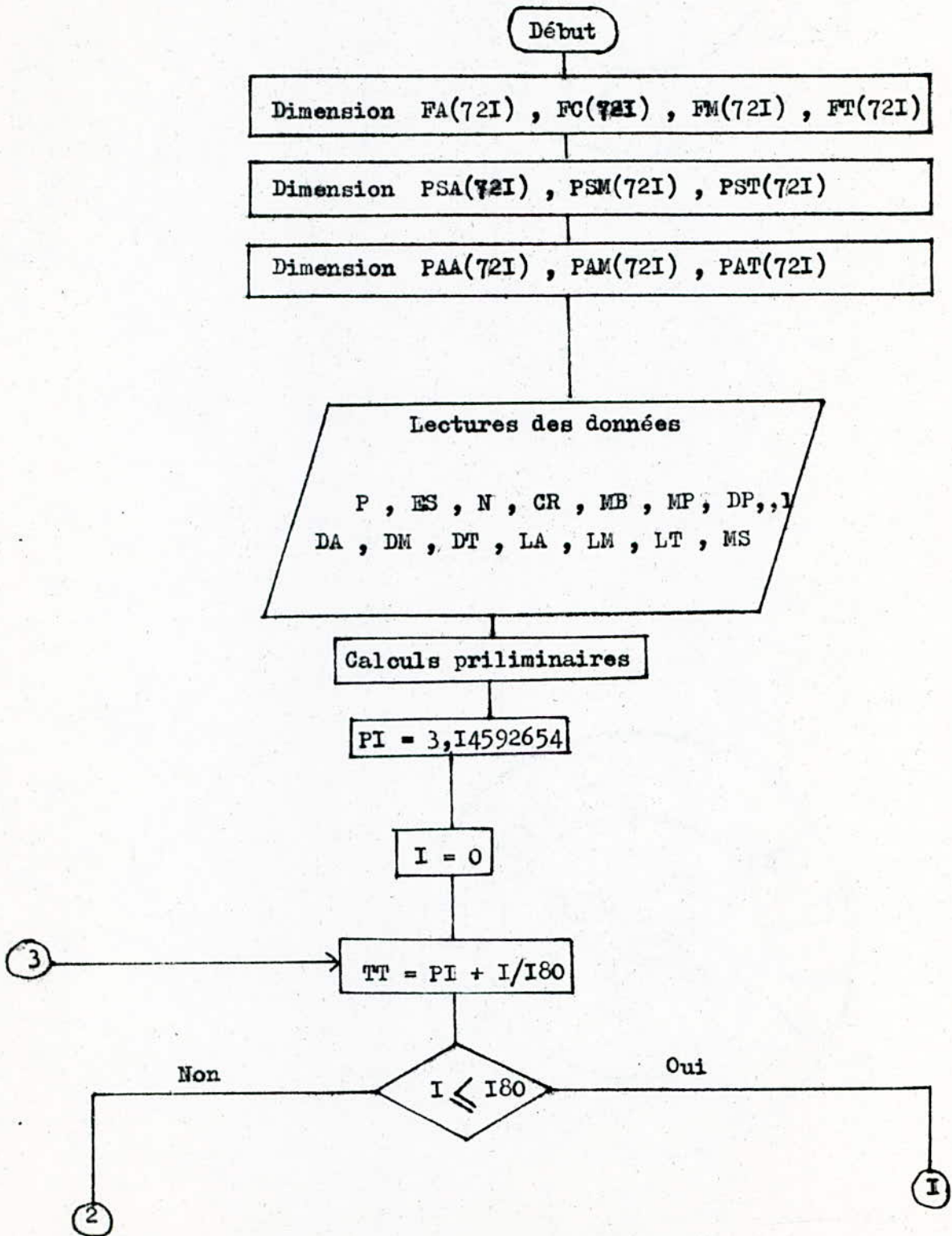
Ce type de moteur est fabriqué par la C.MO.TRA (Complexe moteurs-tracteurs)
à constantine

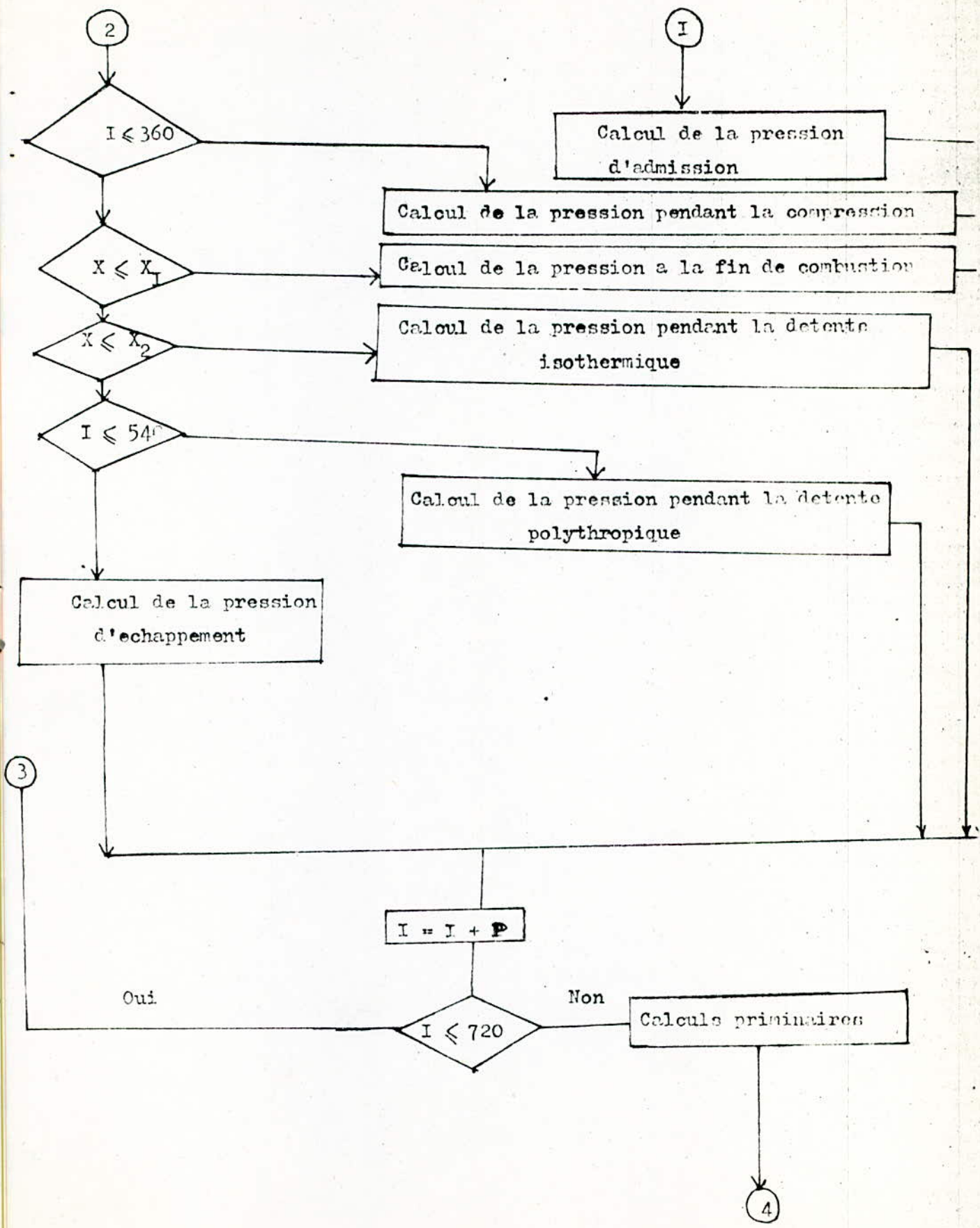
les données de ce moteur sont :

- la masse du piston et ses accessoiresmp.= 1,635 Kg
- la masse de la biellemb.= 1,700 Kg
- le taux de compression $\xi = 17$
- l'alesage du pistonD = 0,1 m
- la course du pistonC = 0,12 m

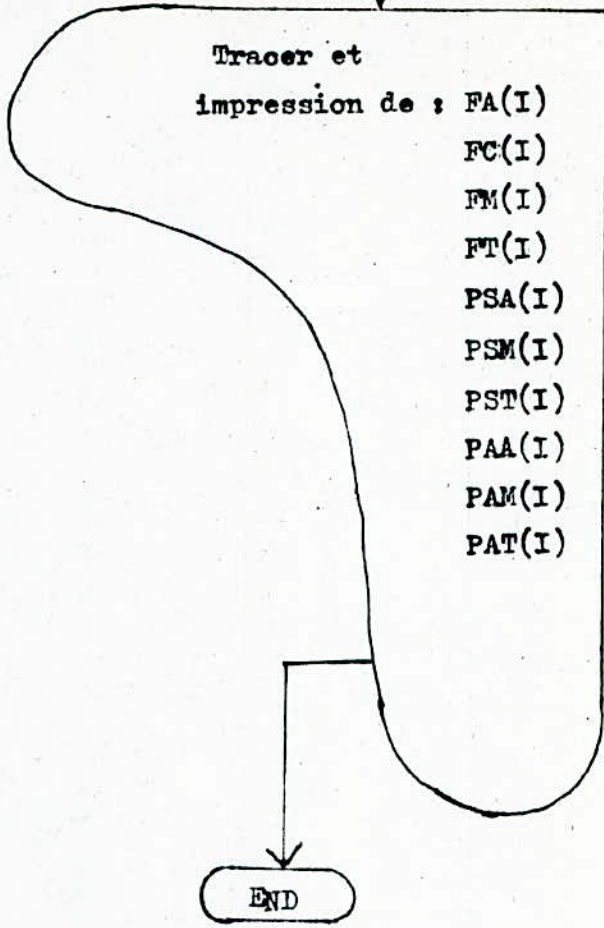
Les resultats sont données sous formes de courbres tracées en
coordonnées cartésiennes .

- ORGANIGRAMME :





4



- Notations utilisées dans l'organigramme :

P : Pas de calcul

ES : Temps de combustion

N : Vitesse de rotation du moteur

CR : la course du piston

MB : la masse de la bielle

MP : la masse du piston

l : longueur de la bielle

DA : diamètre de l'axe du piston

DM : diamètre de maneton

DT : diamètre de torillon

LA : longueur de l'axe du piston

LM : longueur de maneton

LT : longueur de torillon

MS : la masse spécifique d'huile

TT : l'angle de rotation du vilebrequin en radian

X_I : l'abscisse du piston au point de fin combustion

X_2 : l'abscisse correspondant à la fin de la détente isothermique

FA(I) : l'effort sur l'axe du piston

FC(I) : l'effort sur le cylindre

FM(I) : l'effort sur le maneton

FT(I) : l'effort sur le torillon

PSA(I) : pression spécifique sur l'axe du piston

PSM(I) : pression spécifique sur le maneton

PST(I) : pression spécifique sur le torillon

PAA(I) : pression appliquée par la colonne d'huile à l'orifice d'entre de l'axe du piston

PAM(I) : pression appliquée par la colonne d'huile à l'orifice d'entre de maneton

~~PAT~~(I) : contre pression à l'orifice d'entre du palier du torillon


```

510 CLS
520 LOCATE 13,15:INPUT "DONNER LA VITESSE DE ROTATION en (tr/mn) N=";N
530 CLS
540 LOCATE 13,15:INPUT "DONNER LE DIAMETRE DU TOURILLON en (m) DT =" ;DT
550 CLS
560 LOCATE 13,15:INPUT "DONNER LE DIAMETRE DU MANOTON en (m) DM=";DM
570 CLS
580 LOCATE 13,15:INPUT "DONNER LE DIAMTRE DU L'AXE DU PISON en (m) DA= ";DA
590 CLS
600 LOCATE 13,15:INPUT"DONNER LA LONGEUR DU TOURILLON en (m) LT= ";LT
610 CLS
620 LOCATE 13,15:INPUT"DONNER LA LONGEUR DU MANOTON en (m) LM= ";LM
630 CLS
640 LOCATE 13,15:INPUT"DONNER LA LONGEUR DE L'AXE DU PISTON en (m) LA= ";LA
650 CLS
660 LOCATE 13,15:INPUT"DONNER LA MASSE SPECIFIQUE D'HUILE en (kg/m^2) MS=";MS
670 CLS
680 PI=3.14597654#
690 W=PI*N/30
700 R=CR/2
710 MTB=2/3*M
720 MPB=1/3*M+MP
730 PQ=101300!
740 GC=1.35
750 GD=1.28
760 PE=175000!
770 S=PI*DP^2/4
780 V1=(2*R*S)/(E5-1)
790 VA=E5*V1
800 VZ=.085*VA
810 VT=.1561*VA
820 X1=2*R*(.085*E5-1)/(E5-1)
830 X2=2*R*(.1561*E5-1)/(E5-1)
840 FOR I=0 TO 720 STEP F
850 TT=PI*I/180
860 FI(I)=-MPB*W^2*R*(COS(TT)+R*COS(2*TT)/L)
870 X=R*(1-COS(TT)+R*(1-COS(2*TT))/(4*L))
880 V=S*X+V1
890 IF I<=180 THEN 960
900 IF I<=360 THEN 990
910 IF X<=X1 AND I<540 THEN 1030
920 IF X<=X2 AND I<540 THEN 1010
930 IF I<540 THEN 1060
940 F(I)=PE
950 GOTO 1080
960 PA=1.03*PQ*(1-(N^2*(E5-.5)/(E5-1))/1.2485E+08)^3.5
970 P(I)=PA
980 GOTO 1080
990 P(I)=PA*(VA/V)^GC
1000 GOTO 1080
1010 P(I)=PZ*VZ/V

```

```

1020 GOTO 1080
1030 PZ=P(360)
1040 P(I)=PZ
1050 GOTO 1080
1060 PT=PZ*VZ/VT
1070 P(I)=PT*(VT/V)^GD
1080 FG(I)=S*(P(I)-PO)
1090 FA(I)=FI(I)+FG(I)
1100 CB=1-(R^2*(SIN(TT))^2)/(2*L^2)
1110 SB=SQR(1-CB^2)
1120 TB=SB/CB
1130 FC(I)=FA(I)*TB
1140 FR=MTB*W^2*R
1150 CQ=CB*COS(TT)-SB*SIN(TT)
1160 FM(I)=SQR(FR^2+(FA(I)/CB)^2+2*FR*(FA(I)/CB)*CQ)
1170 FT(I)=FA(I)/CB*CQ
1180 LOCATE 20,18:PRINT"l'effort sur l'axe du piston FA(I)"
1190 LINE(10,20)-(10,350)
1200 LINE(10,200)-(500,200)
1210 PSET(I*.5+10,-.005*FA(I)+200)
1220 FOR J=10 TO 470 STEP 30
1230 LINE(J,198)-(J,202)
1240 NEXT J
1250 FOR J=50 TO 320 STEP 30
1260 LINE(8,J)-(12,J)
1270 NEXT J
1280 PSET(450,50):DRAW"u30 g5 e5 f5 h5 d30 r30 h5 f5 g5 e5"
1290 LOCATE 3,48:PRINT"6000 [N]"
1300 PSET(500,200):DRAW"h5 f5 g5 e5"
1310 LOCATE 5,58:PRINT"60°"
1320 PSET(10,20):DRAW"g5 e5 f5 h5"
1330 LOCATE 13,65:PRINT"I"
1340 LOCATE 1,2:PRINT"FA(I)"
1350 NEXT I
1360 IF INKEY#("<") " " THEN 1360 ELSE CLS
1370 LOCATE 20,20:PRINT"l'effort sur le cylindre FC(I)"
1380 FOR I=0 TO 720 STEP P
1390 LINE(10,20)-(10,350)
1400 LINE(10,200)-(500,200)
1410 PSET(I*.5+10,-.01*FC(I)+200)
1420 FOR J=10 TO 470 STEP 30
1430 LINE(J,198)-(J,202)
1440 NEXT J
1450 FOR J=50 TO 320 STEP 30
1460 LINE(8,J)-(12,J)
1470 NEXT J
1480 PSET(450,50):DRAW"u30 g5 e5 f5 h5 d30 r30 h5 f5 g5 e5"
1490 LOCATE 3,48:PRINT"3000 [N]"
1500 PSET(500,200):DRAW"h5 f5 g5 e5"
1510 LOCATE 5,58:PRINT"60°"
1520 PSET(10,20):DRAW"g5 e5 f5 h5"
1530 LOCATE 13,65:PRINT"I"

```



```

1540 LOCATE 1,2:PRINT"FC(I)"
1550 NEXT I
1560 IF INKEY$("<") " " THEN 1560 ELSE CLS
1570 LOCATE 20,20:PRINT"l'effort sur le maneton FM(I)"
1580 FOR I=0 TO 720 STEP P
1590 LINE(10,20)-(10,350)
1600 LINE(10,200)-(500,200)
1610 PSET(.5*I+10,-.005*FM(I)+200)
1620 FOR J=10 TO 470 STEP 30
1630 LINE(J,198)-(J,202)
1640 NEXT J
1650 FOR J=50 TO 320 STEP 30
1660 LINE(8,J)-(12,J)
1670 NEXT J
1680 PSET(450,50):DRAW"u30 g5 e5 f5 h5 d30 r30 h5 f5 g5 e5"
1690 LOCATE 3,48:PRINT"6000 [N]"
1700 PSET(500,200):DRAW"h5 f5 g5 e5"
1710 LOCATE 5,58:PRINT"60°"
1720 PSET(10,20):DRAW"g5 e5 f5 h5"
1730 LOCATE 13,65:PRINT"I"
1740 LOCATE 1,2:PRINT"FM(I)"
1750 NEXT I
1760 IF INKEY$("<") " " THEN 1760 ELSE CLS
1770 LOCATE 20,20:PRINT"l'effort sur le tourillon FT(I)"
1780 FOR I=0 TO 720 STEP P
1790 LINE(10,20)-(10,350)
1800 LINE(10,200)-(500,200)
1810 PSET(.5*I+10,-.005*FT(I)+200)
1820 FOR J=10 TO 470 STEP 30
1830 LINE(J,198)-(J,202)
1840 NEXT J
1850 FOR J=50 TO 320 STEP 30
1860 LINE(8,J)-(12,J)
1870 NEXT J
1880 PSET(450,50):DRAW"u30 g5 e5 f5 h5 d30 r30 h5 f5 g5 e5"
1890 LOCATE 3,48:PRINT"6000 [N]"
1900 PSET(500,200):DRAW"h5 f5 g5 e5"
1910 LOCATE 5,58:PRINT"60°"
1920 PSET(10,20):DRAW"g5 e5 f5 h5"
1930 LOCATE 13,65:PRINT"I"
1940 LOCATE 1,2:PRINT"FT(I)"
1950 NEXT I
1960 REM *****
1970 REM ***** calcul des pression spécifique *****
1980 REM *****
1990 IF INKEY$("<") " " THEN 1990 ELSE CLS
2000 FOR I=0 TO 720 STEP P
2010 RT=DT/2
2020 RM=DM/2
2030 RA=DA/2
2040 PSA(I)=FA(I)/LA*DA
2050 PSM(I)=FM(I)/LM*DM

```



```

2060 PST(I)=FT(I)/LT*DT
2070 LOCATE 20,18:PRINT"pression spécifique sur le tourillon PST(I)"
2080 LINE(10,20)-(10,350)
2090 LINE(10,200)-(500,200)
2100 PSET(.5*I+10,-.005*PST(I)+200)
2110 FOR J=10 TO 470 STEP 30
2120 LINE(J,198)-(J,202)
2130 NEXT J
2140 FOR J=50 TO 320 STEP 30
2150 LINE(8,J)-(12,J)
2160 NEXT J
2170 PSET(450,50):DRAW"u30 g5 e5 f5 h5 d30 r30 h5 f5 g5 e5"
2180 LOCATE 3,45:PRINT"6000 [N/m^2]"
2190 PSET(500,200):DRAW"h5 f5 g5 e5"
2200 LOCATE 5,58:PRINT"60°"
2210 PSET(10,20):DRAW"g5 e5 f5 h5"
2220 LOCATE 13,65:PRINT"I"
2230 LOCATE 1,2:PRINT"PST(I)"
2240 NEXT I
2250 IF INKEY*("<") THEN 2250 ELSE CLS
2260 LOCATE 20,10:PRINT"pression spécifique sur le manotone PSM(I)"
2270 FOR I=0 TO 720 STEP P
2280 LINE(10,20)-(10,350)
2290 LINE(10,200)-(500,200)
2300 PSET(.5*I+10,-.005*PSM(I)+200)
2310 FOR J=10 TO 470 STEP 30
2320 LINE(J,198)-(J,202)
2330 NEXT J
2340 FOR J=50 TO 320 STEP 30
2350 LINE(8,J)-(12,J)
2360 NEXT J
2370 PSET(450,50):DRAW"u30 g5 e5 f5 h5 d30 r30 h5 f5 g5 e5"
2380 LOCATE 3,45:PRINT"6000 [N/m^2]"
2390 PSET(500,200):DRAW"h5 f5 g5 e5"
2400 LOCATE 5,58:PRINT"60°"
2410 PSET(10,20):DRAW"g5 e5 f5 h5"
2420 LOCATE 13,65:PRINT"I"
2430 LOCATE 1,2:PRINT"PSM(I)"
2440 NEXT I
2450 IF INKEY*("<") THEN 2450 ELSE CLS
2460 LOCATE 20,10:PRINT"pression spécifique sur l'axe du piston PSA(I)"
2470 FOR I=0 TO 720 STEP P
2480 LINE(10,20)-(10,350)
2490 LINE(10,200)-(500,200)
2500 PSET(.5*I+10,-.005*PSA(I)+200)
2510 FOR J=10 TO 470 STEP 30
2520 LINE(J,198)-(J,202)
2530 NEXT J
2540 FOR J=50 TO 320 STEP 30
2550 LINE(8,J)-(12,J)

```

```

2560 NEXT J
2570 PSET(450,50):DRAW"u30 g5 e5 f5 h5 d30 r30 h5 f5 g5 e5"
2580 LOCATE 3,43:PRINT"6000 [N/m^2]"
2590 PSET(500,200):DRAW"h5 f5 g5 e5"
2600 LOCATE 5,58:PRINT"60°"
2610 PSET(10,20):DRAW"g5 e5 f5 h5"
2620 LOCATE 13,65:PRINT"I"
2630 LOCATE 1,2:PRINT"PSA(I)"
2640 NEXT I
2650 IF INKEY$("<") " THEN 2650 ELSE CLS
2660 REM *****
2670 REM calcul de pression d'huile à l'orifice d'entrée de chaque assemblage
2680 REM *****
2690 FOR I=0 TO 720 STEP P
2700 TT=PI*I/180
2710 GX=-.5*R*W^2*SIN(TT)
2720 GY=W^2*R*(COS(TT)+R/2*L*COS(2*TT))
2730 GT=SQR(GX^2+GY^2)
2740 CBB=GY/GT
2750 SBB=SQR(1-CBB^2)
2760 CQQ=CBB*COS(TT)-SBB*SIN(TT)
2770 GP=GT*CQQ
2780 PAA(I)=MS*L*GP
2790 PAM(I)=MS/2*W^2*(R+RM)^2
2800 CPT(I)=MS/2*W^2*RT^2
2810 PDP(I)=CPT(I)+PST(I)
2820 LOCATE 20,10:PRINT "pression appliquée par la colonne d'huile "
2830 LOCATE 21,10:PRINT " à l'orifice d'entrée de l'axe du piston"
2840 LINE(10,20)-(10,350)
2850 LINE(10,200)-(500,200)
2860 PSET(.5*I+10,-.001*PAA(I)+200)
2870 FOR J=10 TO 470 STEP 30
2880 LINE(J,198)-(J,202)
2890 NEXT J
2900 FOR J=50 TO 320 STEP 30
2910 LINE(8,J)-(12,J)
2920 NEXT J
2930 PSET(450,50):DRAW"u30 g5 e5 f5 h5 d30 r30 h5 f5 g5 e5"
2940 LOCATE 3,43:PRINT"30000 [N/m^2]"
2950 PSET(500,200):DRAW"h5 f5 g5 e5"
2960 LOCATE 5,58:PRINT"60°"
2970 PSET(10,20):DRAW"g5 e5 f5 h5"
2980 LOCATE 13,65:PRINT"I"
2990 LOCATE 1,2:PRINT"PAA(I)"
3000 NEXT I
3010 IF INKEY$("<") " THEN 3010 ELSE CLS
3020 LOCATE 20,10:PRINT"pression spécifique sur maneton & pression appliquée"
3030 LOCATE 21,10:PRINT"par la colonne d'huile à l'orifice d'entrée du maneton"
3040 FOR I=0 TO 720 STEP P
3050 LINE(10,24)-(10,350)
3060 LINE(10,200)-(500,200)
3070 PSET(.5*I+10,-.005*PSM(I)+200)

```



```

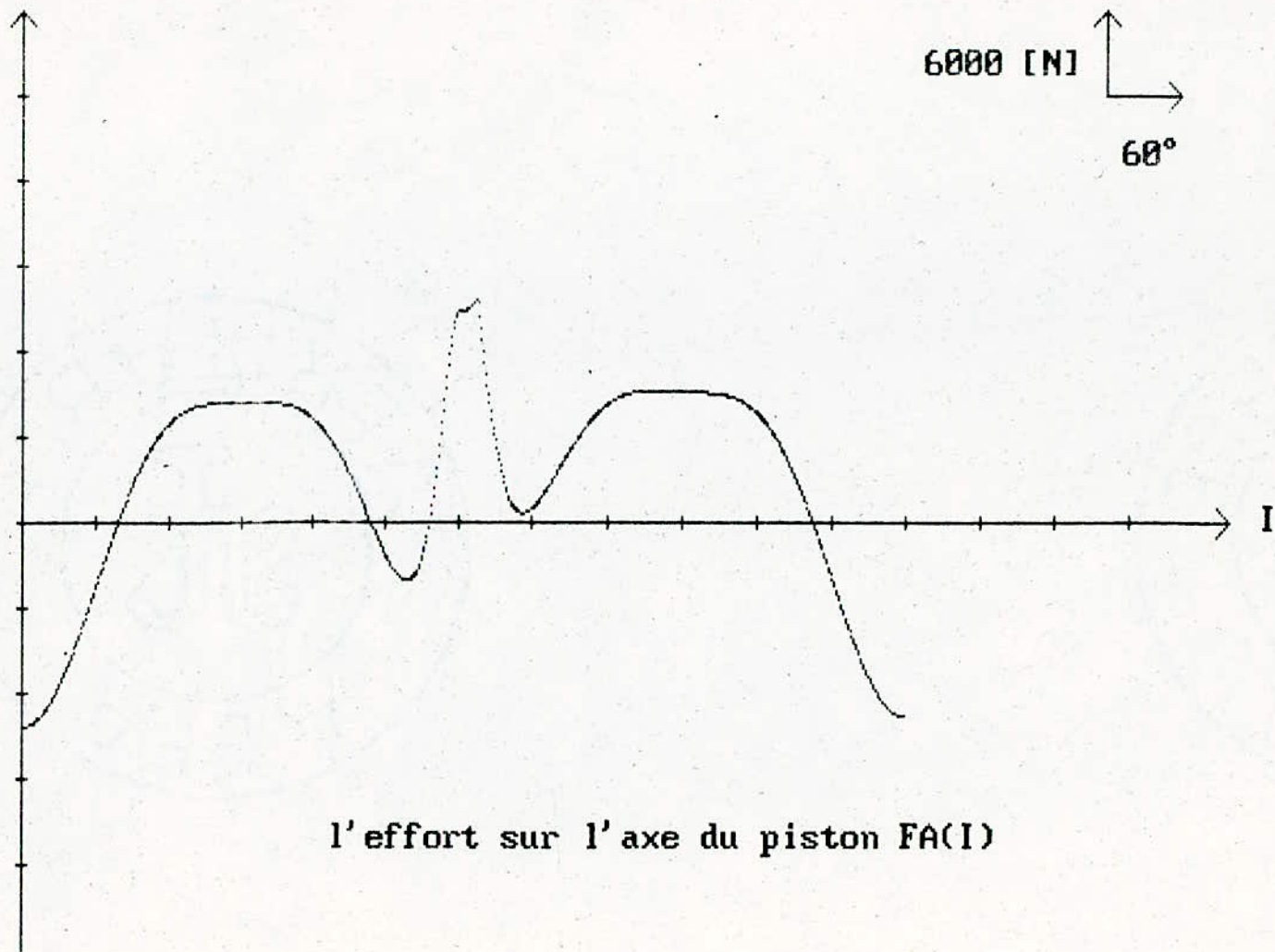
3080 PSET(.5*I+10,-.005*PAM(I)+200)
3090 FOR J=10 TO 470 STEP 30
3100 LINE(J,198)-(J,202)
3110 NEXT J
3120 FOR J=50 TO 320 STEP 30
3130 LINE(8,J)-(12,J)
3140 NEXT J
3150 PSET(450,55):DRAW"u30 g5 e5 f5 h5 d30 r30 h5 f5 g5 e5"
3160 LOCATE 3,44:PRINT"6000 [N/m^2]"
3170 PSET(500,200):DRAW"h5 f5 g5 e5"
3180 LOCATE 5,58:PRINT"60°"
3190 PSET(10,20):DRAW"g5 e5 f5 h5"
3200 LOCATE 13,65:PRINT"I"
3210 LOCATE 1,3:PRINT"PAM(I)"
3220 LOCATE 2,3:PRINT"PSM(I)"
3230 NEXT I
3240 LOCATE 5,49:PRINT"PAM"
3250 LOCATE 10,49:PRINT"PSM"
3260 IF INKEY("<>") THEN 3260 ELSE CLS
3270 FOR I=0 TO 720 STEP P
3280 LOCATE 19,10:PRINT"pression spécifique sur l'axe du piston & pression "
3290 LOCATE 20,12:PRINT"appliquée par la colonne d'huile à l'orifice "
3300 LOCATE 21,17:PRINT"d'entrée de l'axe du piston"
3310 LINE(10,20)-(10,350)
3320 LINE(10,200)-(500,200)
3330 PSET(.5*I+10,-.001*PSA(I)+200)
3340 PSET(.5*I+10,-.001*PAA(I)+200)
3350 FOR J=10 TO 470 STEP 30
3360 LINE(J,198)-(J,202)
3370 NEXT J
3380 FOR J=50 TO 320 STEP 30
3390 LINE(8,J)-(12,J)
3400 NEXT J
3410 PSET(450,50):DRAW"u30 g5 e5 f5 h5 d30 r30 h5 f5 g5 e5"
3420 LOCATE 3,48:PRINT"6000 [N]"
3430 PSET(500,200):DRAW"h5 f5 g5 e5"
3440 LOCATE 5,58:PRINT"60°"
3450 PSET(10,20):DRAW"g5 e5 f5 h5"
3460 LOCATE 13,65:PRINT"I"
3470 LOCATE 1,3:PRINT"PSA(I)"
3480 LOCATE 2,3:PRINT"PAA(I)"
3490 NEXT I
3500 LOCATE 6,47:PRINT"PAA"
3510 LOCATE 14,47:PRINT"PSA"
3520 IF INKEY("<>") THEN 3520 ELSE CLS
3530 LOCATE 20,12:PRINT"pression spécifique sur le tourillon"
3540 LOCATE 21,7:PRINT"A contre pression à l'orifice d'entrée du tourillon"
3550 FOR I=0 TO 720 STEP P
3560 LINE(10,20)-(10,350)
3570 LINE(10,200)-(500,200)
3580 PSET(.5*I+10,-.005*PST(I)+200)
3590 PSET(.5*I+10,-.005*CPT(I)+200)

```



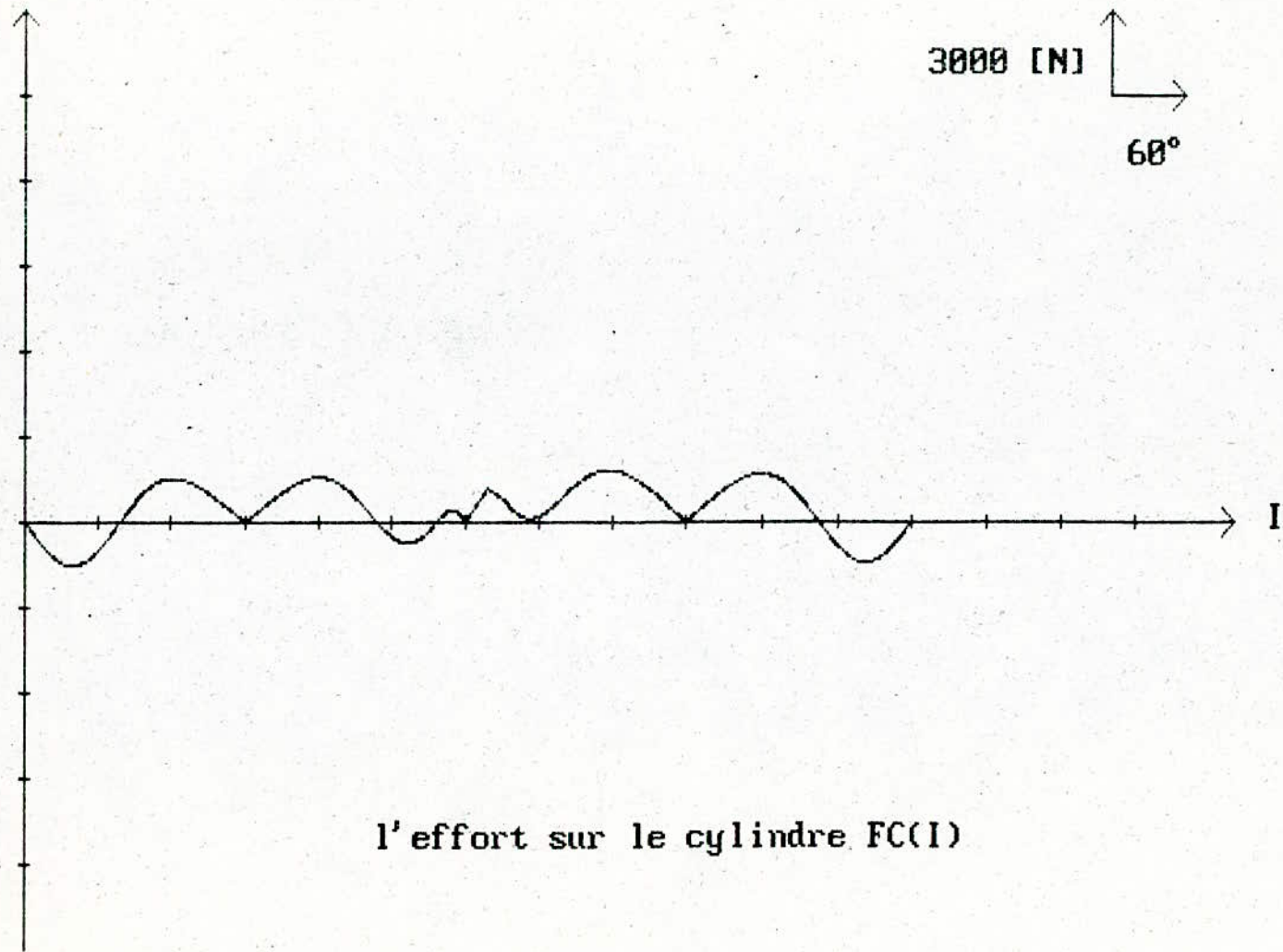
```
3600 FOR J=10 TO 470 STEP 30
3610 LINE(J,198)-(J,202)
3620 NEXT J
3630 FOR J=50 TO 320 STEP 30
3640 LINE(8,J)-(12,J)
3650 NEXT J
3660 PSET(450,50):DRAW"u30 g5 e5 f5 h5 d30 r30 h5 f5 g5 e5"
3670 LOCATE 3,48:PRINT"6000 [N]"
3680 PSET(500,200):DRAW"h5 f5 g5 e5"
3690 LOCATE 5,58:PRINT"60°"
3700 PSET(10,20):DRAW"g5 e5 f5 h5"
3710 LOCATE 13,65:PRINT"I"
3720 LOCATE 1,3:PRINT"PST(I)"
3730 LOCATE 2,3:PRINT"CPT(I)"
3740 NEXT I
3750 LOCATE 12,48:PRINT"CPT(I)"
3760 LOCATE 18,46:PRINT"PST(I)"
3770 IF INKEY$("<") " " THEN 3770 ELSE CLS
3780 LOCATE 20,12:PRINT"pression d'alimentation de la pompe "
3790 FOR I=0 TO 720 STEP P
3800 LINE(10,24)-(10,350)
3810 LINE(10,200)-(500,200)
3820 PSET(.5*I+10,-.005*PDF(I)+200)
3830 FOR J=10 TO 470 STEP 30
3840 NEXT J
3850 FOR J=50 TO 320 STEP 30
3860 LINE(8,J)-(12,J)
3870 NEXT J
3880 PSET(450,50):DRAW"u30 g5 e5 f5 h5 d30 r30 h5 f5 g5 e5"
3890 LOCATE 3,48:PRINT"6000 [N]"
3900 PSET(500,200):DRAW"h5 f5 g5 e5"
3910 LOCATE 5,58:PRINT"60°"
3920 PSET(10,20):DRAW"g5 e5 f5 h5"
3930 LOCATE 13,65:PRINT"I"
3940 LOCATE 1,2:PRINT"PDF(I)"
3950 NEXT I
3960 LOCATE 18,49:PRINT"PDF(I)"
3970 IF INKEY$("<") " " THEN 370 ELSE CLS
3980 END
```

$F_A(I)$



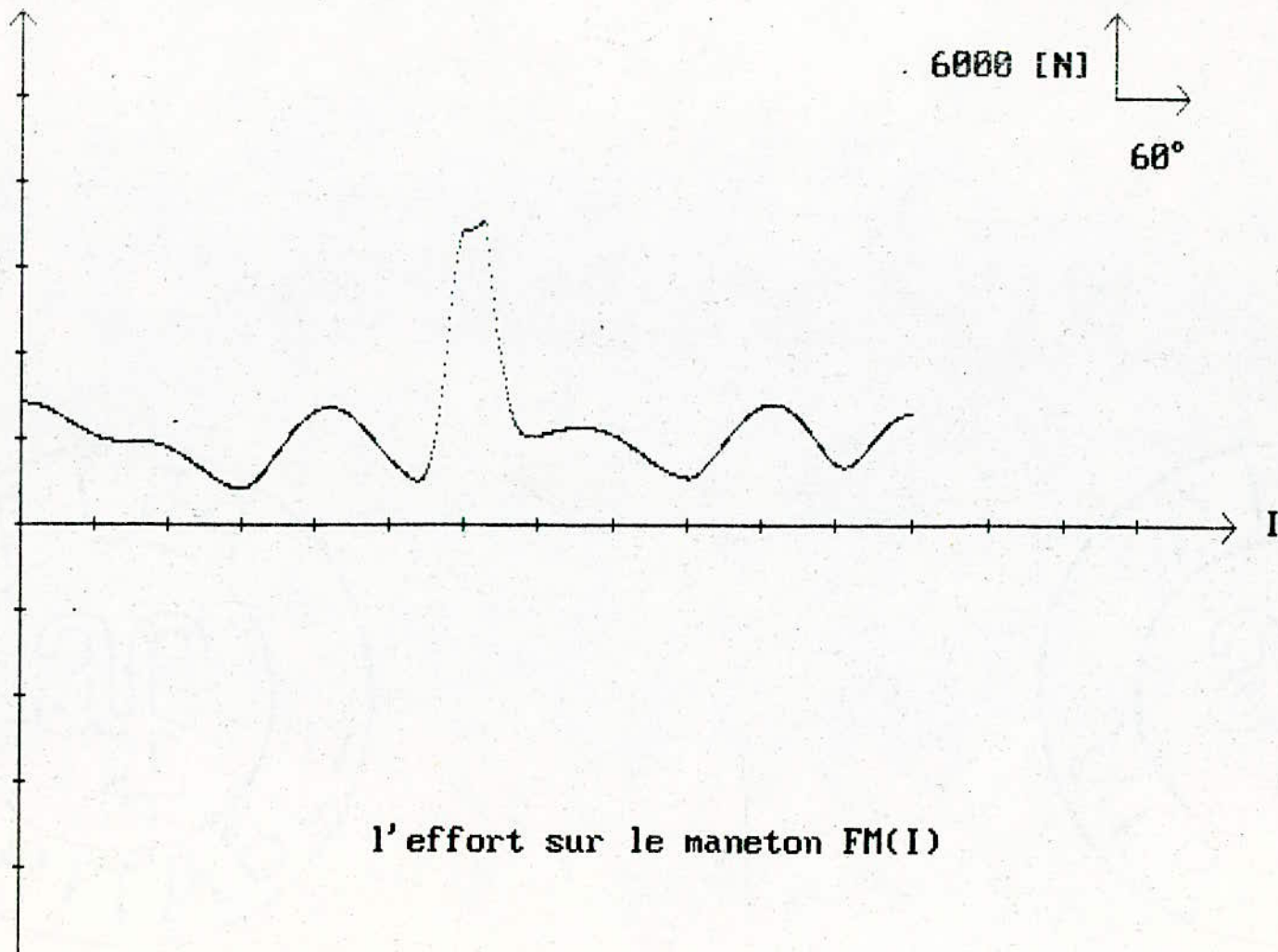
l'effort sur l'axe du piston $F_A(I)$

FC(I)



l'effort sur le cylindre FC(I)

FM(I)



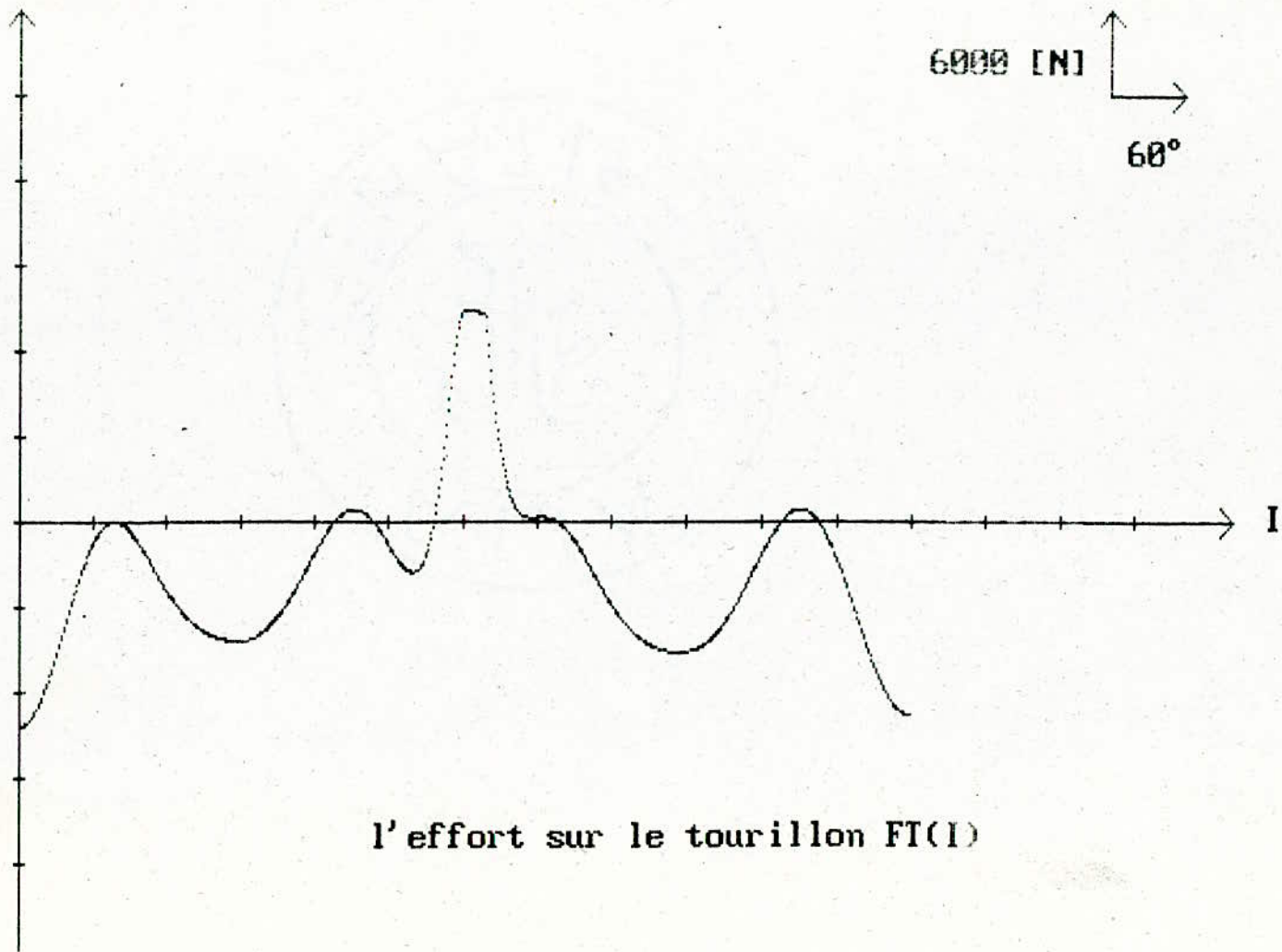
6000 [N]

60°

I

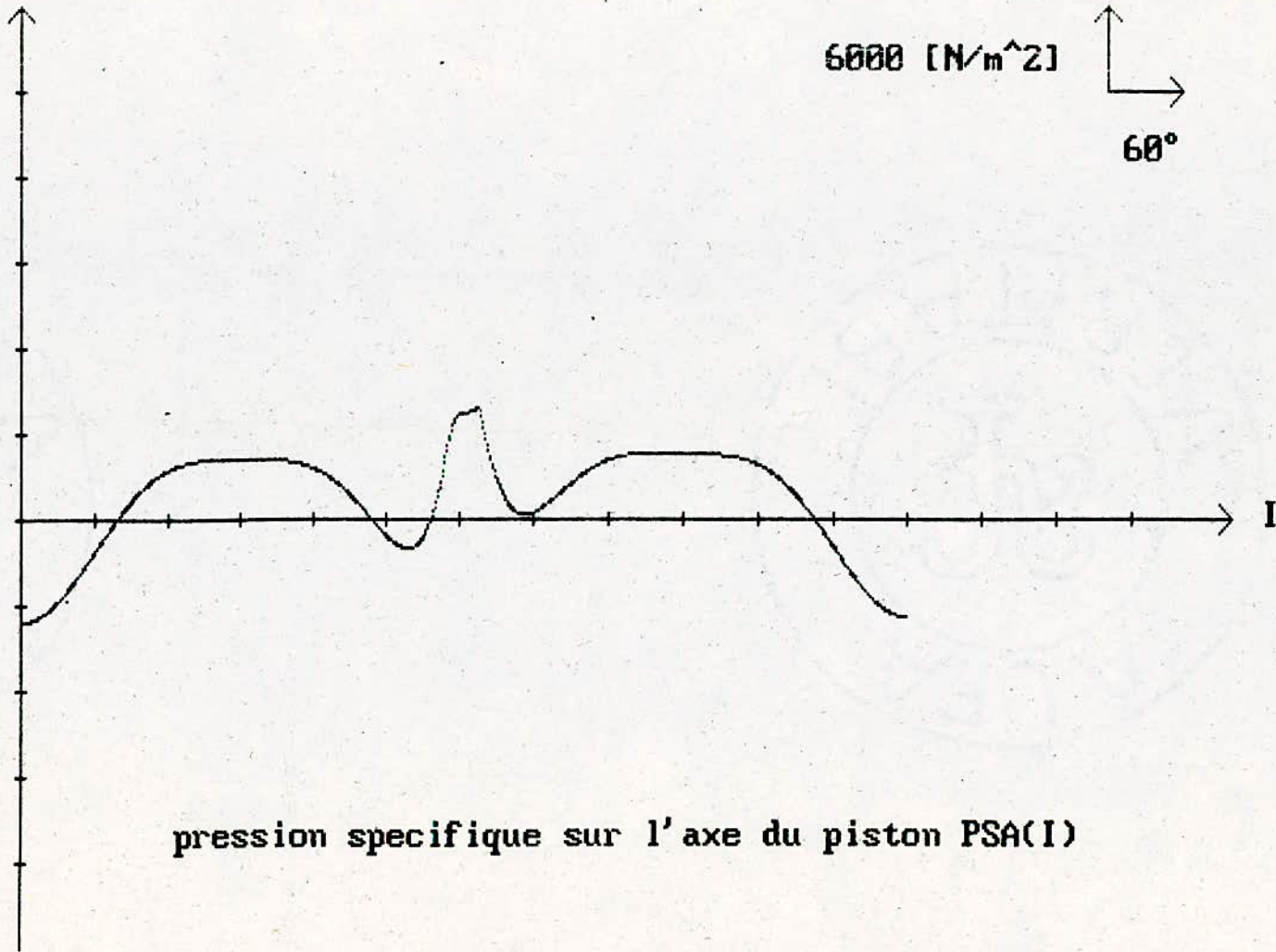
l'effort sur le maneton FM(I)

$FT(I)$

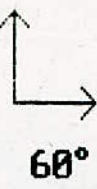


l'effort sur le tourillon $FT(I)$

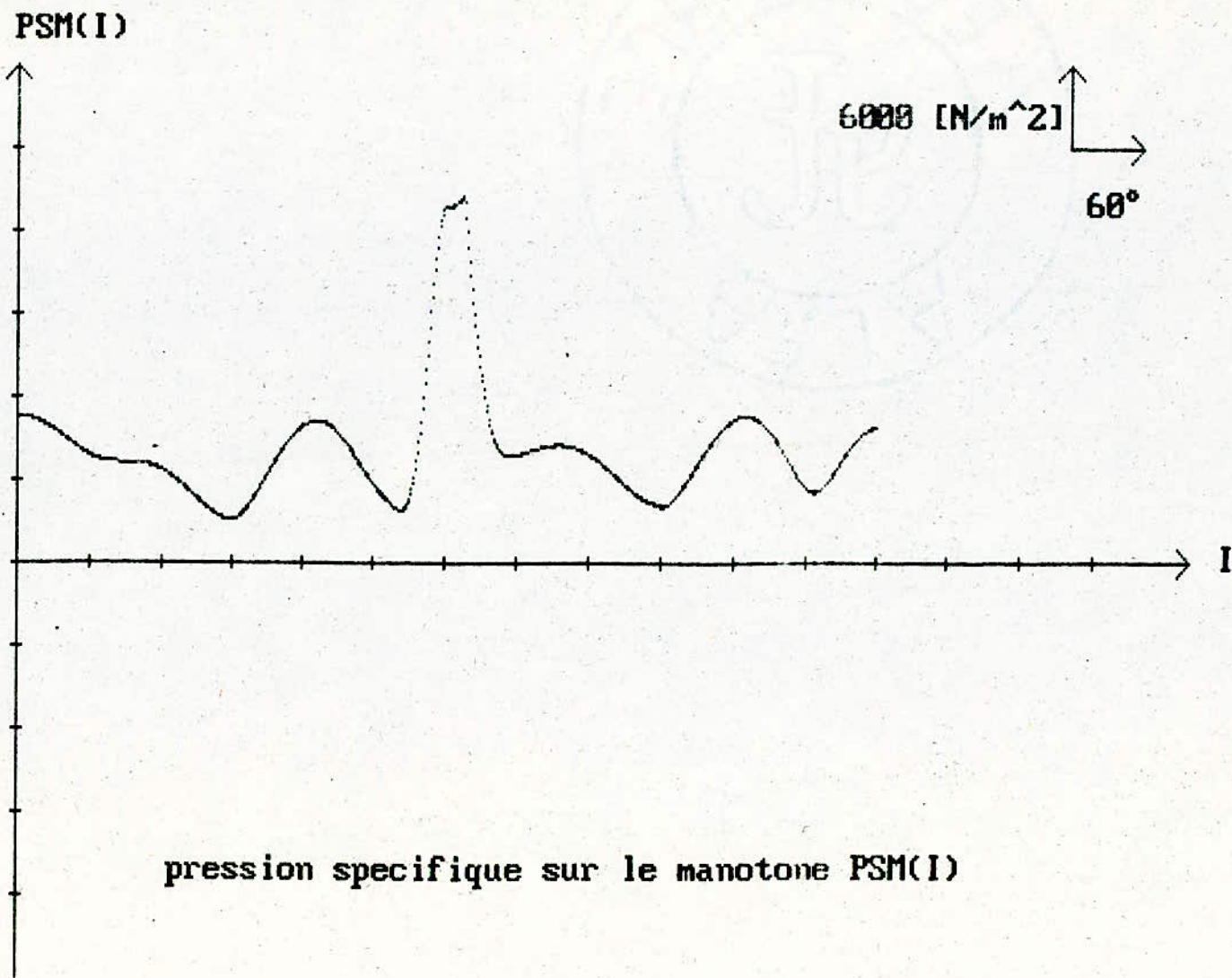
PSA(I)



6000 [N/m²]

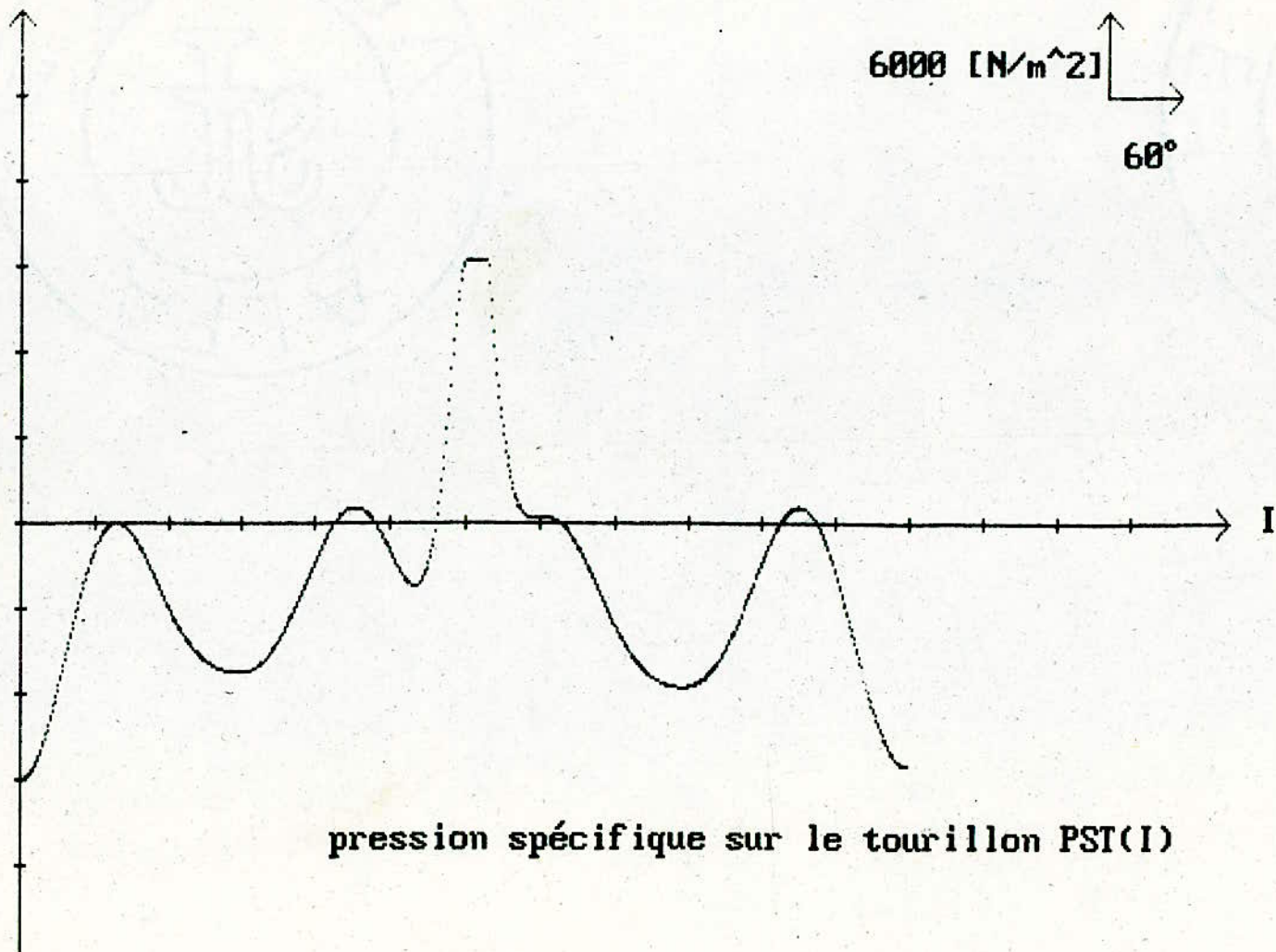


pression specifique sur l'axe du piston PSA(I)



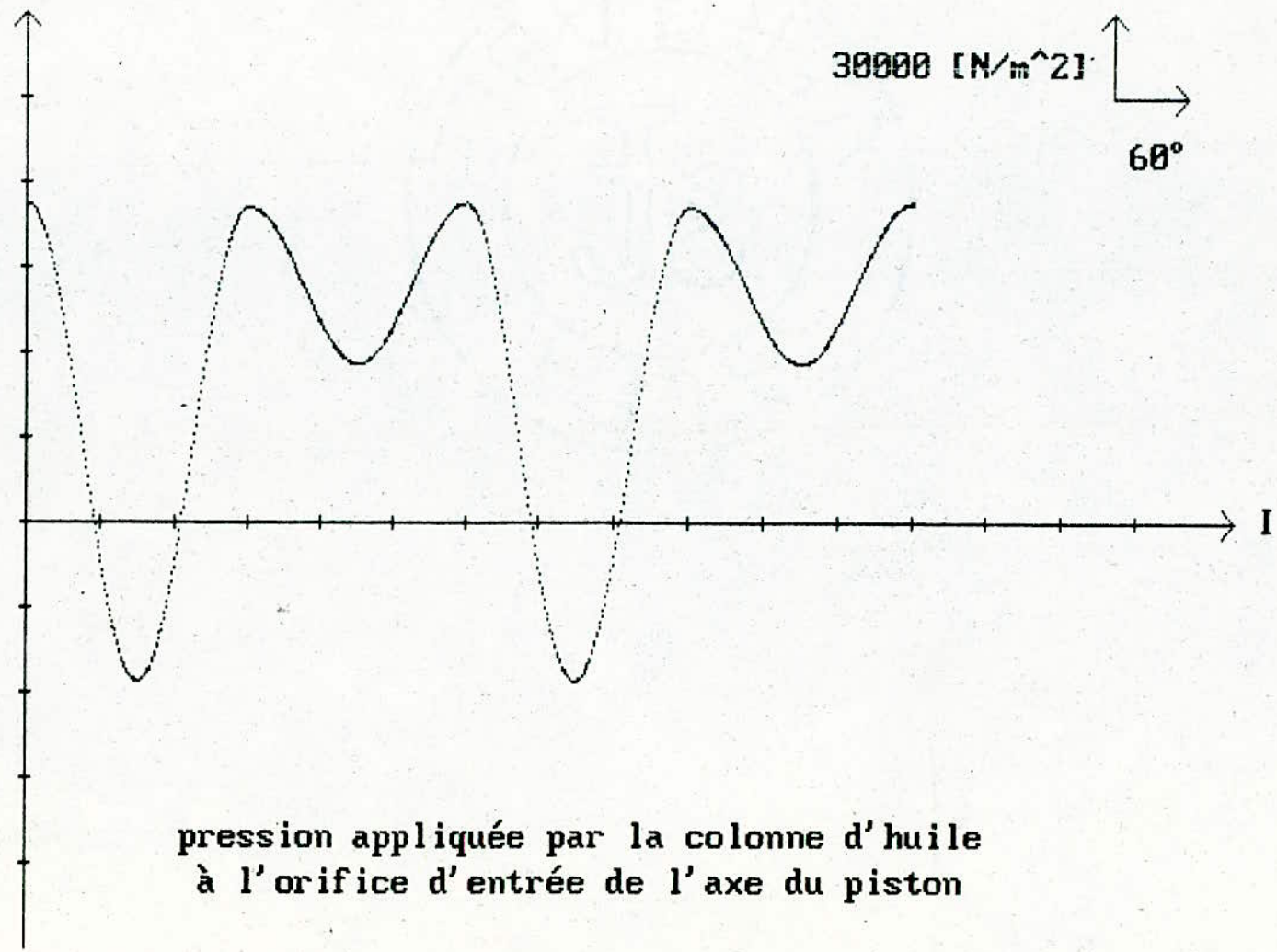
pression specifique sur le manotone PSM(I)

PST(I)



pression spécifique sur le tourillon PST(I)

PAA(I)

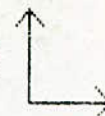


pression appliquée par la colonne d'huile
à l'orifice d'entrée de l'axe du piston

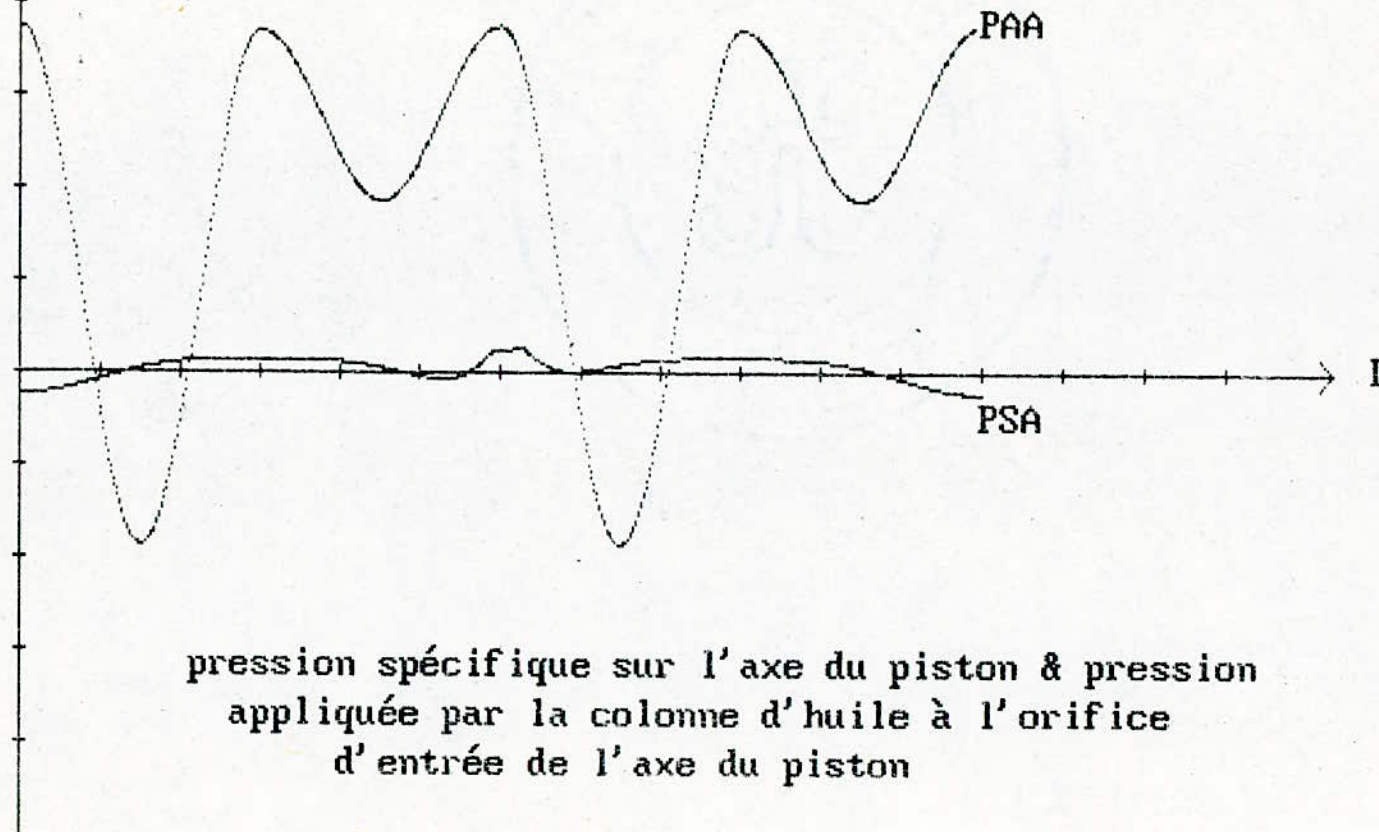
PSA(I)

PAA(I)

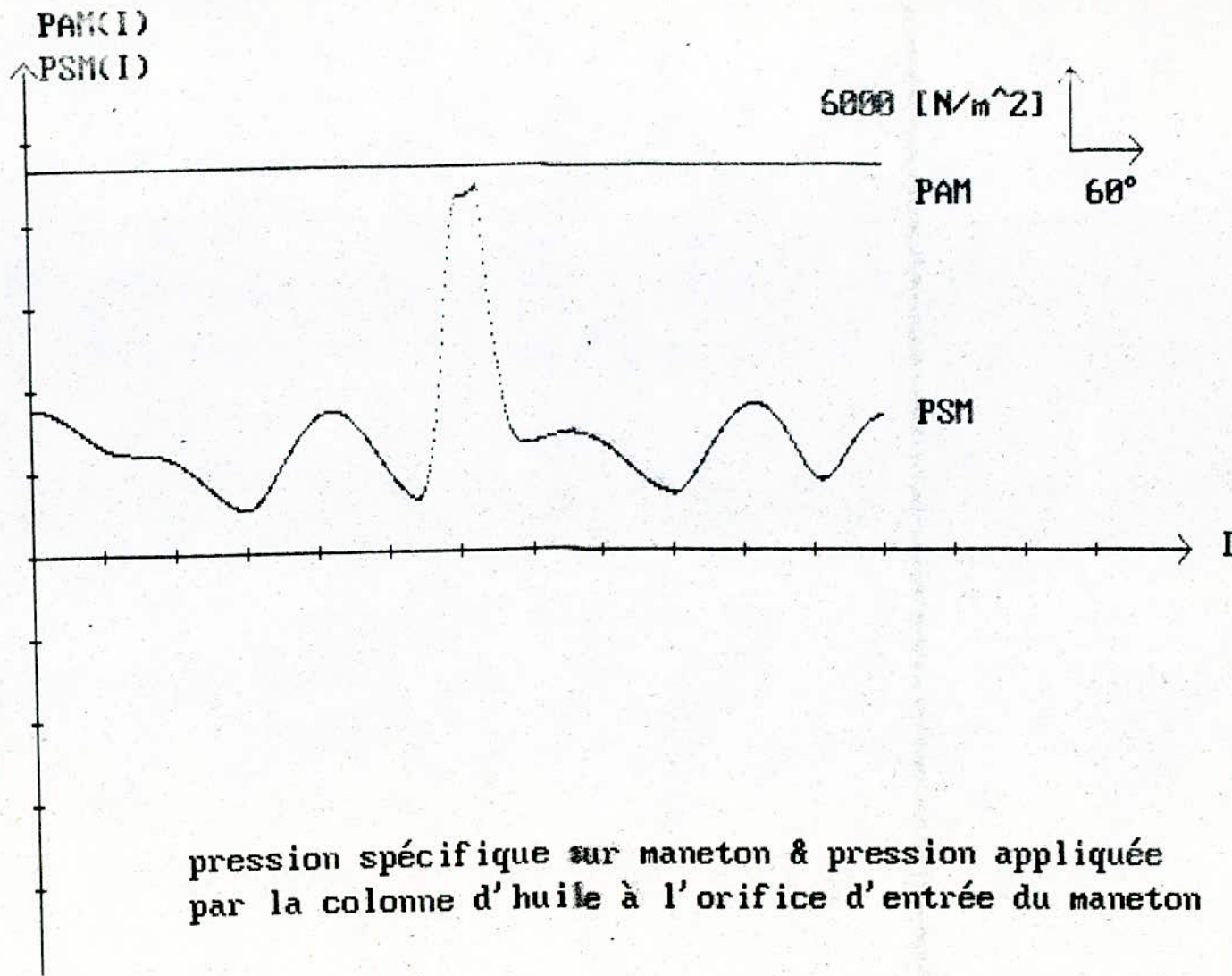
30000 [N/m²]



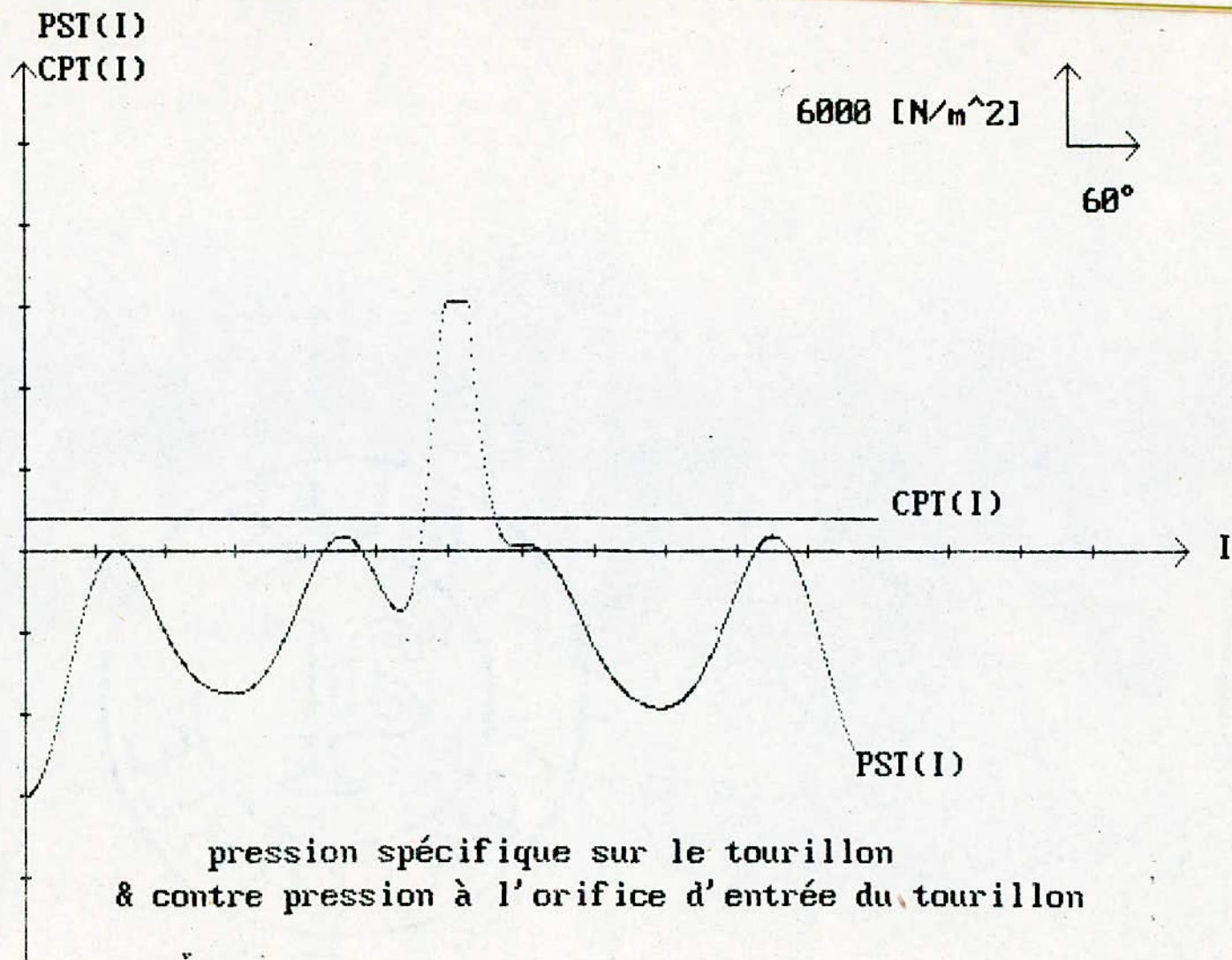
60°



pression spécifique sur l'axe du piston & pression
appliquée par la colonne d'huile à l'orifice
d'entrée de l'axe du piston

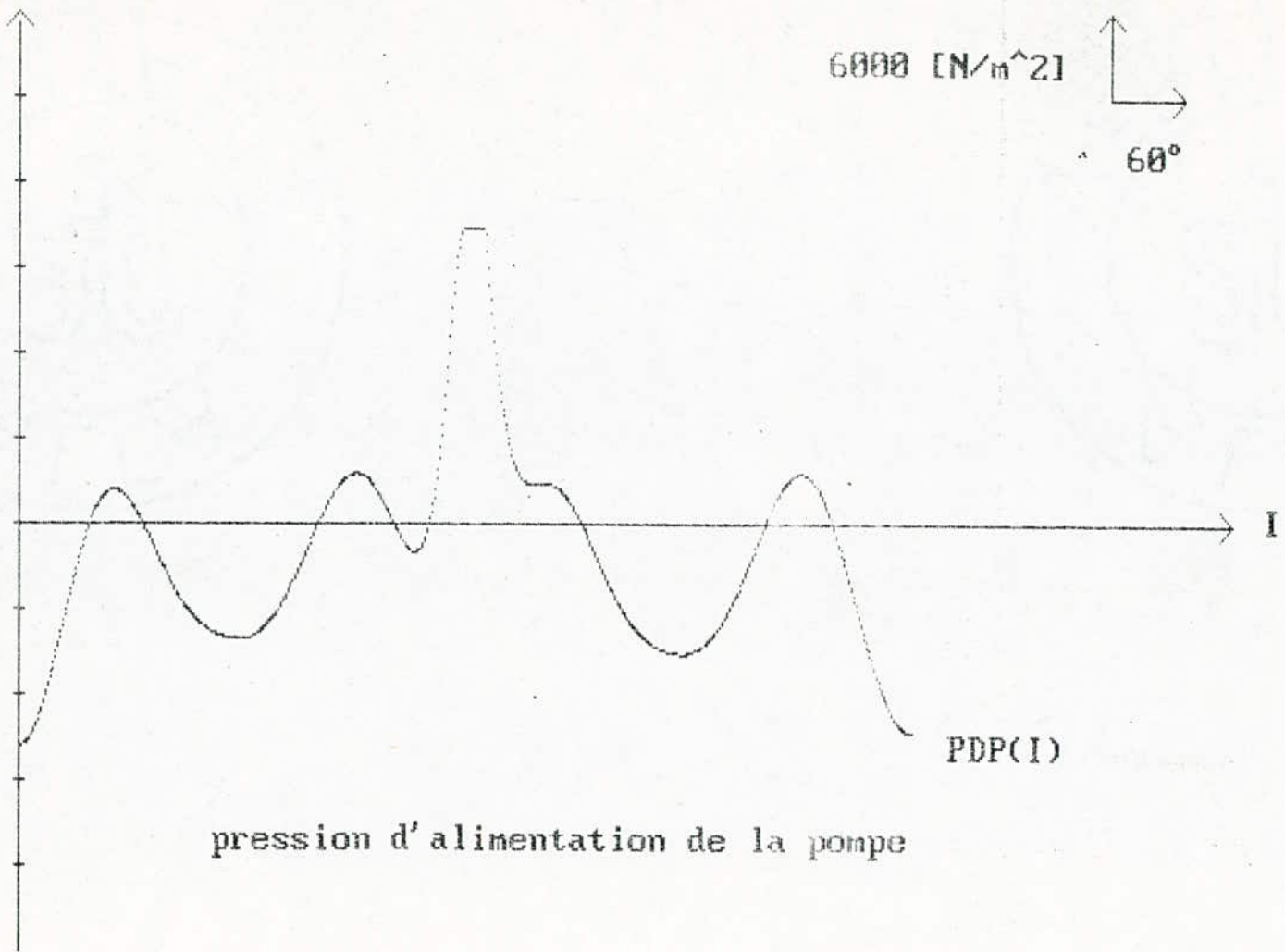
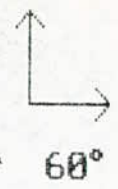


pression spécifique sur maneton & pression appliquée
 par la colonne d'huile à l'orifice d'entrée du maneton



PDP(I)

6000 [N/m²]



PDP(I)

pression d'alimentation de la pompe

CONCLUSION

Cette étude nous a permis de toucher à une question délicate qui est le graissage des parties interne du moteur de part la complexité de ce phénomène en soit, dans la mesure où les paramètres d'ont il depend sont plutot déterminée par experience que par voies analitique . Après avoir effectuer une étude analytique de ce phenoméne nous avons élaboré un logiciel qui nous a permis de metre en evidence les conditions qui doivent être respectées pour assurer une alimentation continue par l'huile de différents points de liaison .

On remarque (annexe III) que les pression spécifique sur les assemblages depend de dimensionnement de ces assemblages caractérisé par le produit $(l \cdot d)$, tandis que les pression appliquée par les colonnes d'huile à l'orifice d'entrée de chaque assemblage depend de la nature d'huile (masse spécifique d'huile) et de la dynamique de l'attelage mobile du moteur .

En effet il suffit d'agir sur le produit indiqué ci-dessus pour assurer une bonne alimentation par l'huile .

L'experience limite le rapport l/d dans l'intervalle $0,4 \leq l/d \leq 0,6$. On a cependant constaté que certaines études portant sur le dimensionnement des organes mobile du moteur ont tendance à se passer des contraintes liées à la lubrification c'est ainsi que je suggère d'inclure cette question chaque fois qu'il s'agit d'un calcul de dimensionnement du moteur dans la mesure où le fonctionnement correcte et la longévité de celui-ci en depend .

TABLEAUX ET ARAQUES UTILISER

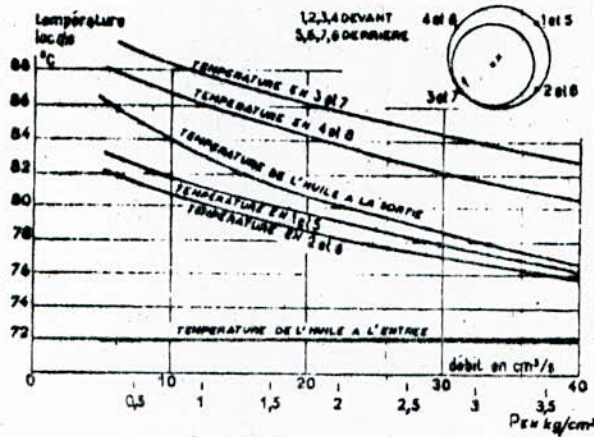


Fig. V.24.- Températures du palier et de l'huile en fonction du débit de l'huile (ou de la pression d'alimentation).

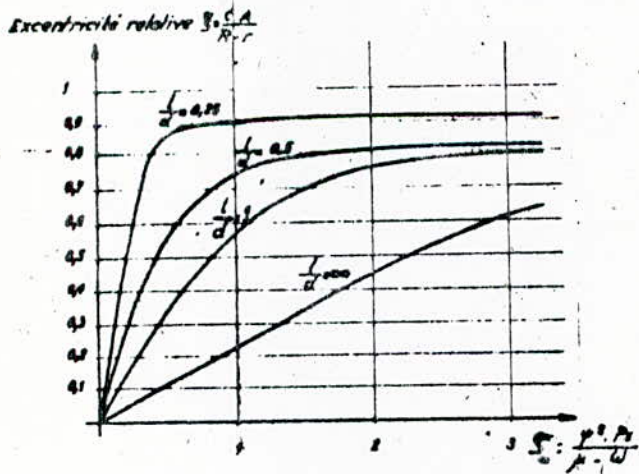


Fig. V.99.- Variation de l'excentricité avec les caractéristiques géométriques et fonctionnelles d'un assemblage tournant (D'après Floberg et Jakobson).

Tableau I

COEFFICIENT DU FROTTEMENT

Corps frottants $p_m = 2,5 \text{ à } 10 \text{ kg. p. cm}^2$	Graissage	
	à la manière ordinaire	ininterrompu
Bronze sur bronze	0,10	0,040 à 0,052
Bronze sur fonte	0,09	
Fonte sur fonte	0,075	0,054
Fonte sur galac	0,075	0,28 avec de l'eau
Galac sur galac	0,10 (onctueux)	0,19
Fer sur fonte ou bronze	0,07	0,07
Fer sur galac	0,25 peu onctueux	0,03 à 0,05
	0,07	
	0,19 onctueux	
	0,11	

Tableau II CHOIX DU LUBRIFIANT

	0	1	2	3
Densité.....	0,890	0,89 à 0,934	0,90 à 0,936	0,895 à 0,938
Inflammabilité Lachale	196 à 220	198 à 225	200 à 240	230 à 250
Combustion	210 à 250	215 à 270	225 à 275	235 à 290
Congélation A S T M	— 20 max.	— 15 max.	— 12 max.	— 10 max.
Viscosité Engler à 50°	5 à 6	6 à 8	8 à 12	12 à 20
— 100°	1,5 à 1,7	1,7 à 1,85	1,9 à 2	2,1 à 2,7
Indice d'acidité.....	0,05 max.	0,07 max.	0,07 max.	0,08 max.
% Condensé.....	0,20 max.	0,30 max.	0,40 max.	0,50 max.

Nota. — Les huiles 0 correspondent approximativement à la norme SAE 20 des huiles à moteurs d'automobiles dites d'hiver. Les huiles 1, 2, 3 correspondent respectivement, mais d'une façon approximative seulement, aux anciennes huiles à Diesel MT1-MT2-MT3 de la marine militaire française.

Le tableau ci-dessous servira de guide pour le choix entre ces quatre huiles :

TYPES DE MOTEURS	PUISSANCE EN CHEVAUX PAR CYLINDRE								
	Jusqu'à 50 chevaux			de 50 à 150 chevaux			supérieure à 150 chevaux		
		Cy-lindres	Mouvements		Cy-lindres	Mouvements	Cylindres	Mouvements	
à deux temps et à simple effet	en hiver	0	0	en hiver	1	0	cylindres communiquant avec carter	2	1
	en été, à grande vitesse	1 ou 2	1 ou 2	en été	2	1			
à deux temps et à double effet							2 ou 3 suivant construction	1 ou 2	
	en hiver	0	0	en hiver	1	1			cylindres communiquant avec carter
à quatre temps et à simple effet	en été, à grande vitesse	1 ou 2	1 ou 2	en été	2	2	cylindres indépend.	2 ou 3 suivant construction	
	type horizontal vit. red.	2	1	ou bien	2	1			
à quatre temps et à double effet							3	2	

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

