الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

19/89

وزارة التعليم العالي
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

2ex

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

CALCUL DES ACTIONS MECANIQUES EXERÇEES SUR UN ATTELAGE MOBILE DU MOTEUR F4L 912

Proposé par : M. Boukabache   Etudié par : O. Mostefaoui   Dirigé par : M. Boukabache

JUIN 89 PROMOTION :

E.N.P. 10 Avenue Hacen Badi – EL-HARRACH – ALGER

بسم الله الرحمن الرحيم

وقل رب زدني علما

صدق الله العظيم

MINISTERE DE L'ENSIGNEMENT SUPERIEUR وزارة التعليم العالي
ECOLE NATIONAL POLYTECHNIQUE المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
DEPARTEMENT: GENIE MECANIQUE الدائرة: الهندسة الميكانيكية
PROMOTEUR: BOUKABACHE المشرف: بوكعباش
ETUDIANT: MOSTEFAOUI OMAR الطالب: مصطفاوي عمر

الموضوع: حساب القوى الميكانيكية المطبقة على مستوى الجملة الميكانيكية (المكبس - الذراع - العمود المرفقي) للمحرك ف 4 ل 912 .

الملخص: هذا المشروع تحتوي على إيجاد القوى الميكانيكية المطبقة على الجملة (المكبس - الذراع - العمود المرفقي) للمحرك ديزل ف 4 ل 912 وتمثيلهم في المعلم الدكارتي و القطبي .

Sujet : calcul des actions mecaniques exercèes sur un attelage mobile du moteur F4L912

RESUME : Notre projet consiste á determiner les actions mecanique exerçees sur les Organes (piston. bielle. manivelle) du moteur diesel F4L912 dans le repere cartésien et polaire

Subject : Determination of mechanical actions in piston. rod and crank of the engine F4L912

Summary : Our project consists in determining the mechanical actions applied in the Organs (piston. rod and crank) of the diesel engine F4L912 in the polar and cartésien mark.

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier vivement mon promoteur Mr. BOUKABACHE d'avoir proposé et dirigé ce travail et pour tous ses conseils et son aide qu'il m'a prodigué durant l'étude de ce projet.

Que tous ceux qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de cette étude,

Que tous les enseignants ayant contribués à ma formation trouvent ici l'expression de ma profonde gratitude.

SOMMAIRE

Introduction I

Cycle thermodynamique 2

CHAPITRE I

ETUDE CINEMATIQUE ;

Relation cinematique 3

Cinematique du point B 4

Cinematique du point Gb 9

Cinematique du point A I2

CHAPITRE 2

ETUDE DYNAMIQUE :

Etude dynamique du piston I3

Etude dynam que de la bielle I5

Etude dynamique de vilebrequin I8

Systeme d'equations 20

CHAPITRE 3

DIAGRAMME DES EFFORTS /

Etude de l'effort de la chemise sur le piston 24

Etude de l'effort dans l'axe de la bielle sur YI 3I

Etude de l'effort au niveau de l'axe de piston 34

Etude de l'effort au niveau des tourillons sur YI 37

ETude de l'effort dans l'axe de la bielle sur Y2 40

CHAPITRE 4

DIAGRAMME POLAIRE DES EFFORTS :

Diagramme polaire des efforts du maneton sur bielle 43

diagramme polaire des efforts de l'axe du piston sur la bielle 48

diagramme polaire des efforts au niveau des tourillons 56

organigramme 62

conclusion

NOTATIONS UTILISEES

θ : Angle de rotation du vilebrequin

$\dot{\theta}$: Vitesse angulaire du moteur

$\varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}$: Angle de rotation , vitesse angulaire , acceleration angulaire de la bielle

L : l'entr' axe de la bielle

R : Rayon de la manivelle

r : Position du centre de gravite de la manivelle

Mp: Masse d'un piston (plus axe - segments ...)

Mb: Masse de la bielle

Mm : Masse de la manivelle

S : Section du cylindre

p : Pression des gaz en fonction de

N : Vitesse de rotation en (tr/mn)

CM_t : Couple moteur

vb : Vitesse lineaire du point B

γb : Acceleration du point B

Gb : Vitesse du centre de gravite de la bielle

Gb : Acceleration du centre de gravite de la bielle

Va : Vitesse du point A

γ_A : Acceleration DU point A

Gp : Centre de gravite du piston

F : Effort

LI : position du centre de gravite de la bielle

x, y, z : Les axes

Ro : Reaction des paliers sur le tourillons

Cm : Moment d'inertie

INTRODUCTION

Le moteur thermique est un appareil qui transforme l'energie thermique en energie mecanique ces moteurs qui produisent eux - même l'energie necessaire a leur fonctionnement sont actuellement les plus repandus dans l'industrie des moyens de transport et traction d'automobile .

La raison d'etre un moteur est fournir de la puissance , donc du couple , pour fournir ce dernier le moteur doit successivement :

- comprimer un fluide froid .
- l'introduire de l'energie calorifique par augmenter la temperature de fluide .
- detendre le fluide pour extraire le travail moteur.
- rejeter la chaleur restante pour revenir aux conditions initiales .

Notre etude debutera par une etude cinematique de l'ensemble bielle - manivelle du moteur monocylindre en ligne .
Apres l'etape cinematique , la deuxieme partie est application de la mecanique generale a la dynamique de l'ensemble bielle - manivelle .
La troisieme et la quatrieme sont consacre a etude des efforts au niveau de chaque element dans les reperes cartisienne et polaire d'un moteur monocylindre et polycylindre en ligne .
En fin d'ouvrage un organigramme du programme .
Nous signalons par ailleurs que nous baserons nos calcul sur le moteur diesel F 4 L 912 .

CYCLE DU MOTEUR DIESEL

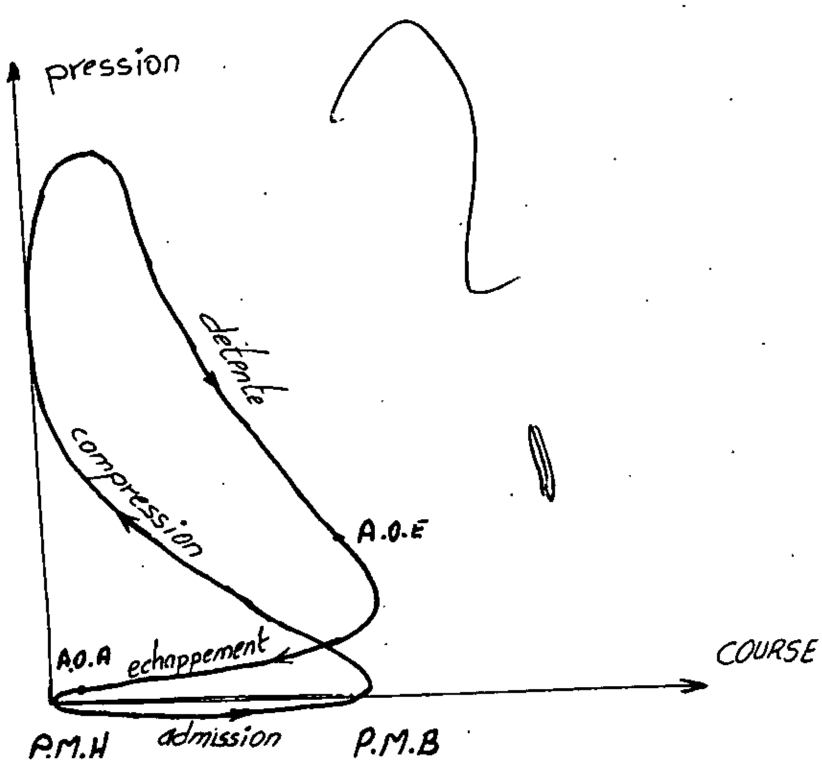
Le moteur diesel est un moteur a quatre temps , correspondant a une rotation de 720°, soit deux tours vilebrequin .

I - ADMISSION : La soupape d'admission s'ouvre , le piston descend en creant une depression et l'air penetre dans le cylindre .

2 - COMPRESSION : La soupape d'admission se referme , l'air se comprime , cette augmentation de pression engendre une augmentation de la temperature

3 - DETENTE : En fin de compression , le piston se trouve au voisinage du point " PMH " . le combustible est injecte dans la chambre de combustion a une pression a celle regnant dans le cylindre .
Au moment de contact l'air compreme a une temperature elevee , combustible s'enflamme de lui meme , les gaz augmentent tres rapidement le volume , ce qui exige la descente du piston vers le point " PMB " .

4 - ECHAPPEMENT : La soupape d'echappement s'ouvre , le piston remonte en chassant les gaz brules .

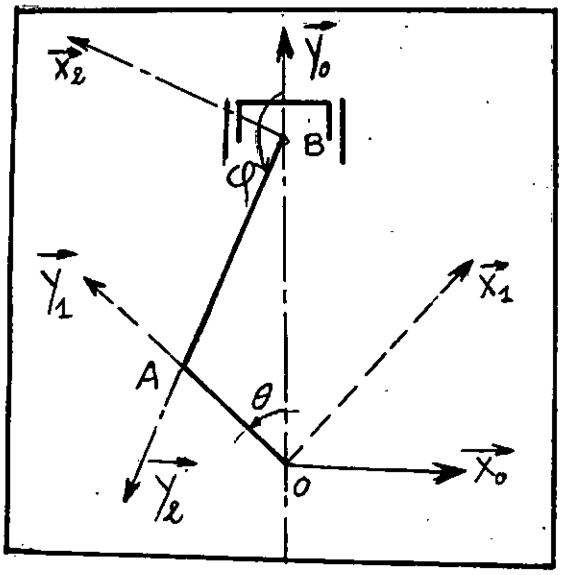


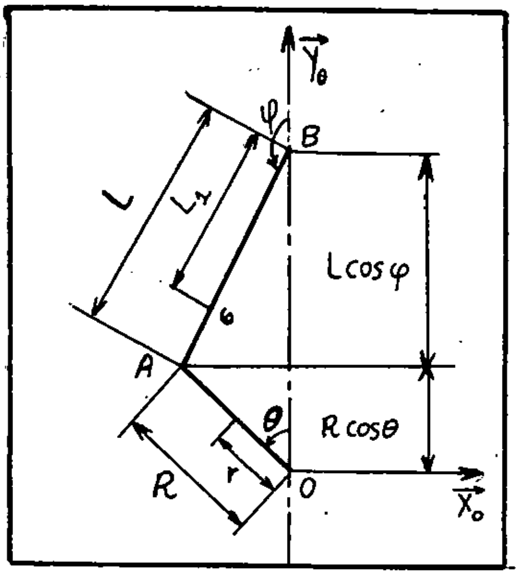
CHAPITRE 1

ETUDE CINEMATIQUE
DE L'ATTELAGE MOBILE
DES MOTEURS EN LIGNE

ETUDE CINEMATIQUE DU SYSTEME BIELLE MANIVELLE :

L'etude de la cinematique de l'embiellage est necessaire pour le calcul des variations de volume de la cylindree qui resultent du deplacement du piston et pour les calculs relatifs a la determination ; des efforts, a la resistance des organes , a l'equilibrage des forces d'inertie , etc





RELATION CINEMATIQUE :

Le point O est le centre du vilebrequin .

Le repere $(O,\vec{X_0},\vec{Y_0},\vec{Z_0})$ est fixe :

- L'axe $\vec{Y_0}$: axe du cylindre .
- L'axe $\vec{Z_0}$: axe du vilebrequin .

Le repere $(O,\vec{X_1},\vec{Y_1},\vec{Z_1})$ c'est repere mobile lie au vilebrequin :

- L'axe $\vec{Y_1}$, porte la manivelle .
- L'angle θ l'angle de rotation du vilebrequin

$$\theta = (\vec{Y_0}, \vec{Y_1})$$

Le moteur tourne a vitesse constante donc :

$$\dot{\theta} = \frac{d\theta}{dt} = const \;\Longrightarrow\; \frac{d\ddot{\theta}}{dt^2} = 0$$

Le repere $(B,\vec{x}_2,\vec{y}_2,\vec{z}_2)$ c'est repere mobile lie a la bielle le point B : le centre de pied de bielle .

L'axe $\vec{y}_2$: porte la bielle .

φ : angle de rotation de bielle $\varphi = (\vec{y}_0, \vec{y}_2)$

G_B : le centre de gravite de la bielle $\vec{BG_b} = L_1 \vec{y}_2$

Soit L l'entraxe de la bielle et R le rayon de manivelle .

En projetant le contour BAO sur l'axe passant par B et O nous obtenons :

$$\vec{OB} = \vec{OA} + \vec{AB}$$
$$\vec{OA} = -R\sin\theta\,\vec{x}_0 + R\cos\theta\,\vec{y}_0$$

Or : $R\sin\theta = L\sin(\pi-\varphi)$

$R\sin\theta = L\sin\varphi$ où $\sin\varphi = \frac{R}{L}\sin\theta$

$$\boxed{\sin\varphi = \frac{R}{L}\sin\theta} \quad \text{------(1)}$$

D'OU $\cos\varphi = \pm\sqrt{1-(\sin\varphi)^2}$

$$\cos\varphi = \pm\sqrt{1-\left(\frac{R}{L}\right)^2\sin^2\theta}$$

L'angle φ est positif et varie legerement de π. d'ou $\cos\varphi<0$

$$\boxed{\cos\varphi = -\sqrt{1-\left(\frac{R}{L}\right)^2\sin^2\theta}} \quad \text{-----(2)}$$

DETERMINATION DE $\frac{d\varphi}{dt}$:

On $\sin\varphi = \frac{R}{L}\sin\theta$ nous tirons $\varphi = Arc\sin\left(\frac{R}{L}\sin\theta\right)$

En derivant cette expression par rapport au temps nous obtenons l'expression de la vitesse angulaire

$$\boxed{\frac{d\varphi}{dt} = \frac{R}{L}\dot{\theta}\frac{\cos\theta}{\cos\varphi}} \quad \text{----} (3)$$

DETERMINATION DE $\frac{d^2\varphi}{dt^2}$:

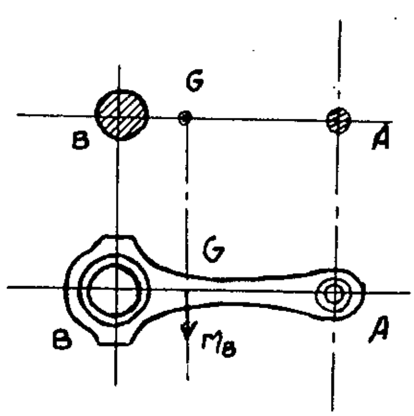
De l relation (3) de $\dot{\varphi}$, En derivant cette expression par rapport au temps nous obtenons : $\frac{d^2\varphi}{dt^2} = (\dot{\varphi}^2 - \dot{\theta}^2)\,tg\,\varphi$

CINEMATIQUE DES POINTS B, G ET A :

Le mouvement d'un point quelconque de la bielle resulte de la composition de deux mouvements :

- Translation de l'axe de pied de bielle
- Rotation de l'axe de la tête de bielle

Il s'ensuit un mouvement complexe de son centre de gravite .



CINEMATIQUE DU POINT B :

$$\vec{OB} = \vec{OA} + \vec{AB}$$

$$\vec{OB} = -R\sin\theta\,\vec{X_o} + R\cos\theta\,\vec{Y_o} + L\sin\varphi\,\vec{X_o} - L\cos\varphi\,\vec{Y_o}$$

On a $\quad -R\sin\theta + L\sin\varphi = 0$

d'ou $\quad \vec{OB} = (R\cos\theta - L\cos\varphi)\,\vec{Y_o}$

_ Si $\theta = 0$ le point B est au point PMH

car $\cos\theta = 1$ et $\cos\varphi = -1$

$$\overline{OB} = d = R + L$$

_ Si $\theta = \pi$ on a $\cos\theta = -1$ et $\cos\varphi = +1$

$$\vec{OB} = d = -(R+L)$$

le point B est au point PMB

VITESSE DU POINT B :

On a la relation $\quad \vec{OB} = R\,\vec{y_1} - L\,\vec{y_2}$

$$\vec{V_B} = \frac{d(\vec{OB})}{dt} = R\frac{d\vec{y_1}}{dt} - L\frac{d\vec{y_2}}{dt}$$

$$\vec{V_B} = -R\dot{\theta}\,\vec{X_1} + L\dot{\varphi}\,\vec{X_2}$$

$$= -R\dot{\theta}\cos\theta\,\vec{X_o} - R\dot{\theta}\sin\theta\,\vec{y_o} + L\dot{\varphi}\cos\varphi\,\vec{X_o} + L\dot{\varphi}\sin\varphi\,\vec{y_o}$$

$$\boxed{\vec{V_B} = R(\dot{\varphi} - \dot{\theta})\sin\theta\,\vec{y_o}}$$

Si $\theta = k\pi$, B est au PMH ou PMB , $\vec{V_B} = 0$

Si $\theta = \frac{(2k+1)\pi}{2}$, $V_B = -(-1)^k R\dot{\theta}\vec{y_0}$

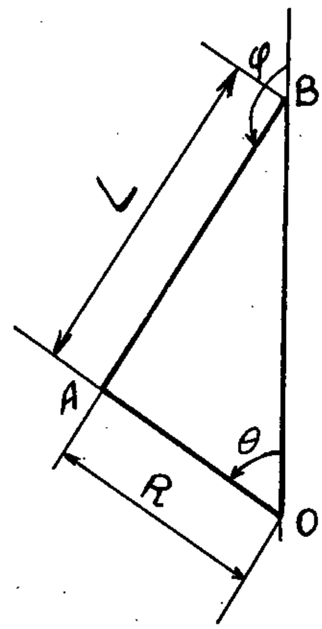
VITESSE MOYENNE : La vitesse de glissement du piston sur la chemise est :

$$\boxed{V_{moy} = \frac{course \cdot N}{30}}$$

ANGLE POUR LEQUEL LA VITESSE EST MAXIMALE :

La vitesse est maximale lorsque l'acceleration est nulle, la

vitesse du piston est maximale lorsque la bielle est perpendiculair au maneton. c'est a dire lorsque le triangle OAB est rectangle en A On alors :



$$tg\,\theta = \frac{L}{R} \Rightarrow \theta = Arctg\left(\frac{L}{R}\right)$$

pour moteur F4L 912 :

$L = 210\ mm$

$R = 60\ mm$

$$tg\,\theta = \frac{210}{60} = 3{,}5 \Rightarrow \boxed{\theta = 74.05\ deg}$$

ACCELERATION DU POINT B :

On utilise la definition de l'accelaration :

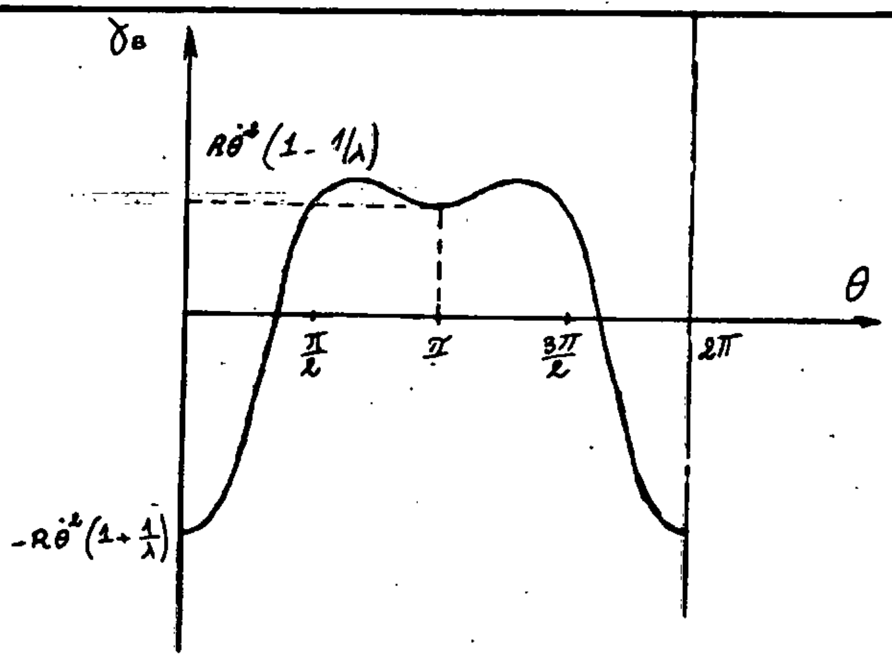
$$\vec{\gamma}_B = \frac{dV_B}{dt} = \frac{d}{dt}\left[R(\dot{\varphi}-\dot{\theta})\sin\theta\right]\vec{y}_0$$

$$\vec{\gamma}_B = \left[R\dot{\theta}(\dot{\varphi}-\dot{\theta})\cos\theta + R\ddot{\varphi}\sin\theta\right]\vec{y}_0$$

si $\theta = 0$, B est au PMH ; $\cos\varphi = -1$, $\dot{\varphi} = -\frac{\dot{\theta}}{\lambda}$, $\ddot{\varphi} = 0$

$\lambda = \frac{L}{R}$, l'acceleration est maximale a pour valeur :

$$\boxed{\vec{\gamma}_B = -R\dot{\theta}^2\left(1+\frac{1}{\lambda}\right)\vec{y}_0}$$



ALLURE DE L'ACCÉLÉRATION
DU PISTON POUR $\lambda < 4$

CINEMATTIQUE DU POINT Gb

POSITION DU POINT Gb

$$\overrightarrow{OGb} = \overrightarrow{OB} + \overrightarrow{BGb} = R(\cos\theta - L\cos\varphi)\overrightarrow{y_0} + L_1\overrightarrow{y_2}$$

$$= (R\cos\theta - L\cos\varphi)\overrightarrow{y_0} - L_1\sin\varphi\,\overrightarrow{x_0} + L_1\cos\varphi\,\overrightarrow{y_0}$$

$$\overrightarrow{OGb} = \begin{pmatrix} -\dfrac{L_1 R\sin\theta}{L} \\ R\cos\theta + (L_1 - L)\cos\varphi \\ 0 \end{pmatrix} \begin{matrix} \overrightarrow{X_0} \\ \overrightarrow{y_0} \\ \overrightarrow{Z_0} \end{matrix}$$

Si $\theta = 0$, le piston est au PMH , l'ordonnee de Gb est maximale :

$$\overrightarrow{OGb} = (R + L - L_1)\overrightarrow{y_0}$$

Si $\theta = \pi$, le piston est au PMB ,l'ordonnee de Gb est minimale :

$$\overrightarrow{OGb} = (-R + L - L_1)\overrightarrow{y_0}$$

D'ou la course de Gb sur $\overrightarrow{y_0}$ qui est la diffeerence entre l'ordonnée maximale et l'ordonnee minimale :

$$\boxed{C_{sur\,\overrightarrow{y_0}} = 2R}$$

si $\theta = \frac{\pi}{2}$. l'abscisse de Gb est minimale : $-\dfrac{L_1 R}{L}$ sur $\overrightarrow{X_0}$

si $\theta = \frac{3\pi}{2}$ l'abscisse de Gb est maximale : $+\dfrac{L_1 R}{L}$ sur $\overrightarrow{X_0}$ D'ou la course de Gb sur $\overrightarrow{X_0}$ qui est la difference entre l'abscisse maximale et minimale :

$$\boxed{C_{sur\,\overrightarrow{X_0}} = \frac{2L_1 R}{L}}$$

VITESSE DU POINT Gb

On utilise la difenition de la vitesse

$$\overrightarrow{V_{Gb}} = \frac{d\overrightarrow{OGb}}{dt} = R(\dot\varphi - \dot\theta)\sin\theta\,\overrightarrow{y_0} - L_1\dot\varphi\cos\varphi\,\overrightarrow{X_0} - \frac{L_1\dot\varphi R\sin\theta}{L}\overrightarrow{y_0}$$

$$\overrightarrow{V_{Gb}} = \begin{pmatrix} -\dfrac{L_1 R\dot{\theta}\cos\theta}{L} \\ R(\dot{\varphi}-\dot{\theta}-\dfrac{L_1\dot{\varphi}}{L})\sin\theta \\ 0 \end{pmatrix} \begin{matrix} \overrightarrow{X_0} \\ \overrightarrow{Y_0} \\ \overrightarrow{Z_0} \end{matrix}$$

Si $\theta=0$, le piston est au PMH :

$$\overrightarrow{V_{Gb}} = \frac{-L_1 R\dot{\theta}\cos\theta}{L}\overrightarrow{X_0}$$ valeur maximale negative sur $\overrightarrow{X_0}$

Si $\theta=\pi$, le piston est au PMB :

$$\overrightarrow{V_{Gb}} = +\frac{L_1 R\dot{\theta}}{L}\overrightarrow{X_0}$$ valeur maximale positive sur $\overrightarrow{X_0}$

La vitesse du centre de gravite de la bielle est minimale pour

$$\theta = 0 \quad et \quad \theta = \pi$$

La vitesse du centre de gravite de la bielle est maximale lorsque le piston est a micourse, c'est-a-dire pour $\cos\theta = \dfrac{1}{2\lambda}$

pour $L = 210mm$ et $R = 60mm$

$$\lambda = \frac{210}{60} = 3,5 \ ; \quad \cos\theta = 1/7 \quad \Rightarrow \theta = 84.535 \ deg$$

ACCELERATION DU POINT Gb :

$$\overrightarrow{\gamma_{Gb}} = \frac{dV_{Gb}}{dt} = -\frac{L_1 R\ddot{\theta}}{L}\cos\theta\,\overrightarrow{X_0} + \frac{L_1 R\dot{\theta}^2}{L}\sin\theta\,\overrightarrow{X_0} +$$
$$R\ddot{\varphi}\sin\theta\,\overrightarrow{Y_0} + R\dot{\varphi}\dot{\theta}\cos\theta\,\overrightarrow{Y_0} - R\ddot{\theta}\sin\theta\,\overrightarrow{Y_0}$$
$$-R\dot{\theta}^2\cos\theta\,\overrightarrow{Y_0} - \frac{L_1 R\ddot{\varphi}\sin\theta}{L}\overrightarrow{Y_0} - \frac{L_1 R\dot{\theta}\dot{\varphi}\cos\theta}{L}\overrightarrow{Y_0}$$

$$\overrightarrow{\gamma_{Gb}} = \begin{pmatrix} L_1 R\dot{\theta}^2 \sin\theta / L \\ R\dot{\theta}(\dot{\varphi}-\dot{\theta}-\frac{L_1\dot{\varphi}}{L})\cos\theta + R\ddot{\varphi}(1-\frac{L_1}{L})\sin\theta \\ 0 \end{pmatrix} \begin{matrix} \vec{X}_o \\ \vec{y}_o \\ \vec{Z}_o \end{matrix}$$

Si $\theta = 0$, $\overrightarrow{\gamma_{Gb}} = -R\dot{\theta}^2\left(-\frac{L_1 R}{L^2} + \frac{R}{L} + 1\right)\vec{y}_o$ valeur maximale negative sur $\vec{y}_o$

Si $\theta = \pi$, $\overrightarrow{\gamma_{Gb}} = R\dot{\theta}^2\left(\frac{L_1 R}{L^2} - \frac{R}{L} + 1\right)\vec{y}_o$ valeur maximale positive sur $\vec{y}_o$

Si $\theta = \frac{\pi}{2}$ et $\frac{3\pi}{2}$ $\overrightarrow{\gamma_{Gb}} = \begin{pmatrix} \frac{L_1 R\dot{\theta}^2}{L} \\ \frac{R^2\dot{\theta}^2(1-L_1/L)}{L\sqrt{1-\frac{R^2}{L^2}}} \\ 0 \end{pmatrix} \begin{matrix} \vec{X}_o \\ \vec{y}_o \\ \vec{Z}_o \end{matrix}$ valeur maximale sur $\vec{X}_o$

CINEMATIQUE DU POINT A :

POSITION DU POINT A :

$$\overrightarrow{OA} = -R\sin\theta\,\overrightarrow{X_0} + R\cos\theta\,\overrightarrow{y_0}$$

$$(-R\sin\theta)^2 + (R\cos\theta)^2 = R$$

Le point A se deplace sur un cercle de centre O ,de rayan R .

VITESSE DU POINT A :

On utilise la definition de la vitesse :

$$\overrightarrow{V_A} = \frac{d\overrightarrow{OA}}{dt} = \frac{d(R\overrightarrow{y_1})}{dt} = -R\dot{\theta}\,\overrightarrow{X_1}$$

$$\boxed{\overrightarrow{V_A} = -R\dot{\theta}\,\overrightarrow{X_1}}$$

La vitesse du point A est constante,elle est portee par une tangente au cercle .

ACCELERATION DU POINT A :

$$\overrightarrow{\gamma_A} = \frac{d\overrightarrow{V_A}}{dt} = -R\ddot{\theta}\,\overrightarrow{X_1} - R\dot{\theta}^2\,\overrightarrow{y_1}$$

$$\boxed{\overrightarrow{\gamma_A} = -R\dot{\theta}^2\,\overrightarrow{y_1}}$$

L'acceleration du point A est constante;elle est portee par un rayan du cercle;elle est centripete .

CHAPITRE 2

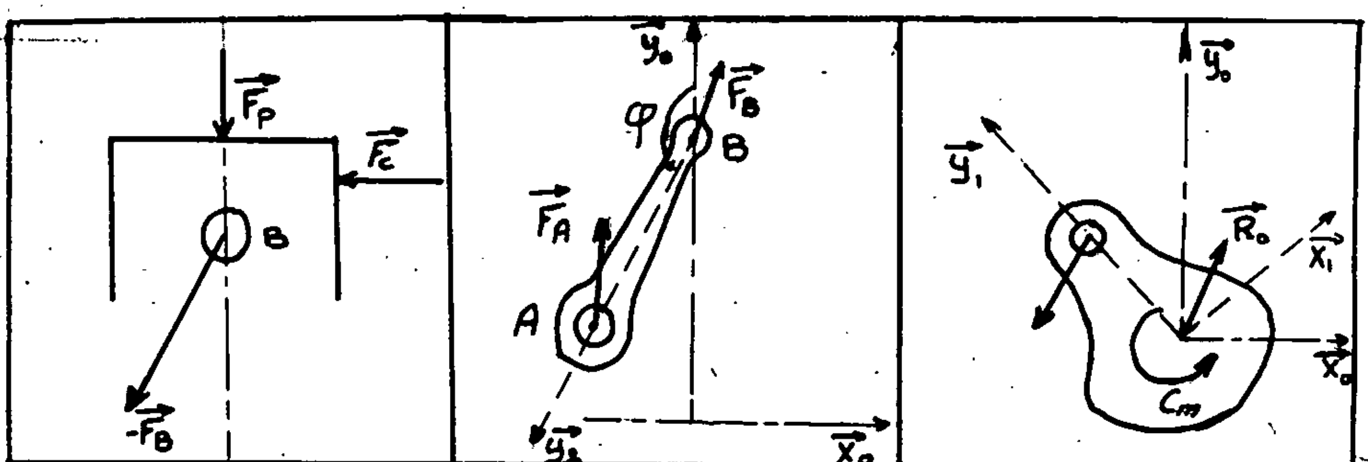
ETUDE DYNAMIQUE DE L'ATTELAGE MOBILE DES MOTEURS EN LIGNE

DETERMINATION DES EFFORTS DANS L'EMBIELLAGE :

Cette etude a pour but de calcul les valeurs des actions mutuelles entre les differents organes .

Nous negligerons l'effet du poids des pieces et du frottement , chaque organe est a tout instant en equilibre sous l'action :

- Des forces directement appliquees (pression des gaz)
- Des forces de liaison , c'est a dire des reactions des appuis
- Des forces d'inertie



ACTION MECANIQUE SUR LE PISTON	ACTION MECANIQUE SUR LA BIELLE	ACTION MECANIQUE SUR LA MANIVELLE

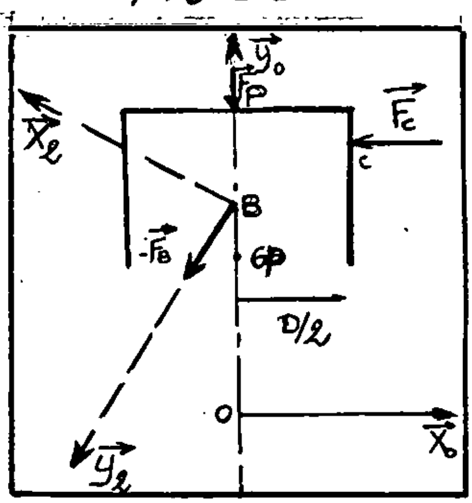
A/ ETUDE DYNAMIQUE DE PISTON :

Le piston constitue la paroi mobile de la chambre de combustion ; par l'intermediaire de l'axe , il supporte et transmet l'effort des gaz a la bielle puis au vilebrequin .

En outre , il assure son propre guidage puisqu'il est articute sur le pied de bielle . pour satisfaire a ces fonctions , le piston doit avoir les qualites suivantes :

- Une resistance suffisante , quelle que soit la temperature atteintre par la matiere .
- Une bonne conductibilite thermique de façon a evacuer suffisamment la chaleure vers les segments et la jupe .
- Une deformabilite controlable et relativement faible sous l'action des variations de temperature en fonctionnement .
- Un poids minimal car le poids de la bielle et du vilebrequin , donc du moteur en depend en partie .

FIG 2-2



Le piston est considere comme etant geometriquement parfait , et que sa tête est plate donc les gaz n'exercent aucun effort sur $\vec{X}_o$ et $\vec{Z}_o$.
On suppose aussi que la pressiondes gaz est uniformiment repartie sur la tête du piston et que l'effort resultant s'applique sur le centre; dans ce cas les gaz n'exercent pas de moment sur le piston .
On isole le piston (FIG 2-2 .) les equations fondamentales du piston est :

$$\sum \overrightarrow{F_{ext}} (G_p . piston) = M_p \overrightarrow{\gamma_{Gp}}$$

$$\sum \mathcal{M} (F_{ext}/G_p) = \vec{\delta} (piston/G_p)$$

Le mouvent du piston c'est une translation , le point G_p a la même acceleration que le point B ($\overrightarrow{\gamma_{Gp}} = \overrightarrow{\gamma_B}$)

EQUATIONS SCALAIRES DU PISTON :

Les equations scalaires sont obtenues en projetant les equation vectorielles sur les trois axes du repere .

_ Sur l'axe $\vec{X_o}$: $-X_B + X_C = 0$

_ Sur l'axe $\vec{y_o}$: $-y_B - y_p(\theta) = M_p[R\dot{\theta}(\dot{\varphi} - \dot{\theta})\cos\theta + R\ddot{\varphi}\sin\theta]$

_ Sur l'axe $\vec{Z_o}$: $0 = 0$

B/ETUDE DYNAMIQUE DE LA BIELLE :

La bielle est une piece qui transforme un mouvement rectiligne alternatif en un mouvement circulaire continue , ou reciproquement . L'effort nè de la combustion est transmis a la bielle par l'axe du piston , la bielle communique cet effort à la manivelle du vilebrequin Outre les efforts dûs aux gaz , la bielle supporte des efforts d'inertie alternatifs et centrifuges dûs aux masses , et des efforts alternatifs mineurs dûs au frottement du piston et des segments sur le cylindre .

La bielle se compose de trois parties essentielles :

_ Le pied (lie a l'axe du piston)

_ Le corps

_ La tête (lie au vilebrequin)

On isole la bielle (FIG 2.3) , nous envisagerons deux actions exterieures appliquees a celle _ ci

_ L'action de l'axe de piston sur la bielle au point B .

_ L'action du moneton sur la bielle au point A .

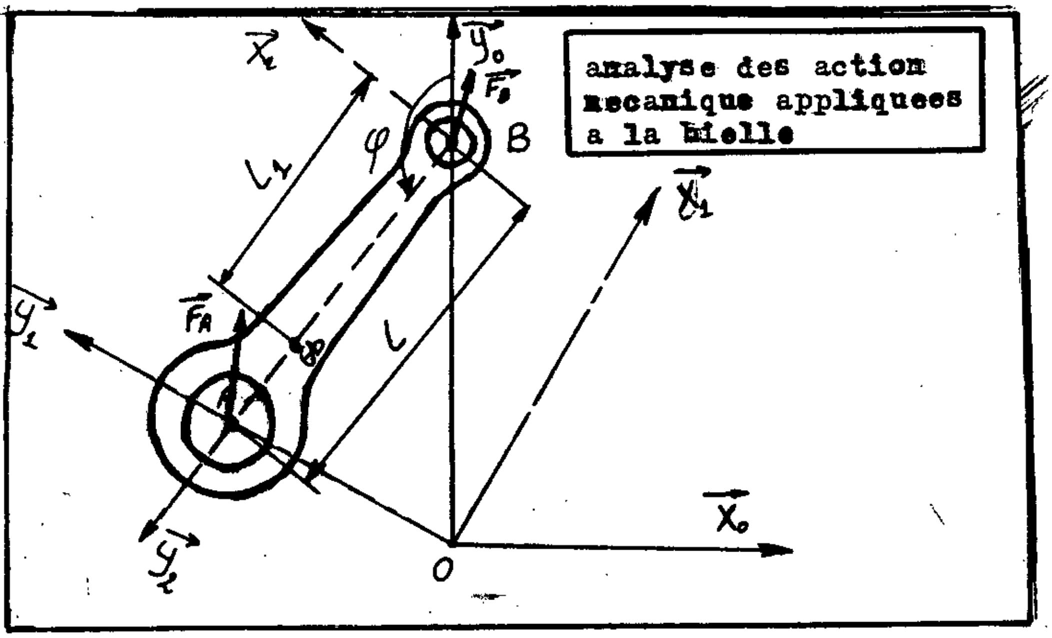


FIG 2-3

AU POINT A :

la liaison de type verrou donc :

$$\vec{F_A} \cdot \vec{Z} = 0 \qquad et \qquad \vec{m_A} \cdot \vec{Z} = 0$$

les pieces en mouvement etant geometriquement parfaites , la bielle ne transmet pas de moment au maneton.

$$\vec{F_A} = \begin{pmatrix} X_A \\ y_A \\ 0 \end{pmatrix} \begin{matrix} \vec{X_0} \\ \vec{y_0} \\ Z_0 \end{matrix} \quad ; \quad \vec{m_A} = \vec{0}$$

AU POINT B :

la liaison est de type verrou donc :

$$\vec{F_B} \cdot \vec{Z} = 0 \qquad et \qquad m_B \cdot \vec{Z_1} = 0$$

l'axe de piston ne transmet pas de moment a la bielle :

$$\vec{F_B} = \begin{pmatrix} X_B \\ y_B \\ 0 \end{pmatrix} \begin{matrix} \vec{X_0} \\ \vec{y_0} \\ \vec{Z_0} \end{matrix} \quad ; \quad \vec{m_B} = 0$$

EQUATION SCALAIRES DE LA BIELLE :

La projection de l'equations vectorielles suivantes

$$\sum \overrightarrow{F_{ext}}/_{bielle} = M_B \cdot \overrightarrow{\gamma_{Gb}}$$

SUR :
- L'axe $\overrightarrow{X_o}$: $M_B \frac{L_1}{L} R\dot{\theta}^2 \sin\theta = X_A + X_B$
- L'axe $\overrightarrow{Y_o}$: $M_B [R\dot{\theta}(\dot{\varphi} - \dot{\theta} - \frac{L_1}{L}\dot{\varphi})\cos\theta + R\ddot{\varphi}(1 - \frac{L_1}{L})\sin\theta = Y_A + Y_B$
- L'axe $\overrightarrow{Z_o}$: $0 = 0$

La projection de l'aquation $\sum \overrightarrow{m}(F_{ext}/G) = \overrightarrow{\delta}(\text{bielle}/G)$ sur

L'axe : $0 = 0$

L'axe : $0 = 0$

L'axe : $-(L - L_1)(X_A \cos\varphi + Y_A \sin\varphi) + L_1 (X_B \cos\varphi + Y_B \sin\varphi) = \ddot{\varphi} C$

ETUDE DE VILEBREQUIN

Le vilebrequin transmet sous la forme du couple le travail produit par l'effort des gaz et le deplacement des pistons . Il est constitue des coudes (ou manivelles) en nombre egal au nombre des cylindres.

chaque coude se compose de deux bras relies par un maneton outour duquel tourne la tete de bielle;sur les vilebrequins de moteur a quatre cylindres en ligne il est de plus en plus frequent de disposer un tourillon forme la ligne d'arbre

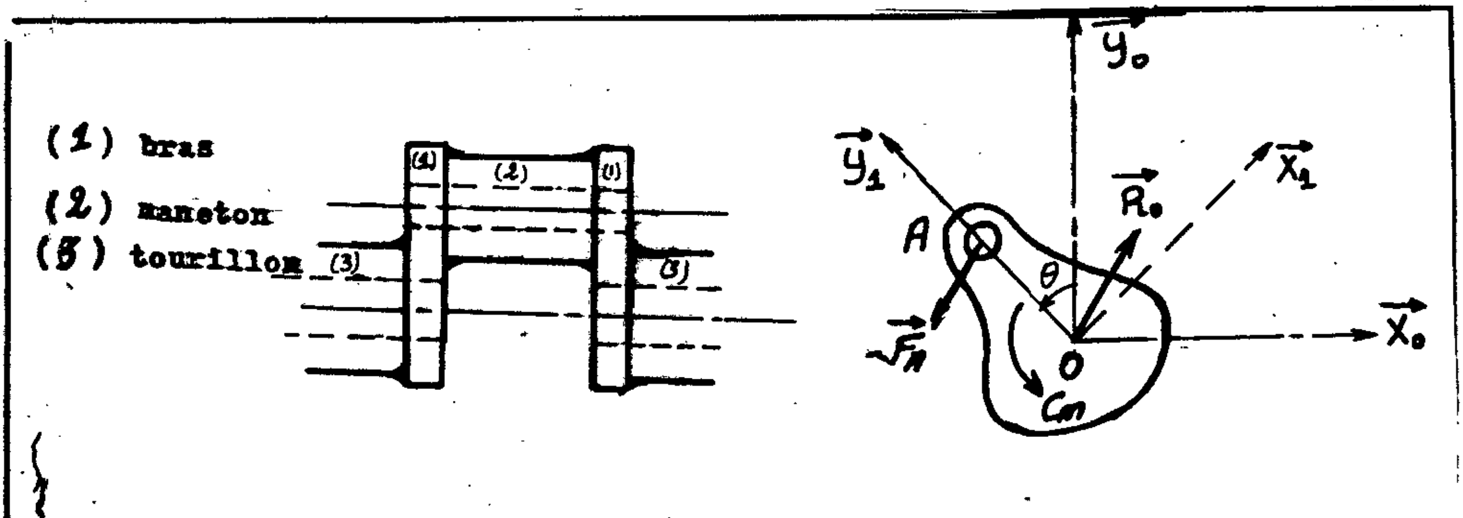


FIG 2-4

La figure 2-4 montre les differents elements constituant la manivelle (maneton, flasques avec contre poids et tourillon) .
Isolons la manivelle, elle est soumise aux actions suivantes :

- Action de la bielle sur la manivelle ($\vec{Fa}$)
- Reaction des paliers sur le tourillons ($\vec{Ro}$)

ETUDE DYNAMIQUE DE LA MANIVELLE

EQUATIONS VECTORIELLES FONDAMENTALES DE LA MANIVELLE :

$$\Sigma \overrightarrow{Fext} / manivelle = M_m \overrightarrow{\gamma} (G_m . manivelle / 0)$$

$$\Sigma \overrightarrow{M} (Fext / G_m) = \overrightarrow{\delta} \ (manivelle)_{G_m}$$

EQUATIONS SCALAIRES DE LA MANIVELLE :

- Projection de l'equation ( ) sur $(0.\overrightarrow{X_0}.\overrightarrow{Y_0}.\overrightarrow{Z_0})$

+ sur l'axe $\overrightarrow{X_0}$: $M_m \dot{\theta}^2 r \sin\theta = - X_A + X_0$
+ sur l'axe $\overrightarrow{Y_0}$: $- M_m \dot{\theta}^2 r \cos\theta = - Y_A + Y_0$
+ sur l'axe $\overrightarrow{Z_0}$: $0 = 0$

- projection de l'equation ( ) sur $(0.\overrightarrow{X_0}.\overrightarrow{Y_0}.\overrightarrow{Z_0})$

+ sur L'axe $\overrightarrow{X_0}$: $0 = 0$
+ sur l'axe $\overrightarrow{Y_0}$: $0 = 0$
+ sur l'axe $\overrightarrow{Z_0}$: $0 = (R+r)(X_A \cos\theta + Y_A \sin\theta) + r(X_0 \cos\theta + Y_0 \sin\theta) + C_m$

C_m : couple moteur s'exercant sur la manivelle

SYSTEME D'EQUATIONS

Le system final est un systeme de huit equations a huit inconnues

$$-X_B + X_C = 0$$

$$-y_B = y_P(\theta) + M_P\left[R\dot{\theta}(\dot{\varphi}-\dot{\theta})\cos\theta + R\ddot{\varphi}\sin\theta\right]$$

$$X_A + X_B = M_b \cdot \frac{L_1}{L} R\dot{\theta}^2\sin\theta$$

$$y_A + y_B = M_b\left[R\dot{\theta}\left(\dot{\varphi}-\dot{\theta}-\frac{L_1}{L}\dot{\varphi}\right)\cos\theta + R\ddot{\varphi}\left(1-\frac{L_1}{L}\right)\sin\theta\right]$$

$$-X_A + X_0 = M_m \cdot r\dot{\theta}^2\cos\theta$$

$$-y_A + y_0 = -M_m \dot{r}\dot{\theta}^2\cos\theta$$

$$(L-L_1)\cos\varphi\, X_A - (L-L_1)\sin\varphi\, y_A + L_1\cos\varphi\, X_B + L_1\sin\varphi\, y_B = \ddot{\varphi} C_m$$

$$(R-r)\cos\theta\, X_A + (R-r)\sin\theta\, y_A + r\cos\theta\, X_0 + r\sin\theta\, y_0 + C_{mt} = 0$$

Un traitement informatique simple permet de determiner les inconnues en fonction de l'angle vilebrequin

REMARQUE :

La resolution du system d'equations donne les composantes des forces dans le repere fixe $(0.\vec{X_0}, \vec{Y_0}, \vec{Z_0})$

CHAPITRE 3

EFFORS AU NIVEAU DE CHAQUE ELEMENT DANS LE REPERE CARTISIEN

CARATERISTEQUE DU MOTEUR F4L9I2

- Alesage : D= I00 mm
- Course : C= I20 mm
- Entr'Axe de bielle : L= 200 mm
- Rayon : R=C/2 = 60mm
- Rayon du manivelle : Rm = 60mm
- Masse du piston : Mp= 1650g
- Masse de la bielle : MB= I685 g
- Masse de la manivelle : Mm= 2800g
- Position du centre de gravite de la bielle : LI= I40mm
- Position du cenfre de gravite de la manivelle : r= 20mm
- Moment d'inertie Cm= 0.02095 kg.m²

DIAGRAMME DE PRESSION

Les diagrammes des figures (3-a,3-b) montrent l'evolution de la pression dans le cylindre en fonction de la rotation angulaire du vilebrequin pour N= I500 tr/mn et N= 2800 tr/mn

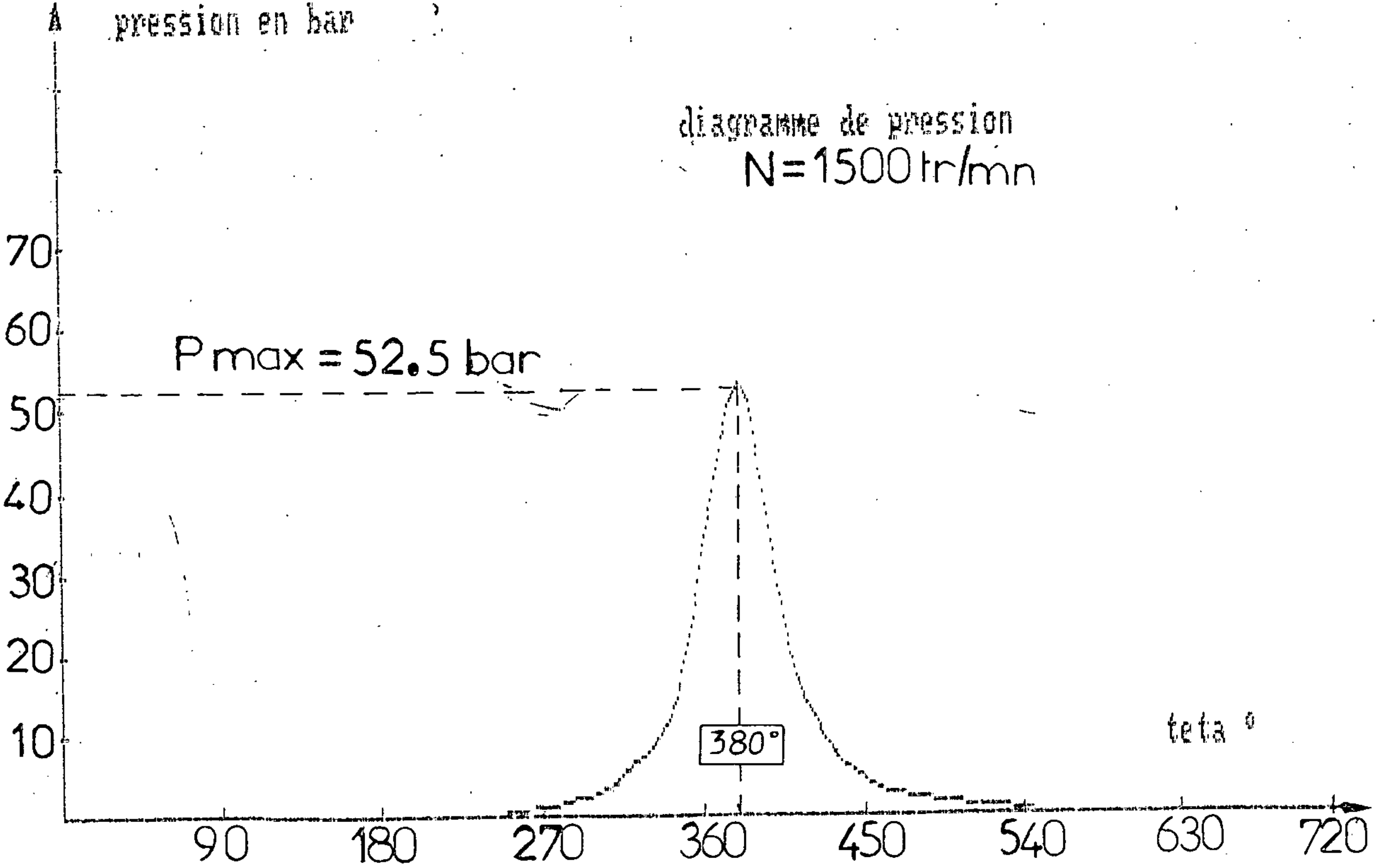

pression en bar
diagramme de pression
N=1500 tr/mn
Pmax = 52.5 bar
70
60
50
40
30
20
10
380°
teta °
90
180
270
360
450
540
630
720

Fig 3-a

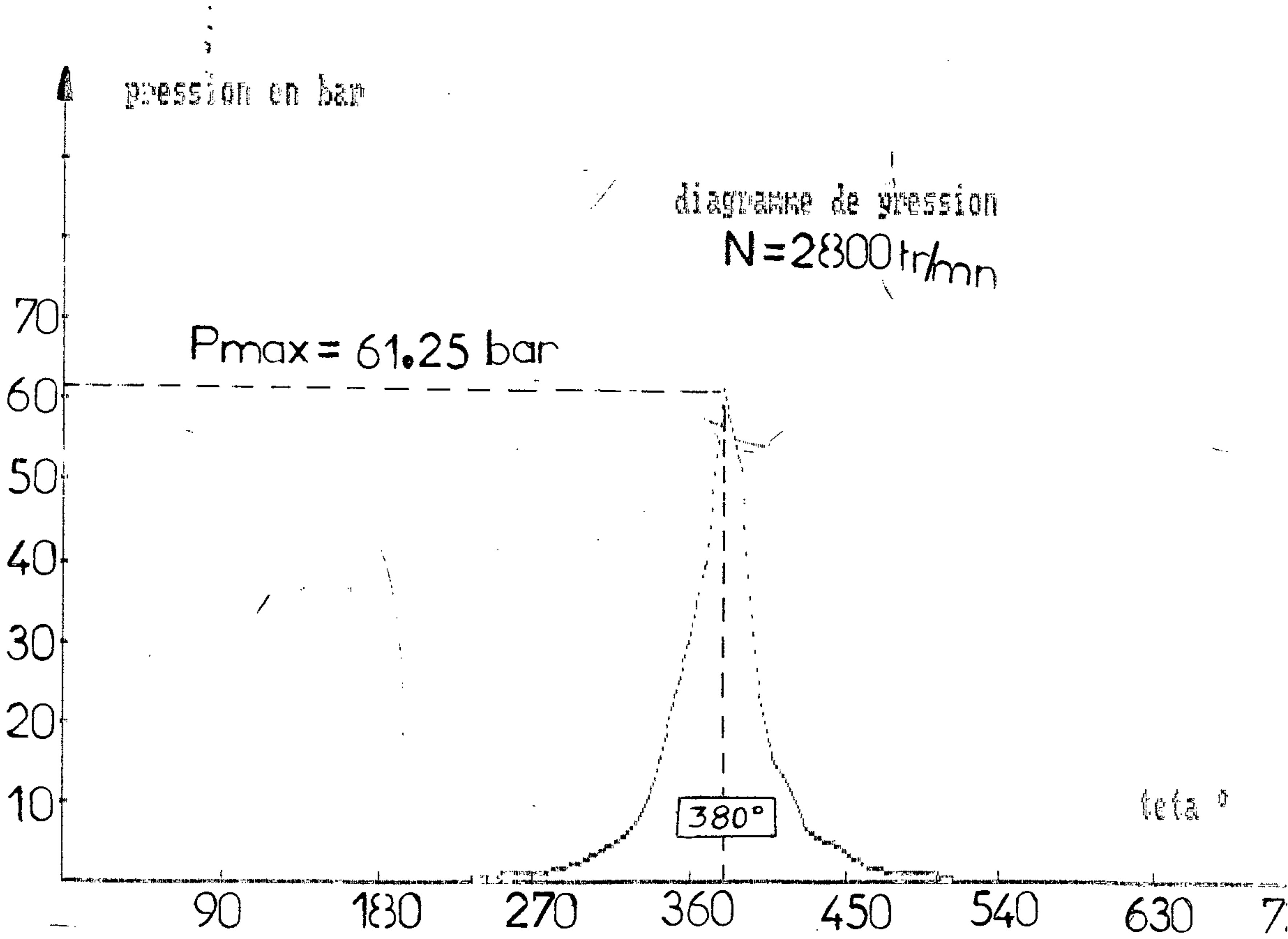

pression en bar
diagramme de pression
N=2800 tr/mn
Pmax= 61.25 bar
70
60
50
40
30
20
10
380°
teta °
90
180
270
360
450
540
630

Fig 3-b

3-I ETUDE DE L'EFFORT DE LA CHEMISE SUR LE PISTON

3-I-I MOTEUR MONOCYLINDRE " QUATRE TEMPS "

La direction de l'effort lateral de la chemise sur le piston $\vec{Fc}$ est parallele a l'axe $\vec{X_o}$ du repere fixe (0, $\vec{X_o}, \vec{Y_o}, \vec{Z_o}$)

$$\boxed{\vec{Fc} = Xc \cdot \vec{X_o}}$$

les figures (3-I, 3-2, 3-3, 3-4,) montrent l'evolution de l'effort de la chemise sur le piston a pleine charge et sans charge pour N = I 500Tr/mn et N = 2 800Tr/mn

A - PLEINNE CHARGE

L'effort $\vec{Fc}$ est periodique de periode 4π , il est compose de deux efforts antagonistes :

- L'effort du aux gaz de periode 4π , qui tend a pousser le piston sur la chemise dans le sens des $\vec{X_o}$ positifs; ce qui donne une reaction $\vec{Xc}$ de la chemise sur le piston negative sur $\vec{X_o}$
- L'effort du aux inerties de periode 2π , symetrique par rapport a $\theta = \pi$

ces deux efforts se composent et s'opposent au moment de la charge

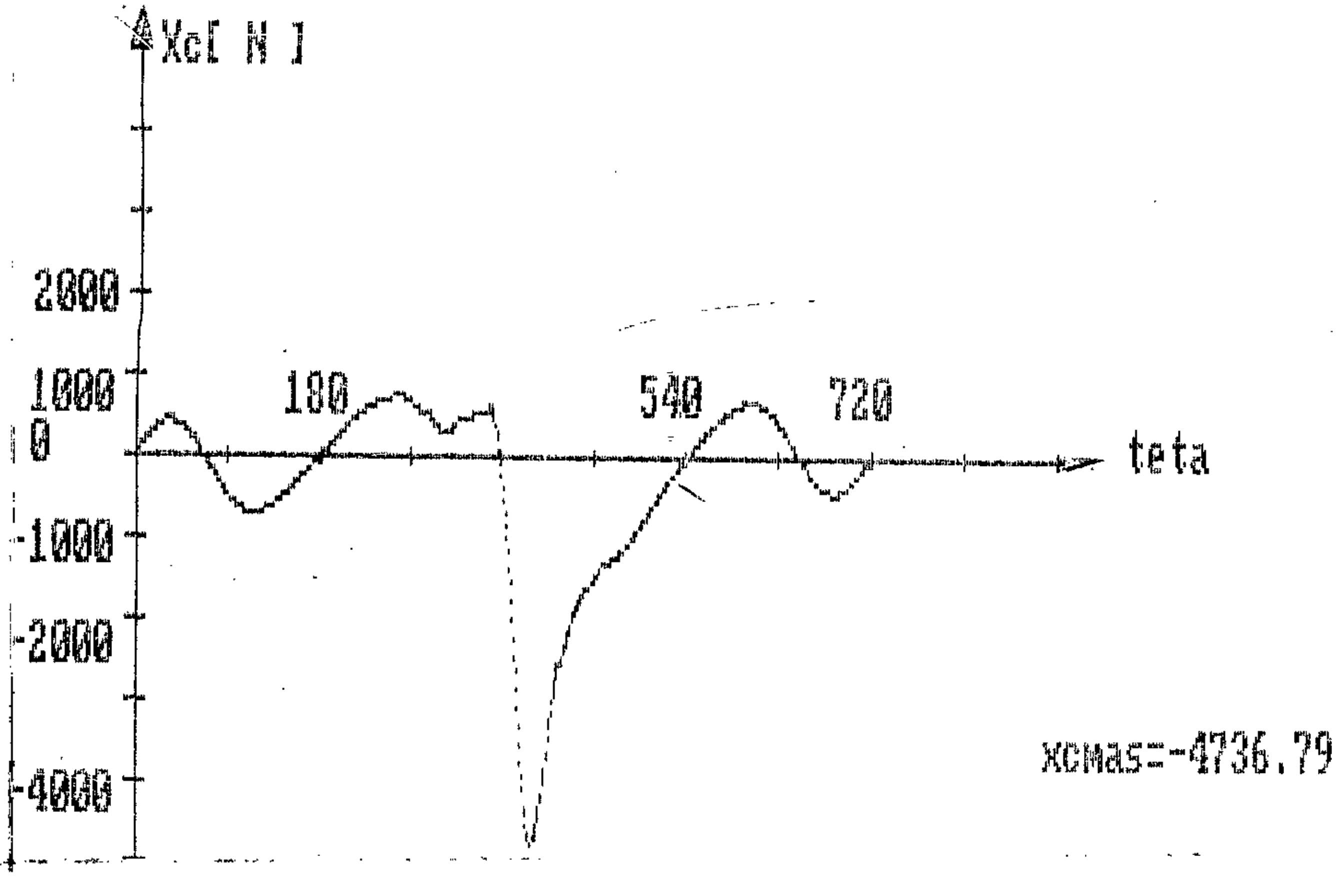
+ pour N = I 500Tr/mn, effort maximal (dû aux gaz) = -4736.79 N pour $\theta = 388°$

+ pur N = 2 800Tr/mn, effort maximal (dû aux inerties) = -4185.8N pour $\theta = 389°$

On remarque que pour N= 2800Tr/mn ,ce n'est pas l'effort du aux gaz qui engendre l'effort lateral maximal . au vaut - 4130.9 N pour $\theta = 388°$

effort lateral de la chemise sur le piston
pour N=1500 tr/mn en (pleine charge)

FIG 3-I



effort lateral de la chemise sur le piston
pour N=1500 tr/mn en (sans charge)

FIG 3-2

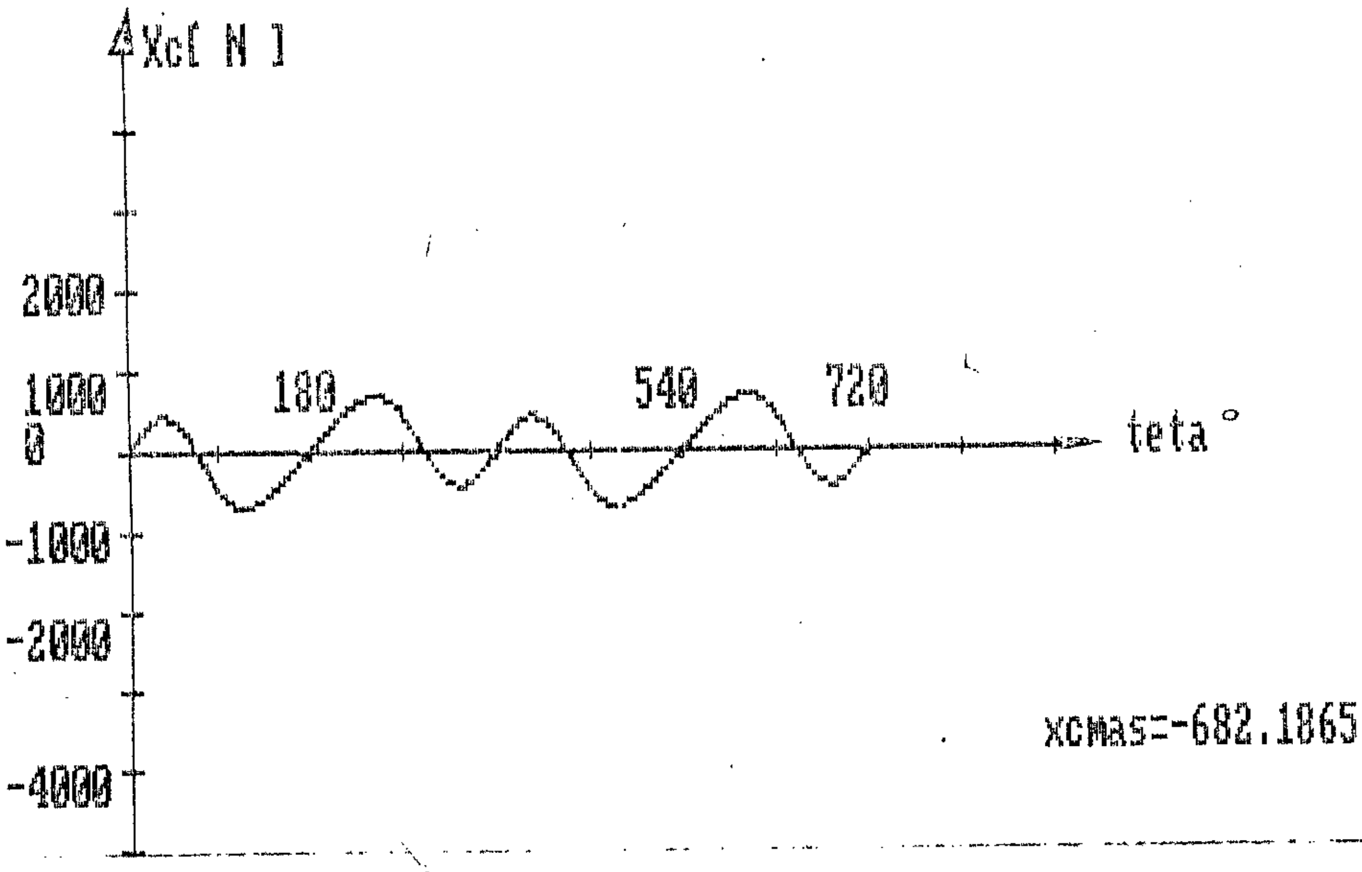


FIG 3-3

effort lateral de la chemise sur le piston
pour N=2800 tr/mn en (pleine charge)

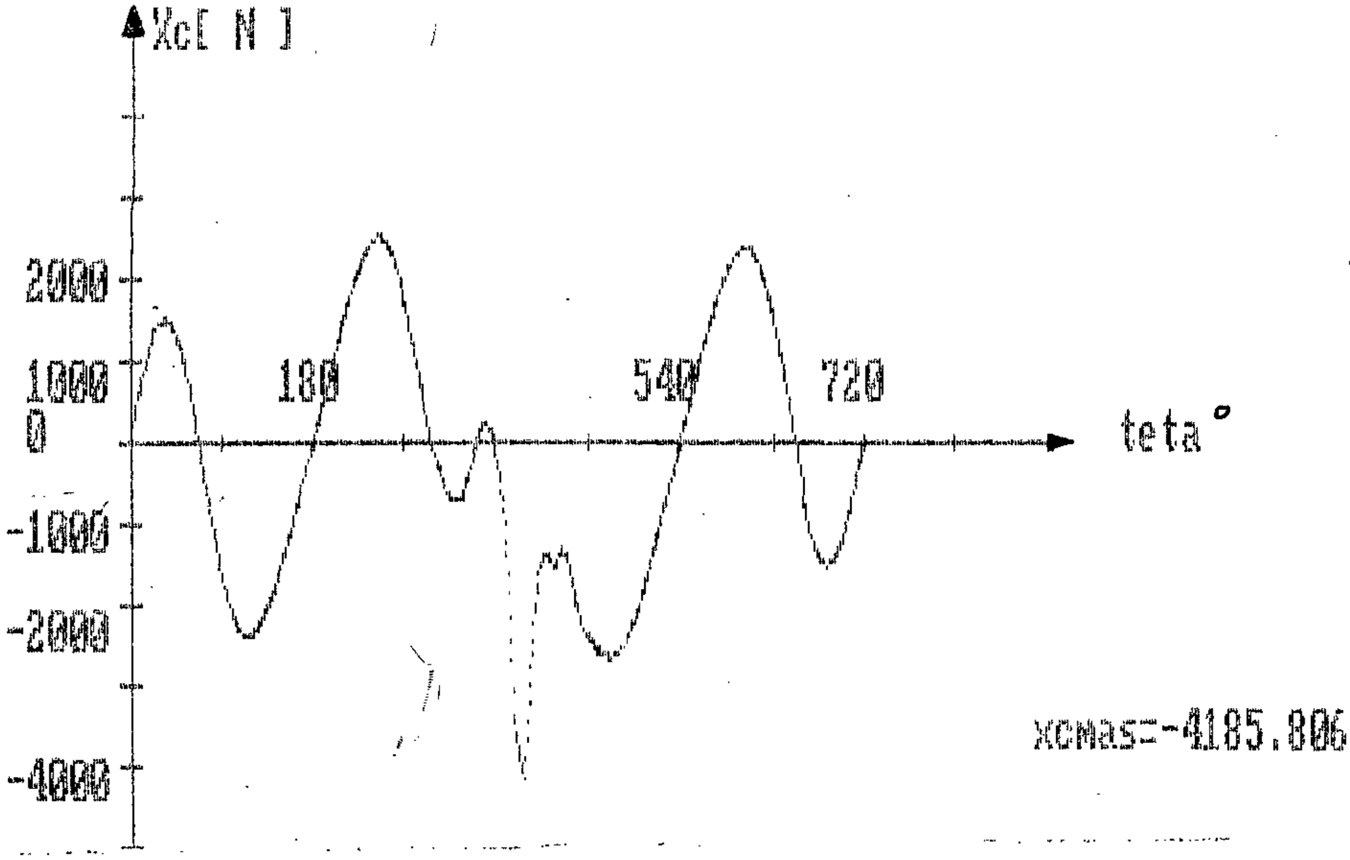
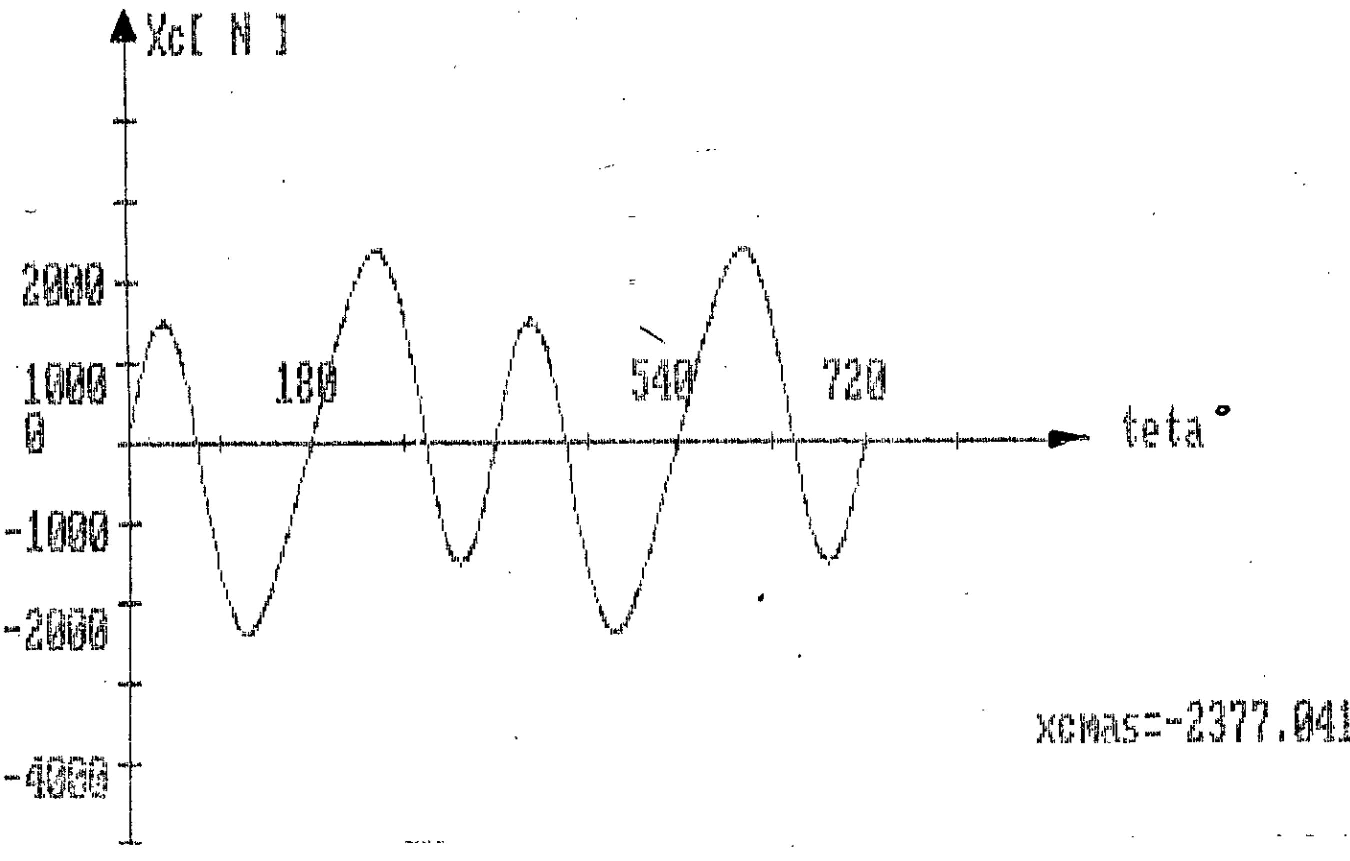


FIG 3-4

effort lateral de la chemise sur le piston
pour N=2800 tr/mn en (sans charge)



B - SANS CHARGE

L'effort est periodique de periode , symetrique pa rapport a c'est effort uniquement dû aux inerties .

+ pour N = I 500 tr/mn, effort maximal = -682.I8 N POUR θ = II6)
= +682.I8 N POUR θ = 244

+ pour N = 2 800 tr/mm, effort maximal = -2377.04 N POUR θ = II6
= +2377.04 N POUR θ = 244

3 - I - 2 MOTEUR QUATRE CYLINDRES EN LIGNE " QUATRE TEMPS "

Quelle que soit la disposition choisie , le moteur polycylindre peut etre considere comme resultant de l'assemblages d'un nombre plus ou moins grand de monocylindres .

En ce qui concerne la cinematique de l'embiellage , les resultants qui precedent sont applicables ou polycylindre . les efforts des forces deja etudiees se composent pour les divers cylindre .
Dans le but d'obtenir la meilleure regularite de couple possible .
On s'efforce en pratique de realiser l'equidistance des cycles relatifs aux differents cylindres , ce qui impose de caler les differents coudes du vilebrequin selon un même angle δ , pour un moteur n cylindres nous avons donc :

- $\delta = \frac{4\pi}{n}$ si le cycle est a quatre temps
- $\delta = \frac{2\pi}{n}$ si le cycle est a deux temps .

pour connaitre la resultante des efforts en moteur " n " cylindres en ligne , il suffit de composer les forces Fc du moteur monocylindre avec un dephasage ($4\pi/n$).

pour moteur quatre cylindres " quatre temps " :

Fc (θ) = Fc (θ) + ($\theta+\pi$) + Fc ($\theta+2\pi$) + Fc ($\theta+3\pi$)

Les figures (3-5a, 3-5b, 3-6, 3-7) representent respectivement l'evolution de l'effort lateral resultant des chemises sur les pistons en fonction de l'angle vilebrequin pour N = I 500 tr/mn et N = 2 800 tr/mn a plein charge et sans charge .

A - PLEINE CHARGE

L'effort est periodique de periode π .

+ pour N = I 500 tr/mn , effort maximal (dû aux gaz) = -3551.82 N
  pour θ = 28 °
+ pour N = 2 800 tr/mn, effort maximal (dû aux inerties) = -6225.I7N
  pour θ = I33 °

B - SANS CHARGE

C'est effort uniquement dû aux inerties , il est periodique de periode π , symetrique par rapport a $\pi/2$

+ pour N = I 500 tr/mn , effort maximal = I945.2 N pour θ = 46 °
  = -I945.2 N pour θ = I34 °
+ pour N = 2 800 tr/mn , effort maximal = 6770.58N pour θ = 47 °
  = -6770.58N pour θ = I34 °

FIG 3-5a

effort lateral de la chemise sur le piston
pour N=1500 tr/mn en (pleine charge)

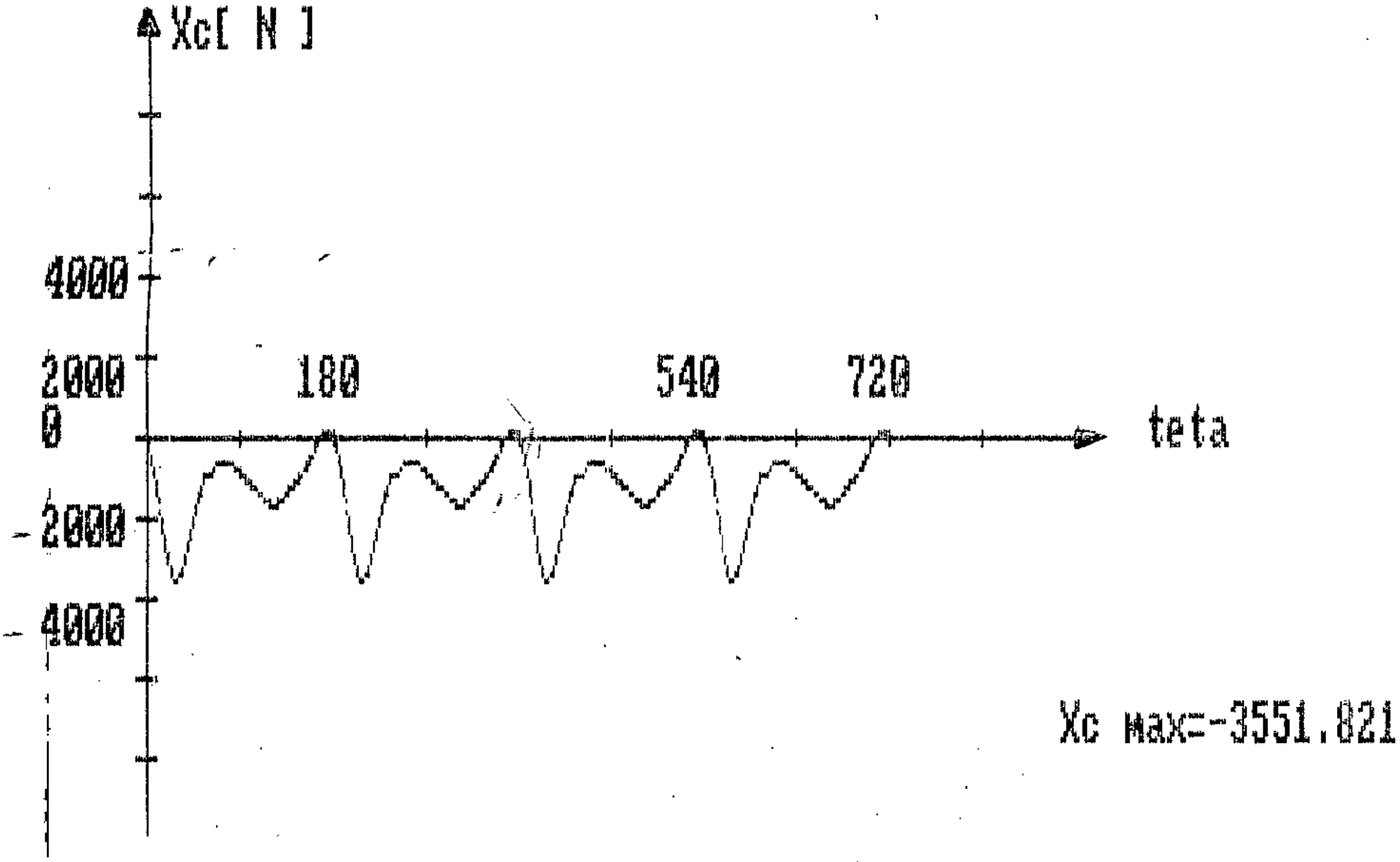


FIG 3-5b

effort lateral de la chemise sur le piston
pour N=1500 tr/mn en (sans charge)

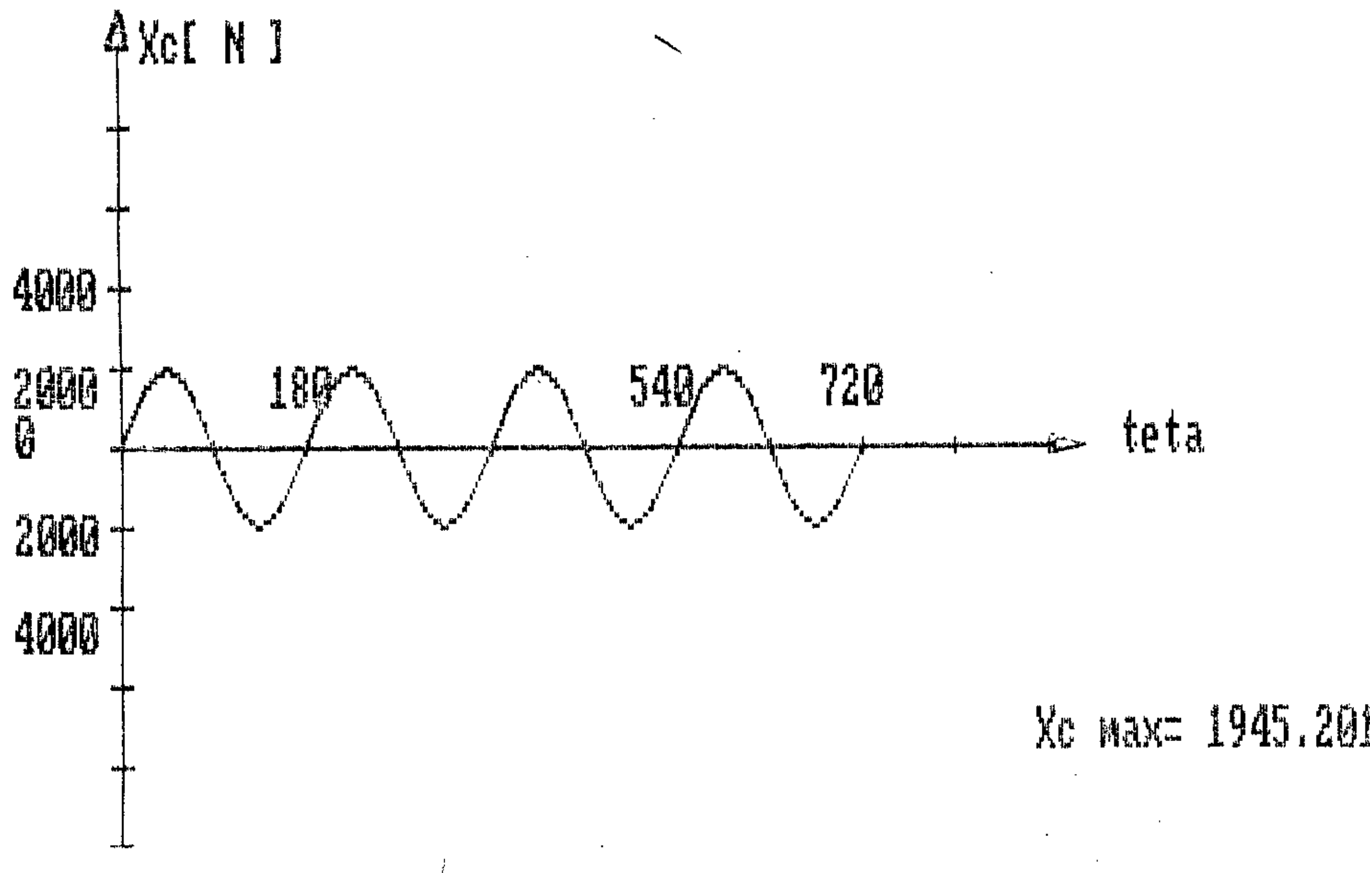
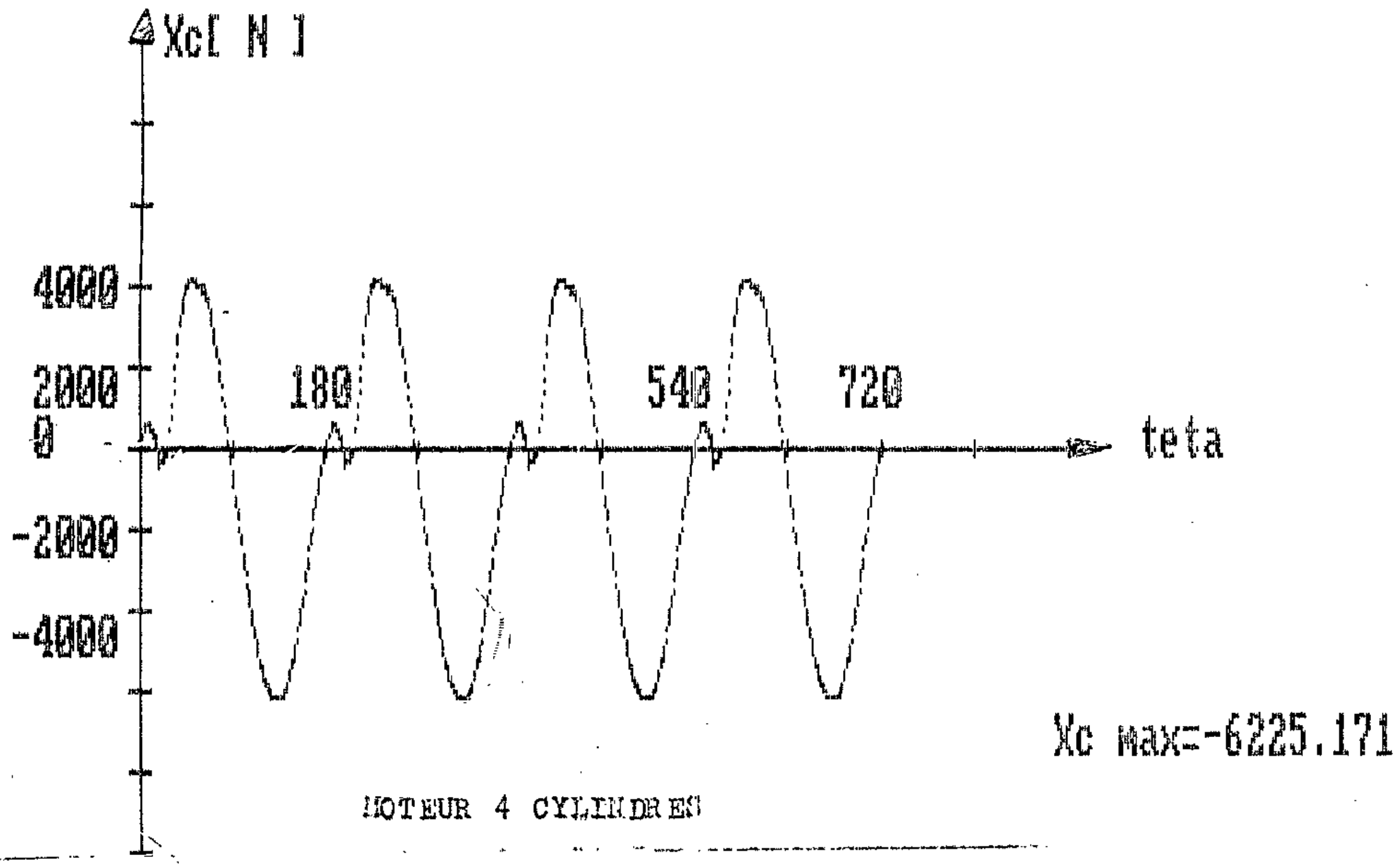


FIG 3-6

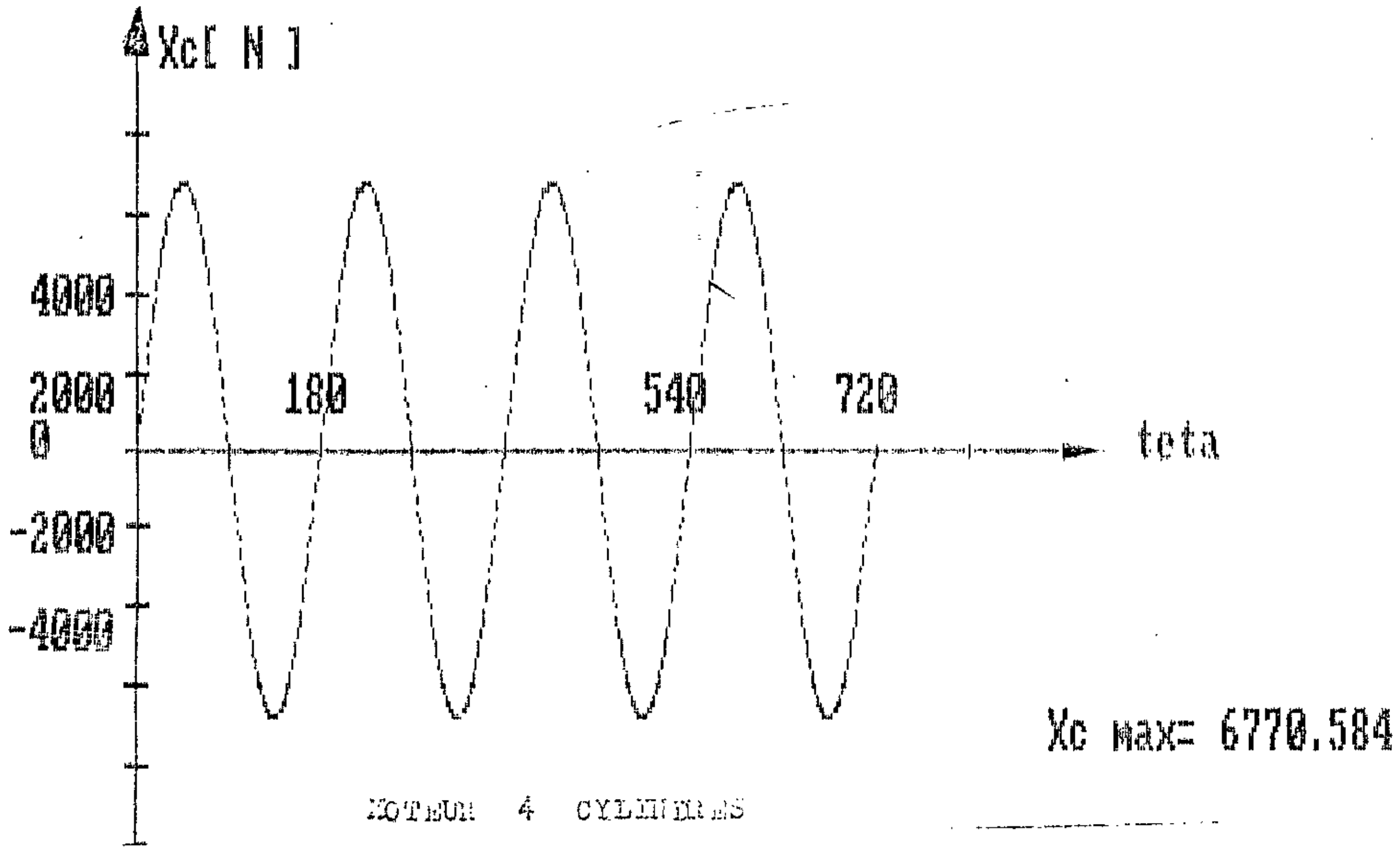
effort lateral de la chemise sur le piston
pour N=2800 tr/mn en (pleine charge)



MOTEUR 4 CYLINDRES

FIG 3-7

effort lateral de la chemise sur le piston
pour N=2800 tr/mn en (Sans charge)



MOTEUR 4 CYLINDRES

3.2 ETUDE DE L'EFFORT DANS L'AXE DE LA BIELLE Fa SUR L'AXE Yi

La projection de l'effort $\vec{Fa}$ sur l'axe Yi du repere ($\vec{Xi}, \vec{Yi}, \vec{Zi}$) donne :

$$\boxed{\vec{Fa}\;\vec{Yi} = - Xa \; SIN\theta + Ya \; COS\theta}$$

Sur les figures (3-8, 3-9, 3-10, 3-11) on trace l'evolution de l' effort dans l'axe de la bielle " $\vec{Fa}$ " sur Yi pour N= 1500 tr/mn et N= 2800 tr/mn , a pleine charge et sans charge

A - PLEINE CHARGE

L'effort est periodique de periode 4π il est compose de deux efforts antagonistes

- L'effort du aux gaz de periode 4π
- L'effort du aux inerties de periode 2π symetrique par rapport a $\theta = \pi$

+ Pour N= 1500 tr/Mn effort maximal (du aux gaz)= 32459.82 N pour $\theta = 379°$
+ Pour N= 2800 tr/mn effort maximal(du aux inerties)= 25648.2 N pour $\theta = 379°$

On remarque que pour N= 2800 tr/mn , ce n'est pas l'effort dû aux gaz qui engendre l'effort dans l'axe de la bielle maximal , au moment de l'explosion , l'effort maximal dû aux gaz ne vaut que 25649.2 N pour $\theta = 379°$

B - SANS CHARGE

L'effort est periodique de periode 2π, symetrique par rapport a $\theta = \pi$

+ Pour N= 1500 tr/Mn , effort maximal = -5963.709 N pour $\theta = 0°$
  = -5963.709 N pour $\theta = 360°$
+ Pour N= 2800 tr/mn , effort maximal = -20780.21 N pour $\theta = 0$
  = -20780.21 N pour $\theta = 360°$

FIG 3-8 effort dans l axe de la bielle Fa sur Y1
pour N=1500 tr/mn (pleine charge)

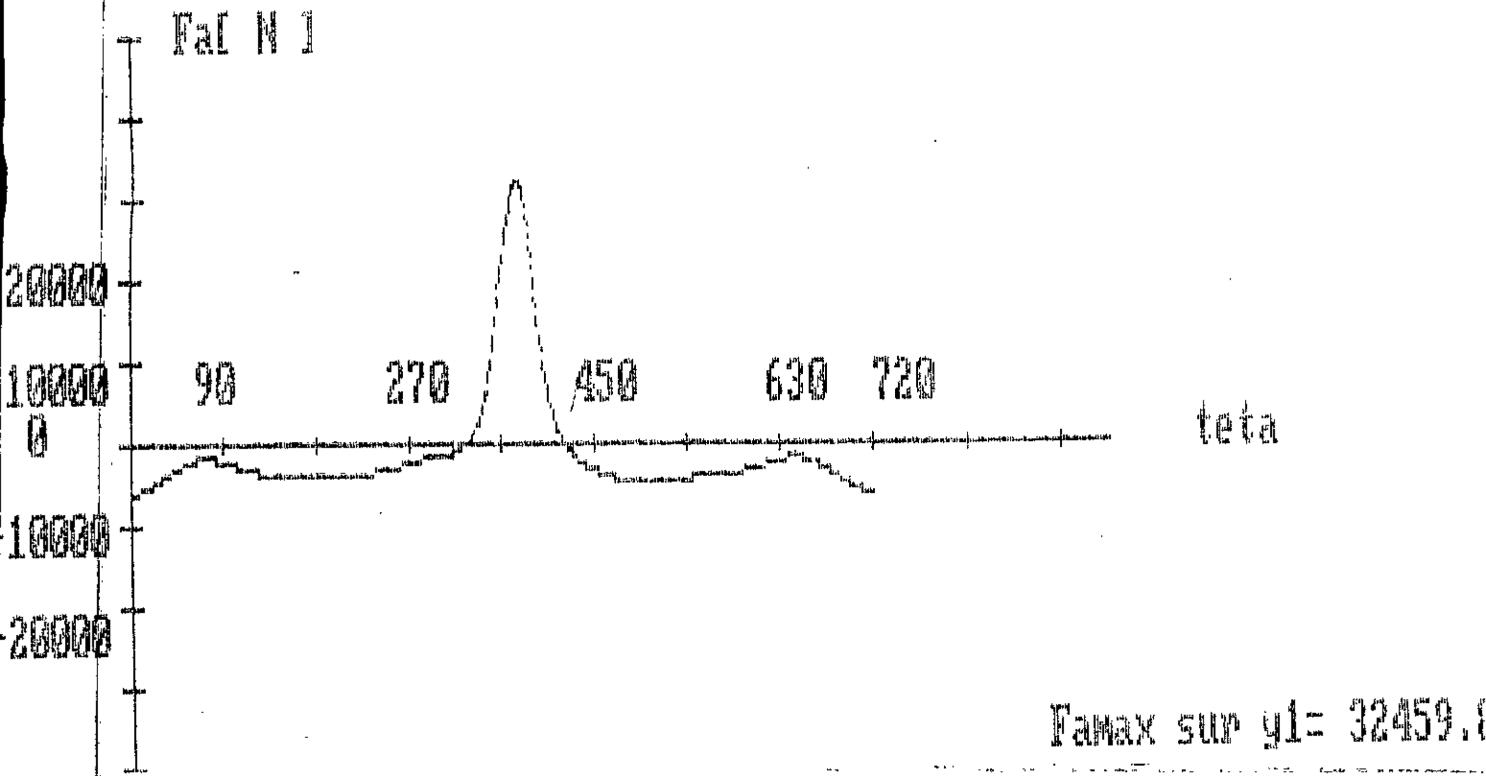


FIG 3-9 effort dans l axe de la bielle Fa sur Y1
pour N=1500 tr/mn (sans charge)

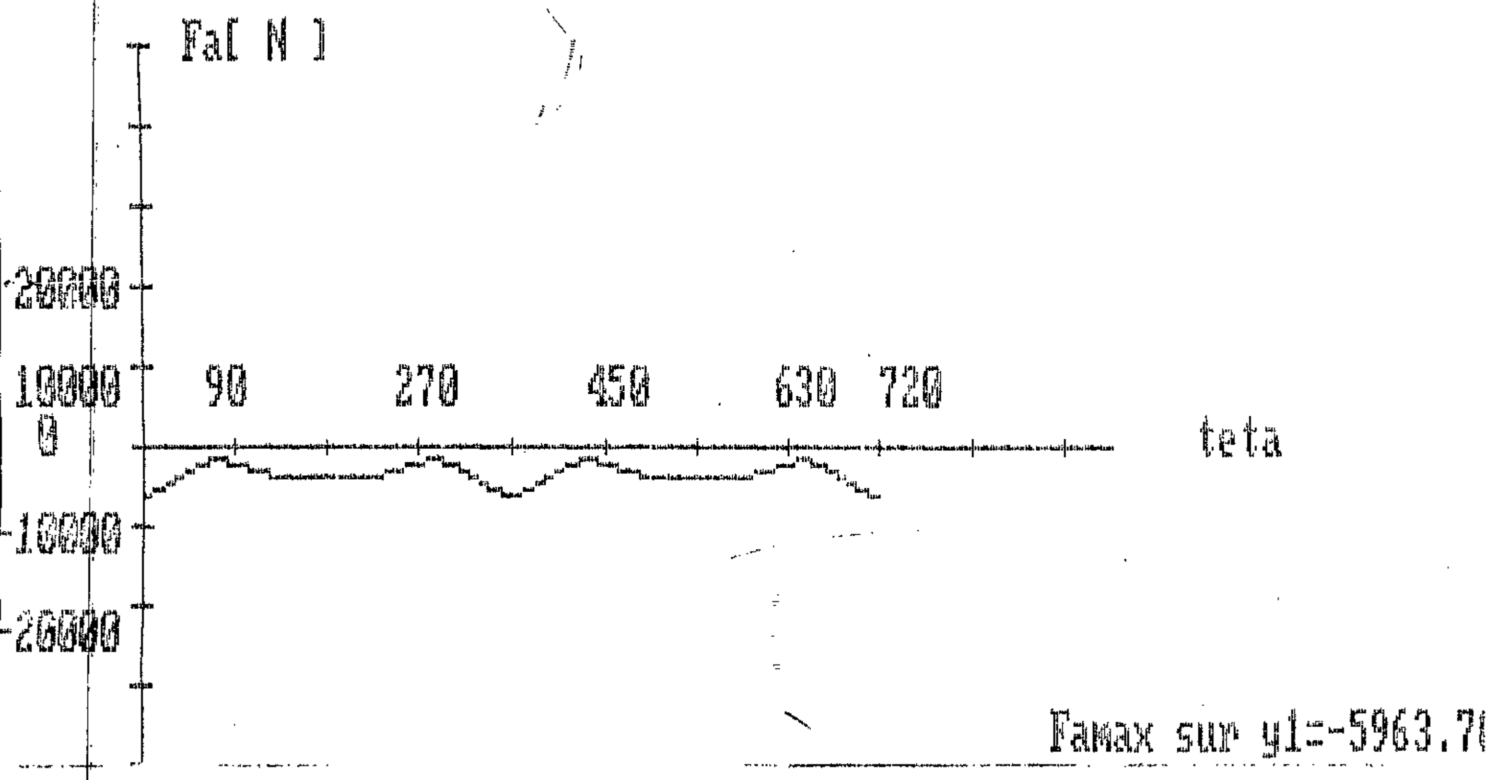


FIG 3-10 effort dans l axe de la bielle Fa sur Y1
pour N=2800 tr/mn (sans charge)

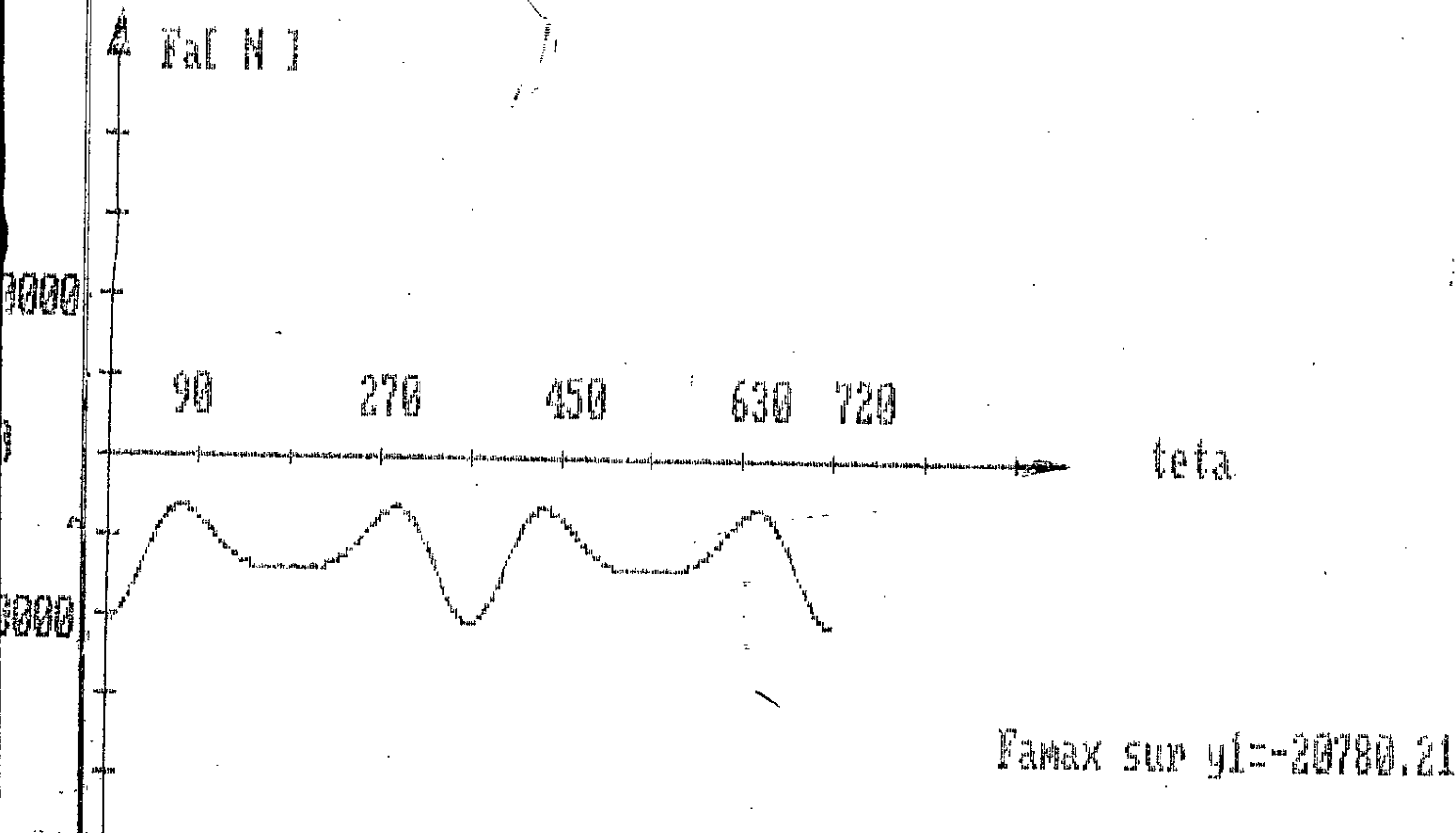
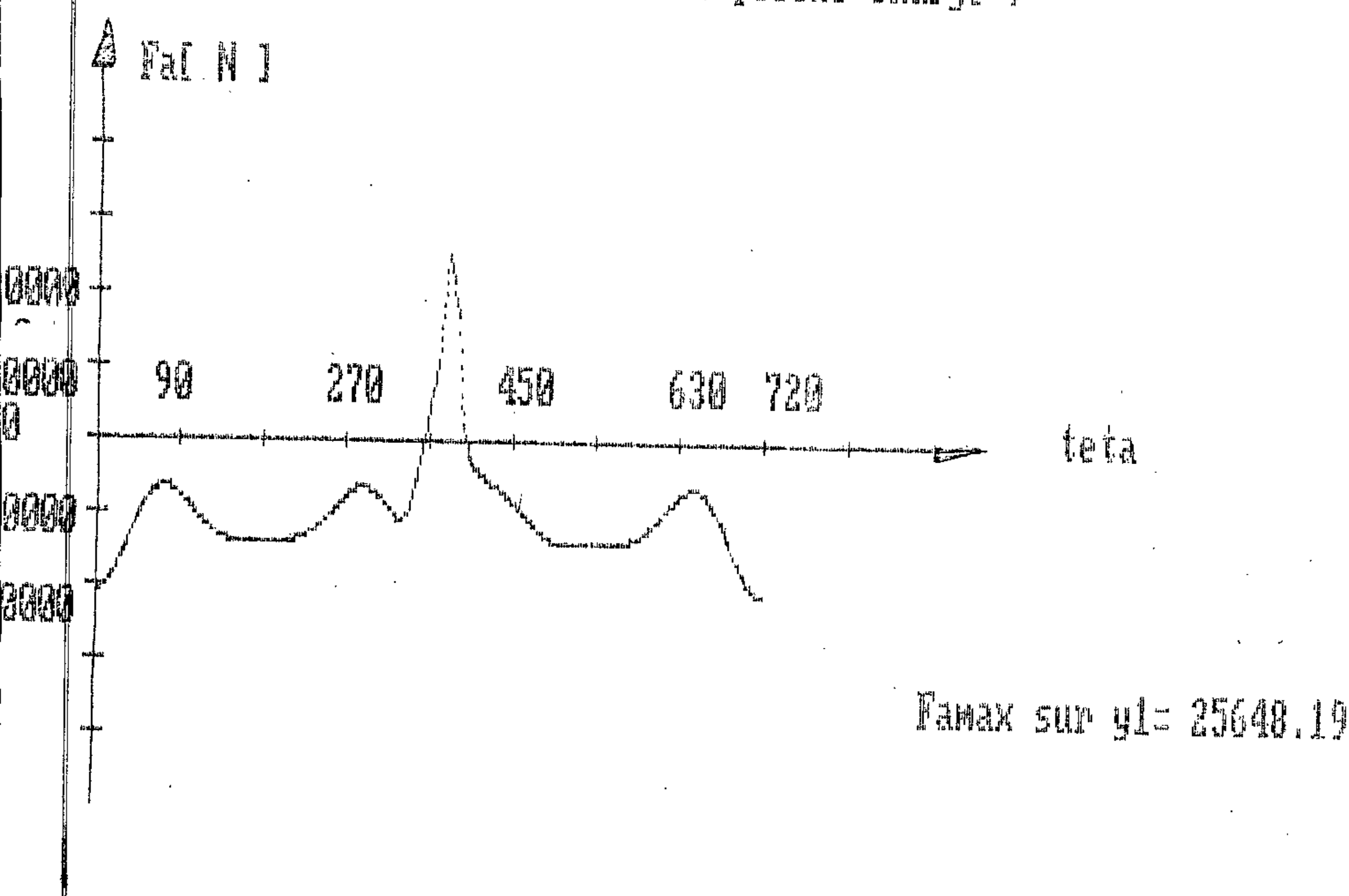


FIG 3-11 effort dans l axe de la bielle Fa sur Y1
pour N=2800 tr/mn (pleine charge)



3 - 3 ETUDE DE L'EFFORT AU NIVEAU DE L'AXE DE PISTON " $\vec{Fb}$ " SUR $\vec{Y2}$

La projection de l'effort " $\vec{Fb}$ " sur l'axe $\vec{Y2}$ du repere (B, $\vec{X2}$, $\vec{Y2}$, $\vec{Z2}$) donne :

$$\boxed{\vec{Fb}\ \vec{Y2} = - Xb \sin\varphi + Yb \cos\varphi}$$

Sur les figures (3-I2, 3-I3, 3-I4, 3-I5) on trace l'evolution de l'effort au niveau de l'axe du piston " $\vec{Fb}$ " sur $\vec{Y2}$ pour N = I 500tr/mn et N = 2 800 tr/mn a pleine charge et sans charge .

A - PLEINE CHARGE

L'effort " $\vec{Fb}$ " est periodique de periode 4π , il est compose de deux effort antagonistes :

- L'effort dû aux gaz de periode 4π .
- L'effort dû aux inerties de periode 2π, symetrique par rapport a $\theta = \pi$

  + Pour N = I 500 tr/mn , effort maximal (dû aux gaz) = 38877.04N
  pour $\theta = 382°$
  + Pour N = 2 800 tr/mn, effort maximal (dû aux inerties) = 3805156
  pour $\theta = 379°$

B - SANS CHARGE

L'effort est periodique de periode 2π , symetrique par rapport a $\theta = \pi$, c'est effort uniquement dû aux inerties .

+ pour N = I 500 tr/mn, effort maximal = -3207.269N pour $\theta = 0°$
= -3207.269N pour $\theta = 360°$
+ pour N = 2 800 tr/mn, effort maximal = -III75.55N pour $\theta = 0°$
= -III75.55N pour $\theta = 360°$

FIG 3-12 effort au niveau de l axe de piston Fb sur Y2
pour N= 1500 tr/mn (pleine charge)

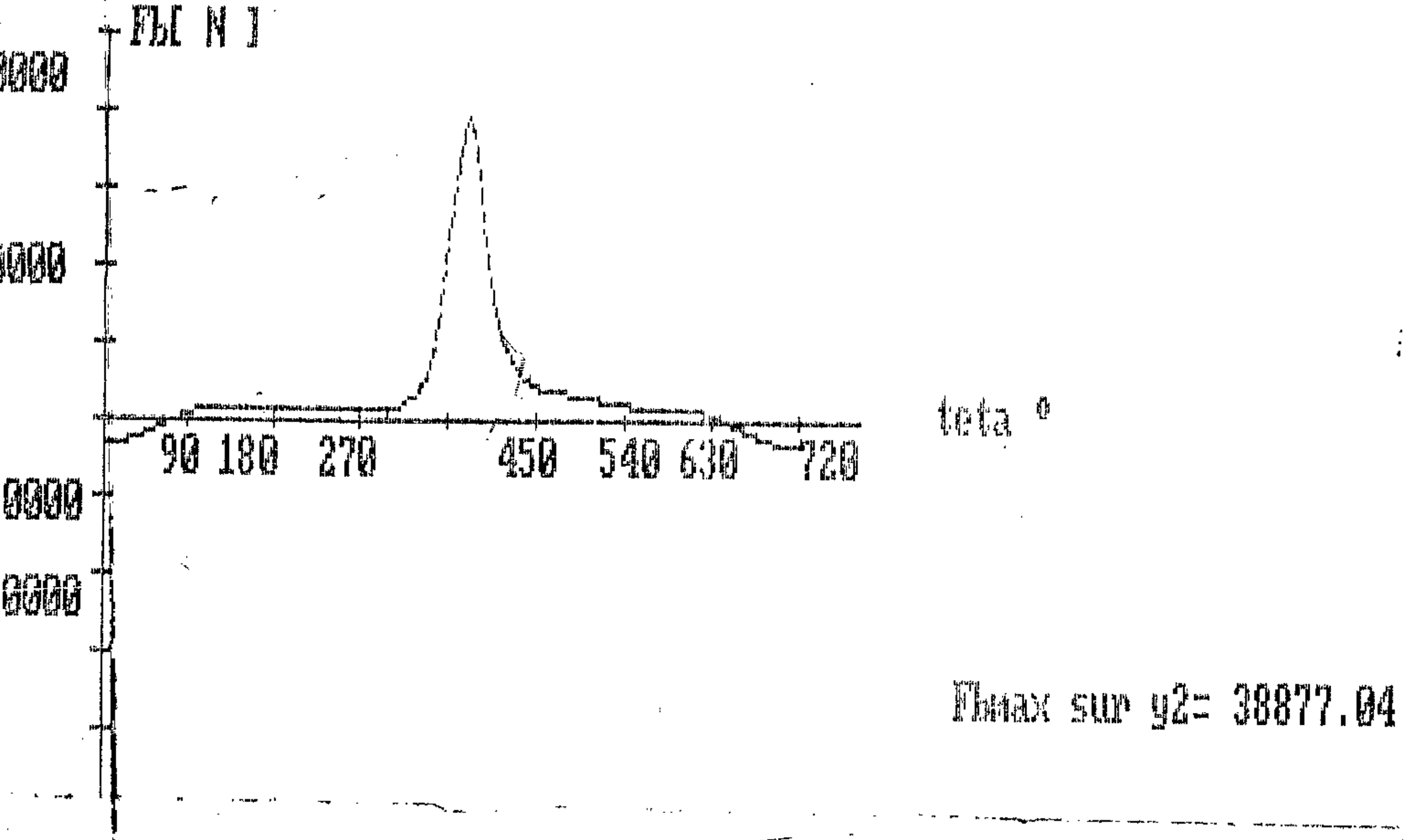


FIG 3-13 effort au niveau de l axe de piston Fb sur Y2
pour N= 1500 tr/mn (sans charge)

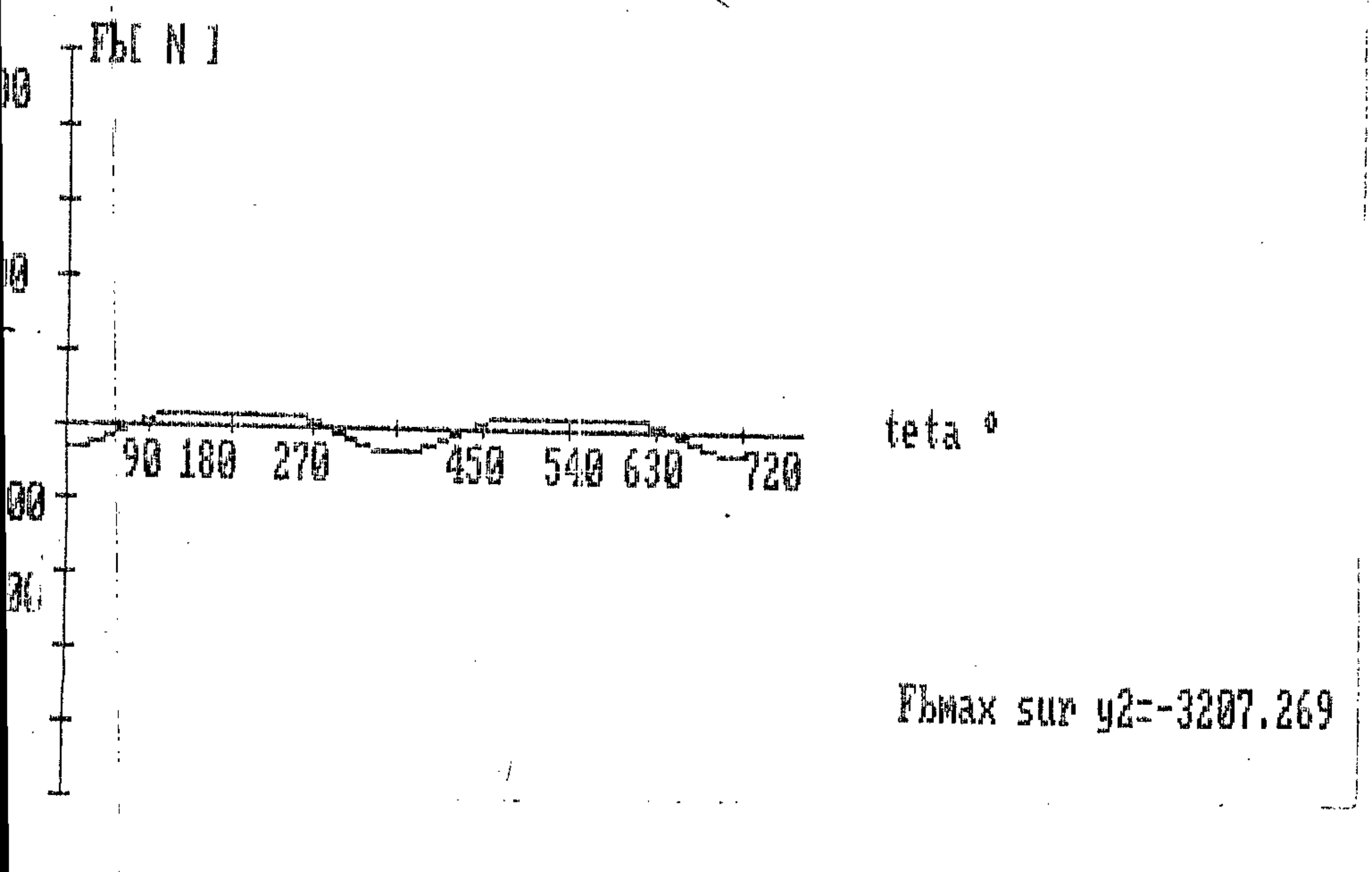
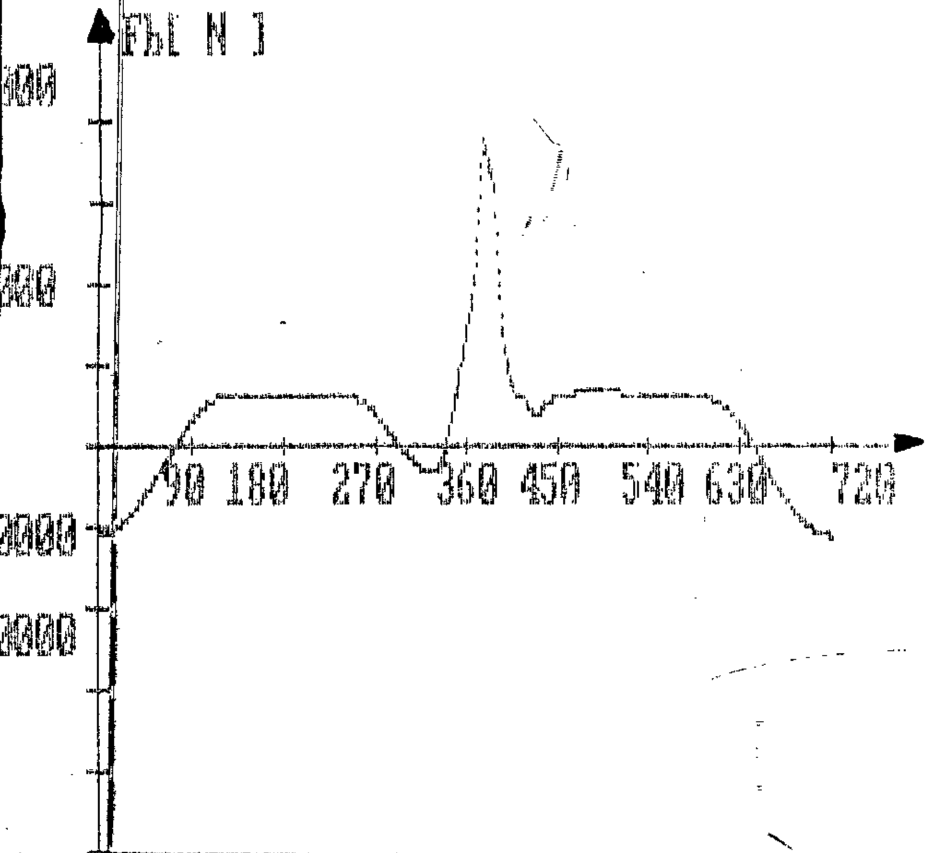


FIG 3-14

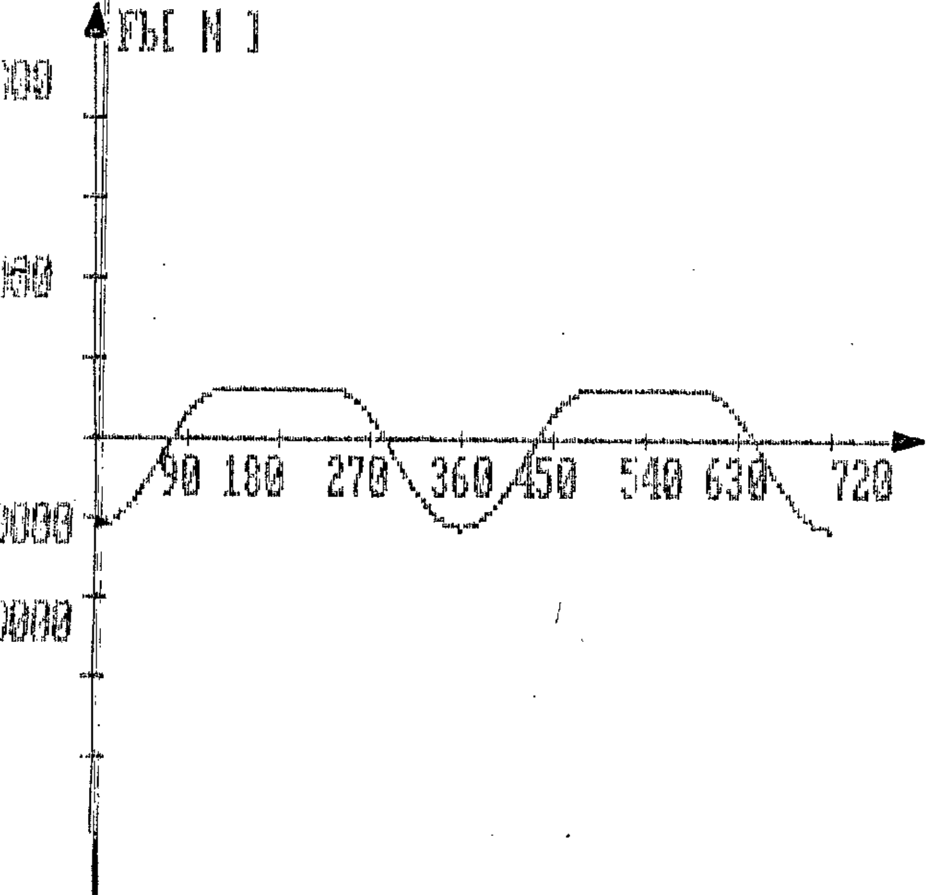
effort au niveau de l axe de piston Fb sur Y2
pour N= 2000 tr/mn (pleine charge)



Fbmax sur y2= 38051.36

effort au niveau de l axe de piston Fb sur Y2
pour N= 2000 tr/mn (sans charge)

FIG 3-15



Fbmax sur y2=-11175.55

3 - 4 ETUDE DE L'EFFORT AU NIVEAU DES TOURILLONS " $\vec{Fo}$ " SUR $\vec{Y1}$

Les figures (3-I6, 3-I7, 3-I8, 3-I9) representent respectivement l'evolution de l'effort au niveau des tourillons " $\vec{Fo}$ " sur $\vec{Y1}$ en fonction de l'angle vilebrequin pour N = I 500 tr/mn et N = 2 800 a pleine charge et sans charge .

A - PLEINE CHARGE

L'effort est periodique de periode 4π , il est compose de deux efforts antaginistes :

- L'effort dû aux gaz de periode 4π
- L'effort dû aux inerties de periode 2π

+ pour N = I500 tr/mn, effort maximal (dû aux gaz) = 32076.08 N

pour $\theta = 379°$

+ pour N = 2800tr/mn, effort maximal (dû aux inerties) = -25594.83

pour $\theta = 0°$

B - SANS CHARGE

L'effort est uniquement dû aux inerties , il est periodique de periode 2π , symetrique par rapport a $\theta = \pi$

+ pour N = I500 tr/mn, effort maximal = -7345.453N pour $\theta = 0°$

= -7345.453N pour $\theta = 360°$

+ pour N = 2800 tr/mn, effort maximal = -25594.83N pour $\theta = 0°$

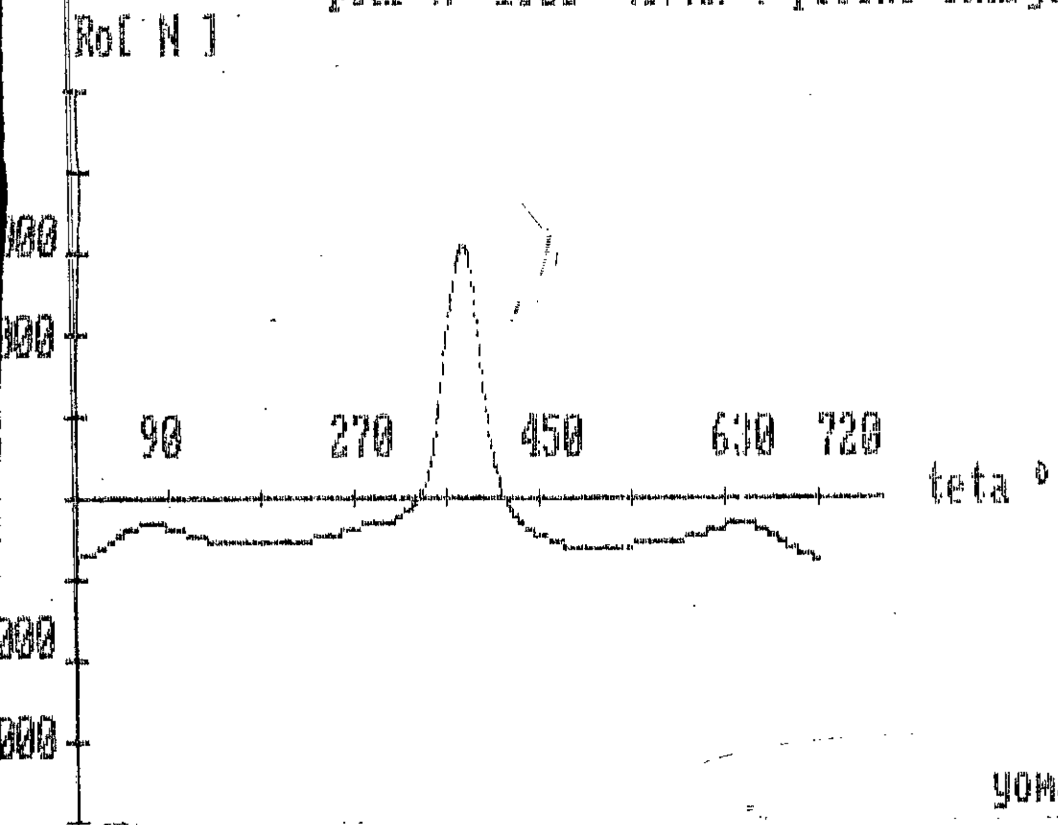
= -25594.83N pour $\theta = 360$

On remarque que pour N= 2800 tr/mn ,ce n'est pas l'effort dû aux gaz qui engendre l'effort au niveau des tourillons maximal , au moment de l'explosion,l'effort maximal dû au gaz ne vaut que 20833.57 pour θ=379°

LA RELATION DE " $\vec{Fo}$ " SUR $\vec{Y1}$ EST :

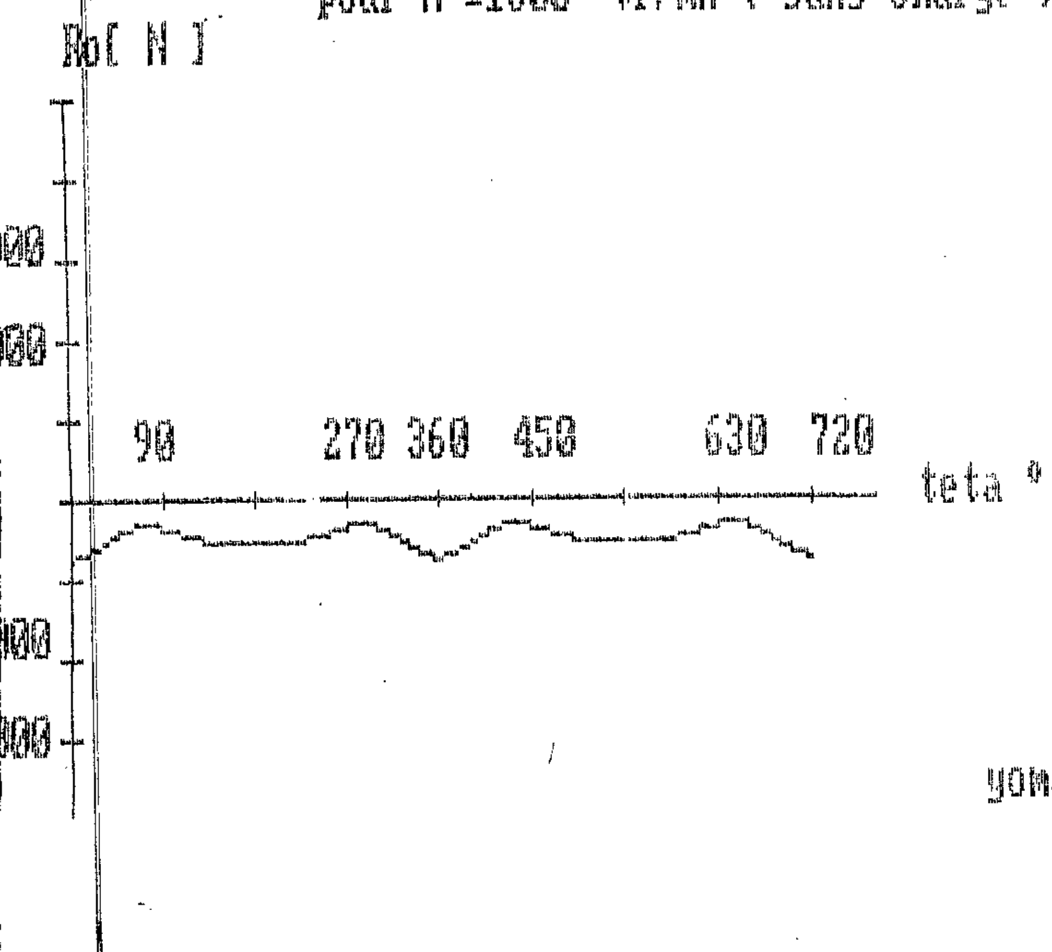
$$\boxed{Fo\ Y1 = -\ Xo\ \sin\theta + Yo\ \cos\theta}$$

effort au niveau des tourillons Ro sur Y1
FIG 3-I6 pour N =1500 tr/mn (pleine charge)

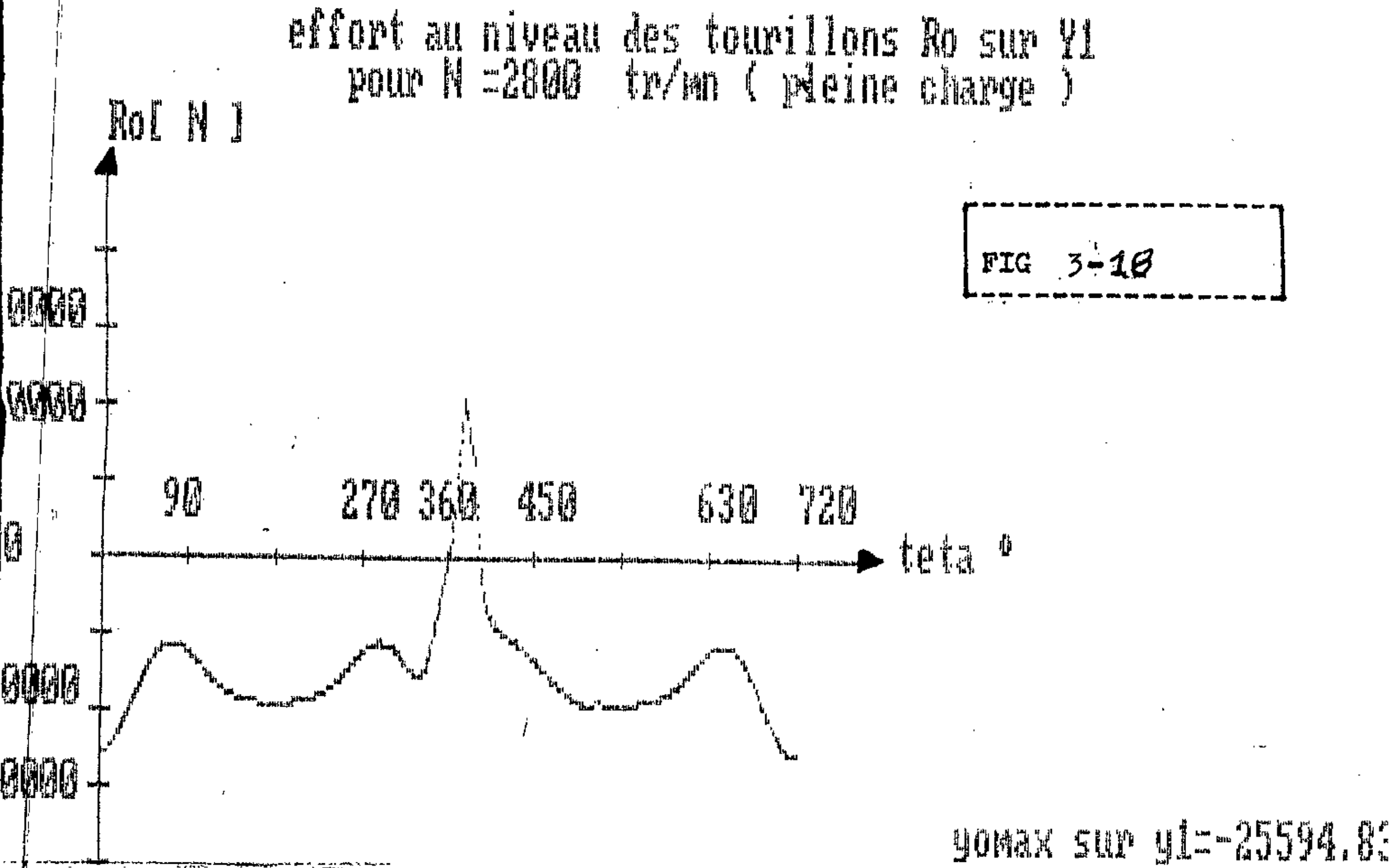


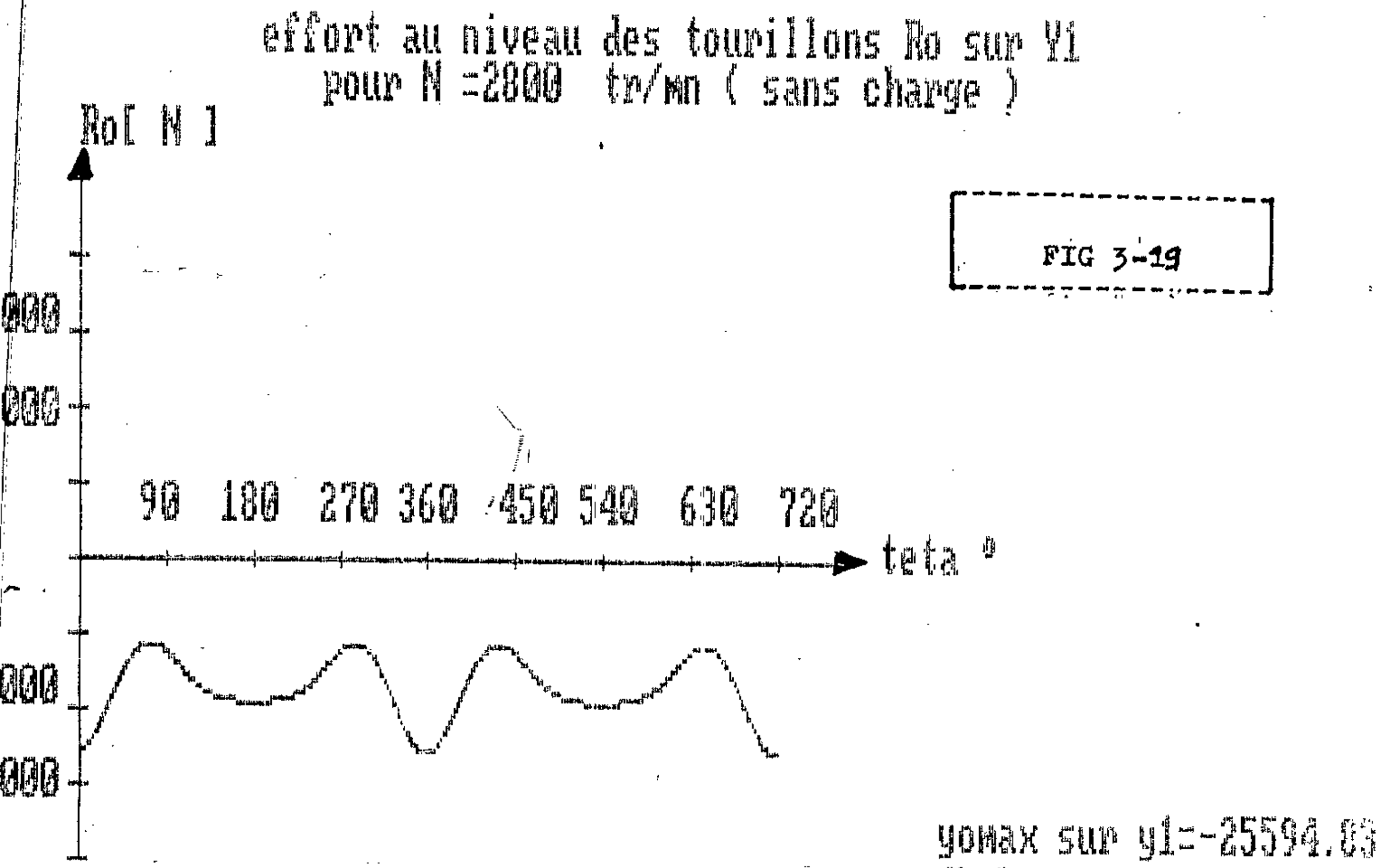
yomax sur y1= 31078.08

effort au niveau des tourillons Ro sur Y1
FIG 3-I7 pour N =1500 tr/mn (sans charge)



yomax sur y1=7345.453


effort au niveau des tourillons Ro sur Y1
pour N =2800 tr/mn (pleine charge)
Ro[N]
FIG 3-18
90
270 360 450
630 720
teta °
yomax sur y1=-25594.83


effort au niveau des tourillons Ro sur Y1
pour N =2800 tr/mn (sans charge)
Ro[N]
FIG 3-19
90 180 270 360 450 540 630 720
teta °
yomax sur y1=-25594.83

3 - 5 ETUDE DE L'EFFORT DANS L'AXE DE LA BIELLE " $\vec{Fa}$ " SUR $\vec{Y2}$

Cet effort est la projection de " $\vec{Fa}$ " sur l'axe de la bielle :

$$\boxed{Fa\ Y2 = - Xa\ \sin\varphi + Ya\ \cos\varphi}$$

Les figures (3-20, 3-22, 3-23) representent respectivement l'evolution de l'effort dans l'axe de la bielle en fonction de l'angle vilebrequin pour N = I 500 tr/mn et N = 2 800 tr/mn a pleine charge et sans charge .

A - PLEINE CHARGE

L'effort est periodique de periode 4π , il est compose de deux efforts antagonistes

- L'effort dû aux gaz de periode 4π , qui tend a comprimer la bielle et qui engendre une action de la bielle sur le maneton dans le sens des $\vec{Y2}$ positifs, ce qui donne une reaction " $\vec{Fa}$ " du maneton sur la bielle negative sur $\vec{Y2}$
- L'effort dû aux inerties de periode 2π , symetrique par rapport a $\theta = \pi$, qui tend aètirer la bielle au P M H et la comprimer au "P M B ".

Ces deux efforts se composent et s'opposent au moment de la charge

+ Pour N = I500 tr/mn, effort maximal (dû aux gaz) = -36449.4I N pour θ = 382 °
+ pour N = 2800 tr/mn, effort maximal (dû aux inerties) = -29308.2 N pour θ = 379 °

pour N = 2800 tr/mn , ce n'est pas l'effort dû aux gaz qui engendre l'effort dans l'axe de la bielle maximal, au moment de l'explosion, l'effort maximal du aux gaz ne vaut que - 27597.56 N pour θ = 382 °

FIG 3-20

effort dans l axe de la bielle FA sur Y2
pour N= 1500 tr/mn (pleine charge)

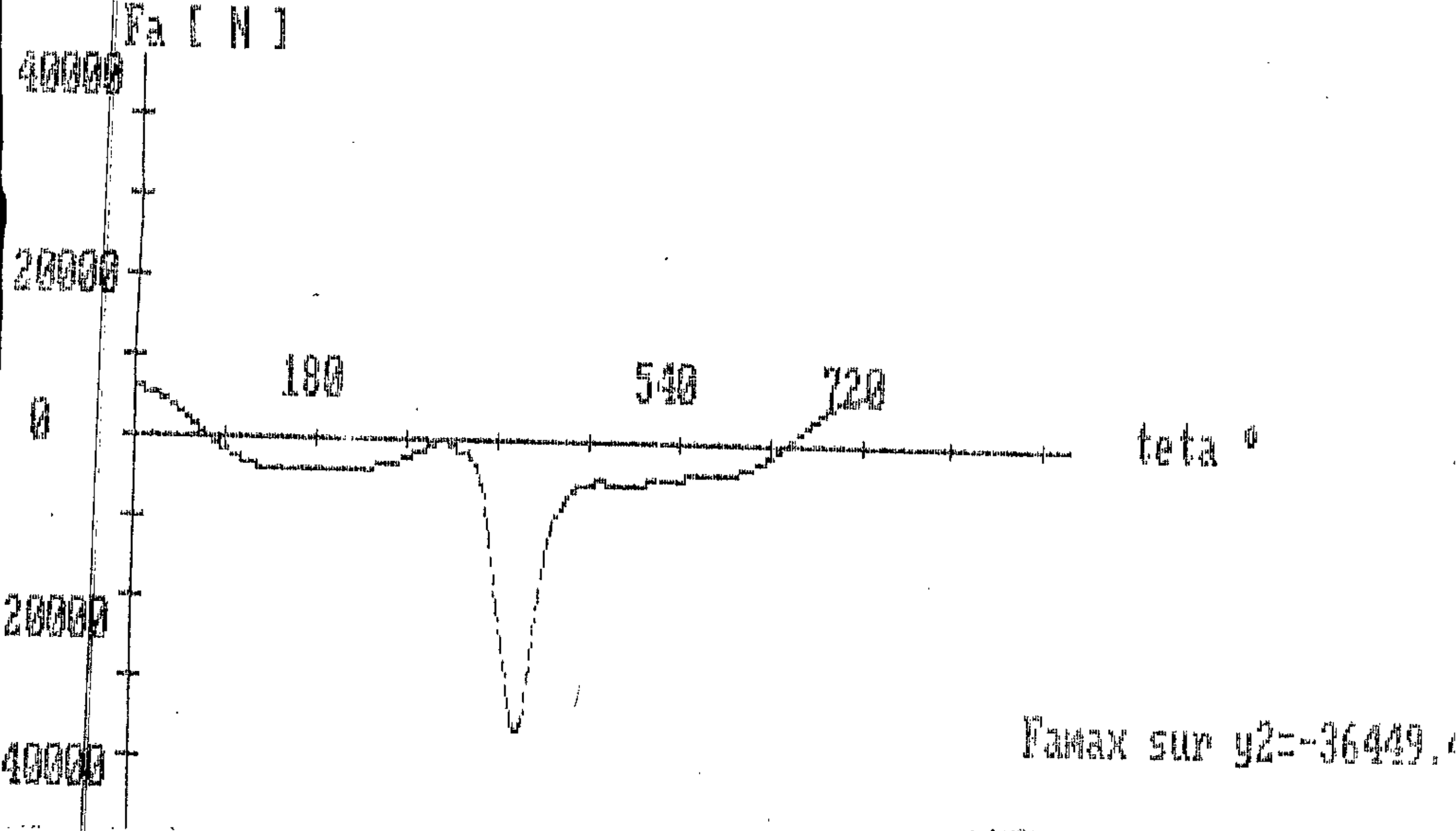


FIG 3-2I

effort dans l axe de la bielle FA sur Y2
pour N= 1500 tr/mn (sans charge)

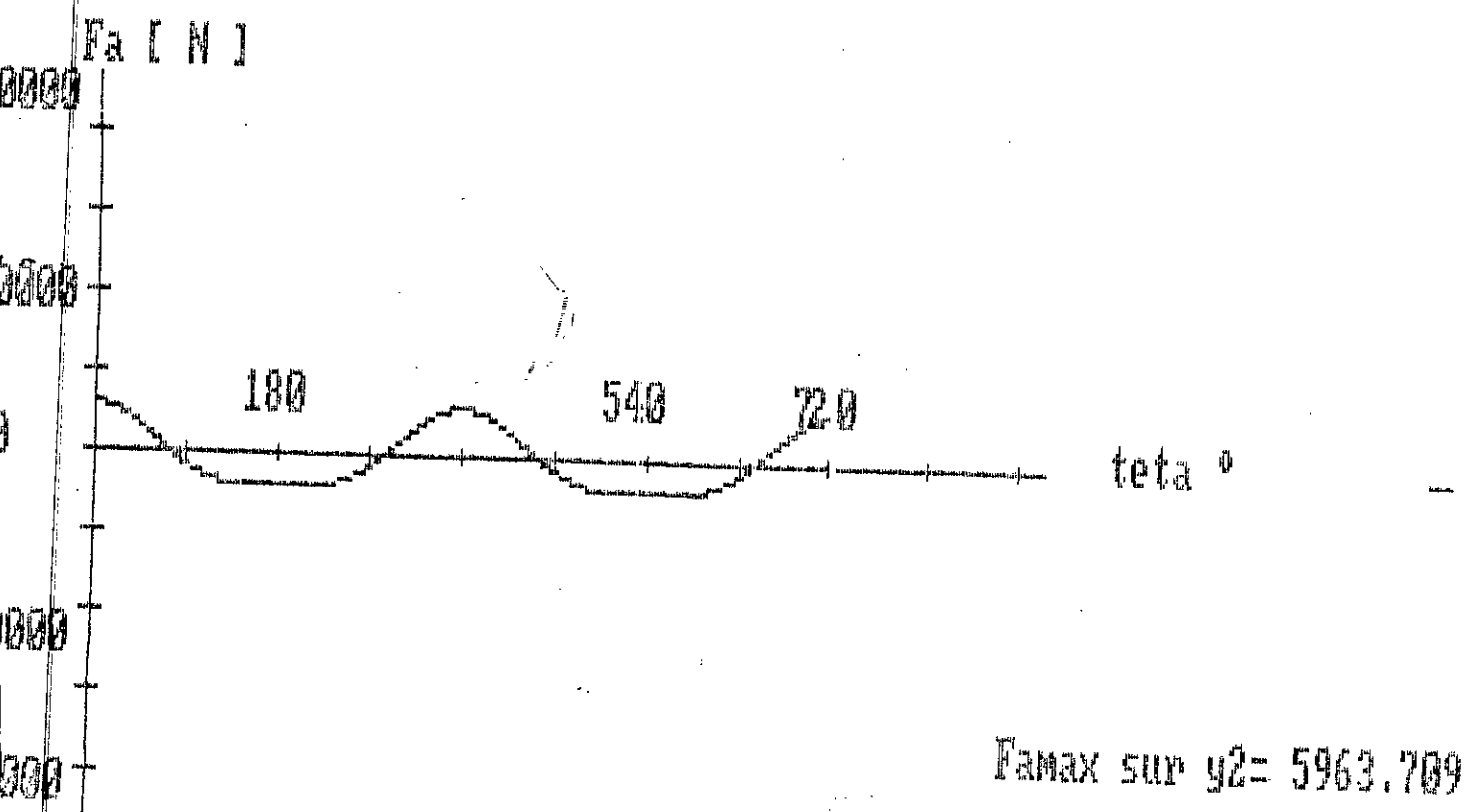
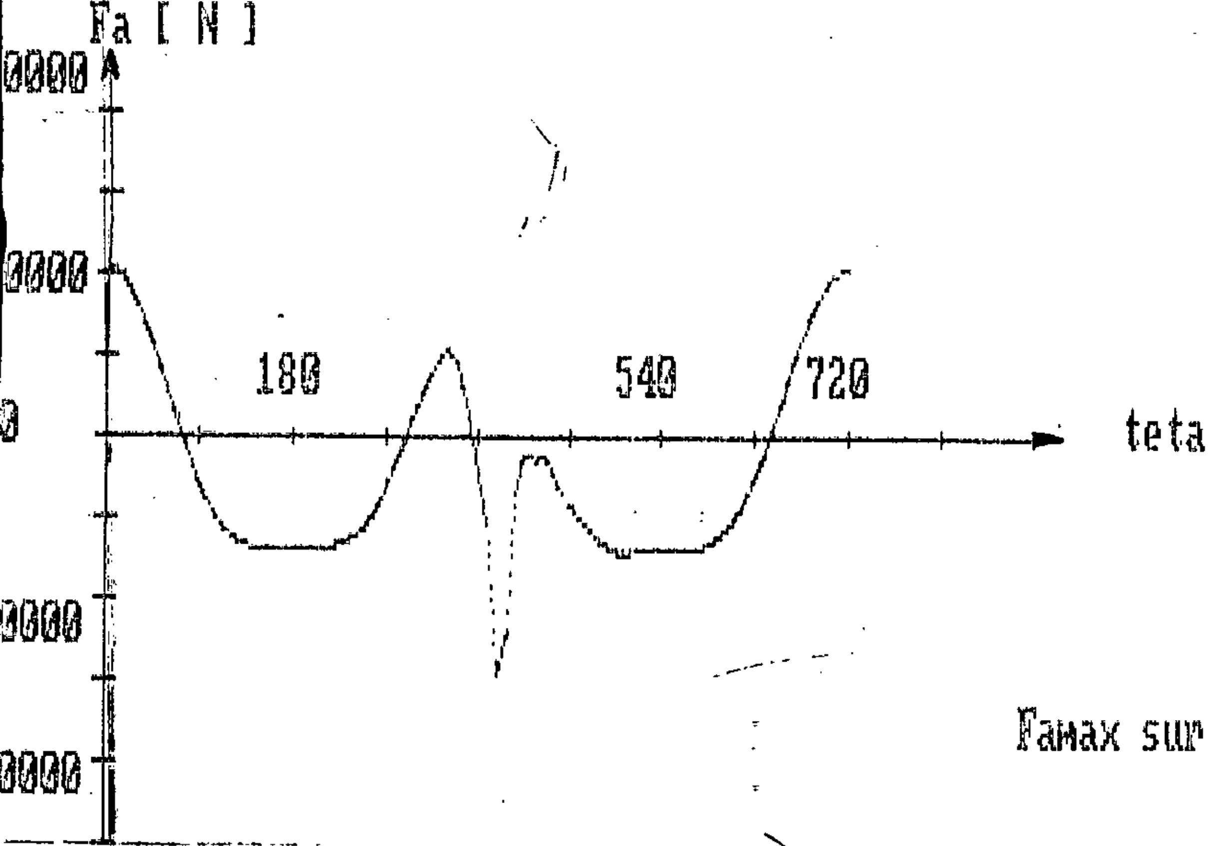


FIG 3-22

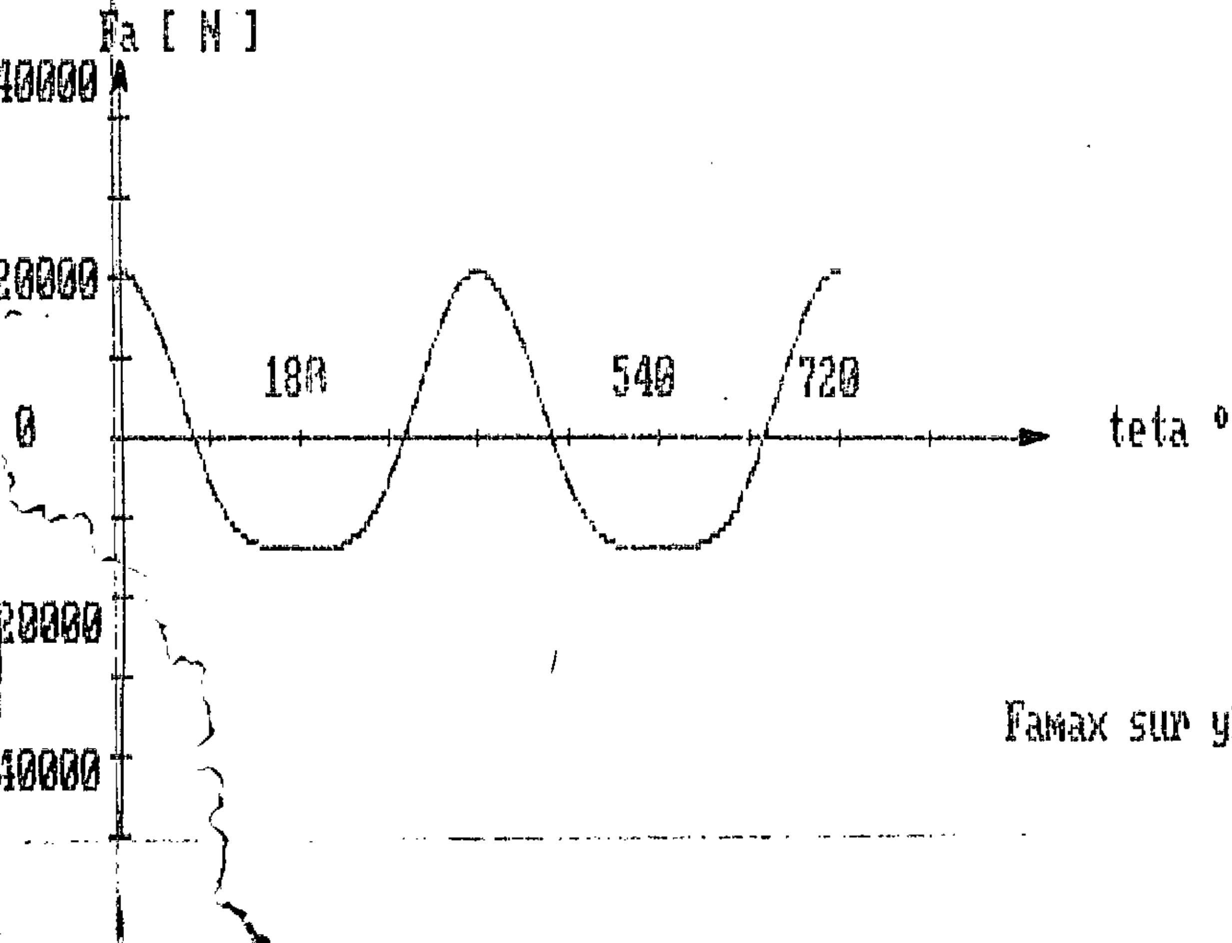
effort dans l axe de la bielle FA sur Y2
pour N= 2800 tr/mn (pleine charge)



Famax sur y2=-29308.2

FIG 3-23

effort dans l axe de la bielle FA sur Y2
pour N= 2800 tr/mn (sans charge)



Famax sur y2= 20780.21

CHAPITRE 4

EFFORS AU NIVEAU DE CHAQUE ELEMENT DANS LE REPERE PÔLAIRE

- DETERMINATION DES EFFORTS AU NIVEAU DE CHAQUE ELEMENT DANS LE REPERE POLAIRE

Les calculs qui precedent permettent de tracer les diagramme polaire des efforts , ces diagrammes sont necessaires a l'etude des conditions d'usure des articulations, elles permettent d'indique l'intensite de l'effort maximal et de l'effort moyen , ce qui permet de choisir le compromis " matiere - langueur " , des reaction relatives a chaque element , de calculer le travail de frottement correspondant a un cycle .

D'outre part elles indiquent la direction des efforts , ce qui permet de determiner la position des trous d'arrivee d'huile sur le maneton pour le graissage du coussinet , de tête de bielle .

- I ETUDE DU DIAGRAMME POLAIRE DES EFFORTS DU MANETON SUR LA BIELLE DANS LE REPERE LIE AU MANETON

Ce diagramme est obtenu en tracant les coposantes de la force " $\vec{Fa}$ " du maneton sur la bielle , dans le repere ($0, \vec{XI}, \vec{YI}, \vec{ZI}$)

- en abscisse : $\vec{Fa}\,\vec{XI} = Xa \cos\theta + Ya \sin\theta$
- en ordonnee : $\vec{Fa}\,\vec{YI} = - Xa \sin\theta + Ya \sin\theta$

Les figures (3-1 a, b, c) repesentent respectivement les diagrammes polaires des efforts du maneton sur la bielle dans le repere lie au maneton pour N= 1500 tr/mn et N= 2800 tr/mn, a pleine charge et sans charge .

A - PLEINE CHARGE

L'effort est periodique de periode 4π, il est compose de deux efforts antagonistes :

- L'effort dû aux gaz de periode 4π , qui tend a comprimer la bielle et qui engendre une action de la bielle sur le maneton vers le bas , c'est a dire negative sur $\overrightarrow{XI}$ et sur $\overrightarrow{YI}$ donc une reaction " $\overrightarrow{Fa}$ " du maneton sur la bielle dont les composantes sont positives sur $\overrightarrow{XI}$ et $\overrightarrow{YI}$.

- L'effort dû aux inerties de periode 2π, symetrique par rapport a $\theta = \pi$, qui tend a etirer la bielle au " pmh " et la comprimer au " pmb " .

  Au " pmh ", l'extension de la bielle engendre une action de la bielle sur le maneton vers le haut , c'est a dire positive sur $\overrightarrow{YI}$; la composant de " $\overrightarrow{Fa}$ " sur $\overrightarrow{XI}$ peut etre positive sur $\overrightarrow{YI}$ ou negative selon qu'on se situe avant ou apres le " pmh " u " pmb " .

  ur N= I500 tr/mn, effort maximal (dû aux gaz) il est positive ır $\overrightarrow{XI}$ et $\overrightarrow{YI}$ = 36472.55 N pour = 382° effort moyen = I5254.4 N

  - N= 2800 tr/mn, effort maximal (dû aux inerties) il est positive sur $\overrightarrow{XI}$ et $\overrightarrow{YI}$ = 29476.23 N pour = 379°

  effort moyen = 4347.96 N

B - SANS CHARGE

L'effort uniquement dû aux inerties est periodique de periode 2π, symetrique par rapport a $\theta = \pi$.

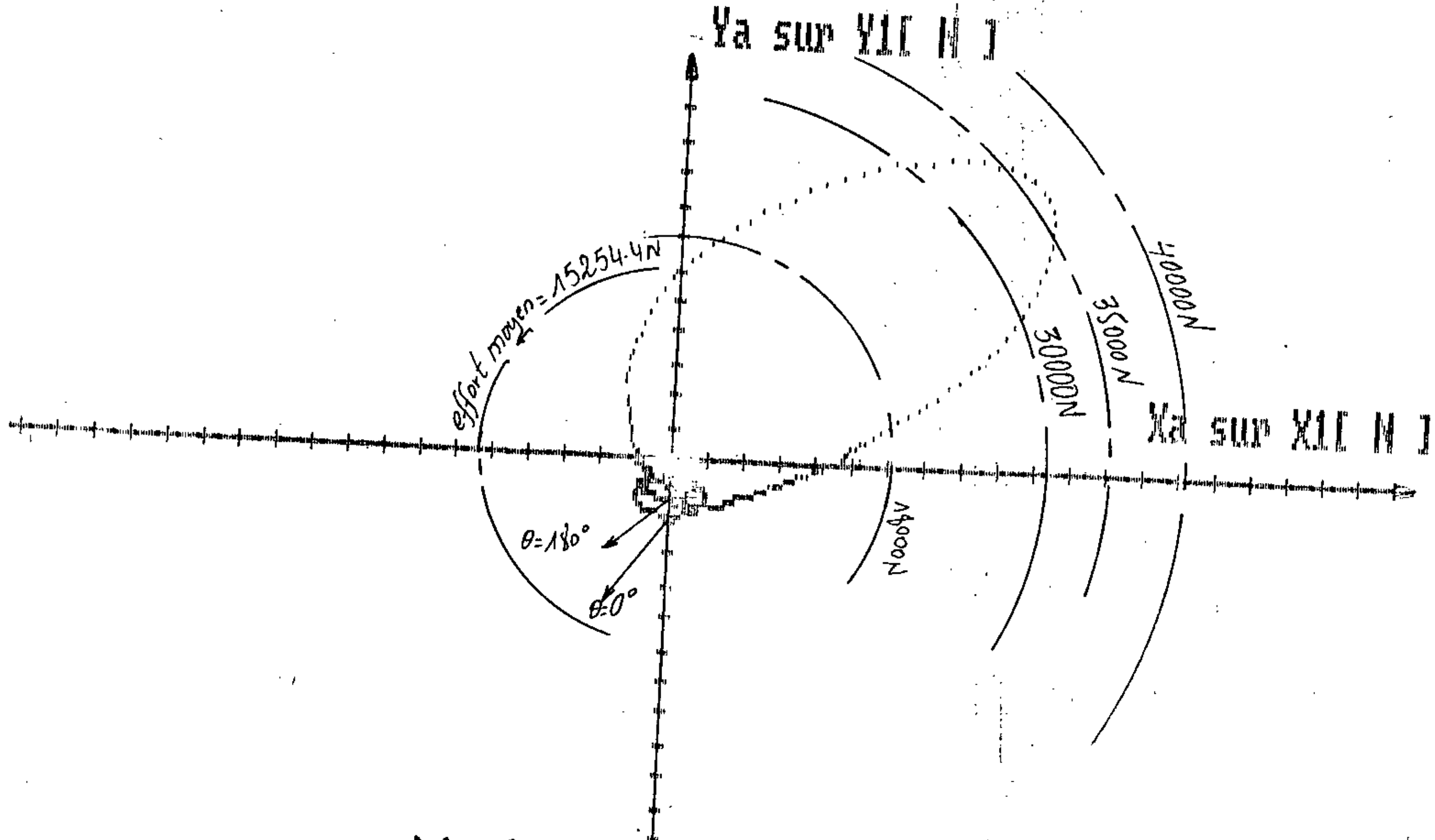
Sur les figures (41.c , 41-a) on trace les diagrammes polaires des efforts du maneton sur la bielle pour N= I500 tr/mn et N= 2800 tr/mn sans charge .

On remarque que pour les deux rigemes l'effort maximal est nul sur $\overrightarrow{XI}$ et negatif sur $\overrightarrow{YI}$.

+ pour N= I500 tr/mn, effort maximal = 5963.737 N pour = 0°
  effort moyen = 3920 N

+ pour N= 2800 tr/mn, effort maximal = 20780.3I N pour = 0°
  effort moyen = I3604.4 N

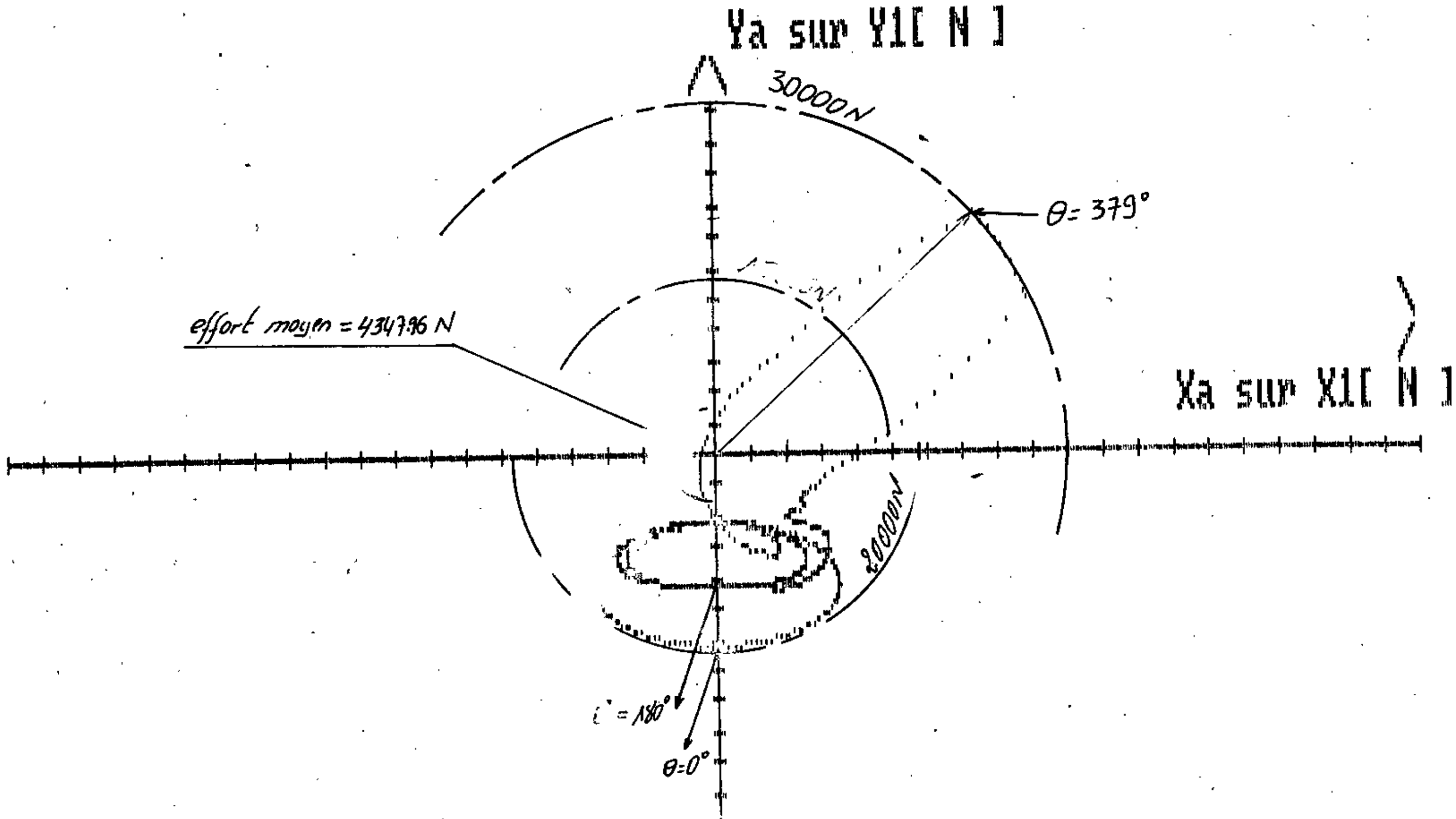
diagramme polaire des efforts du maneton sur bielle:
dans le repere lie au maneton (o,X1,Y1,Z1);Y1a=f(X1a)



N=1500tr/mn - pleine charge.

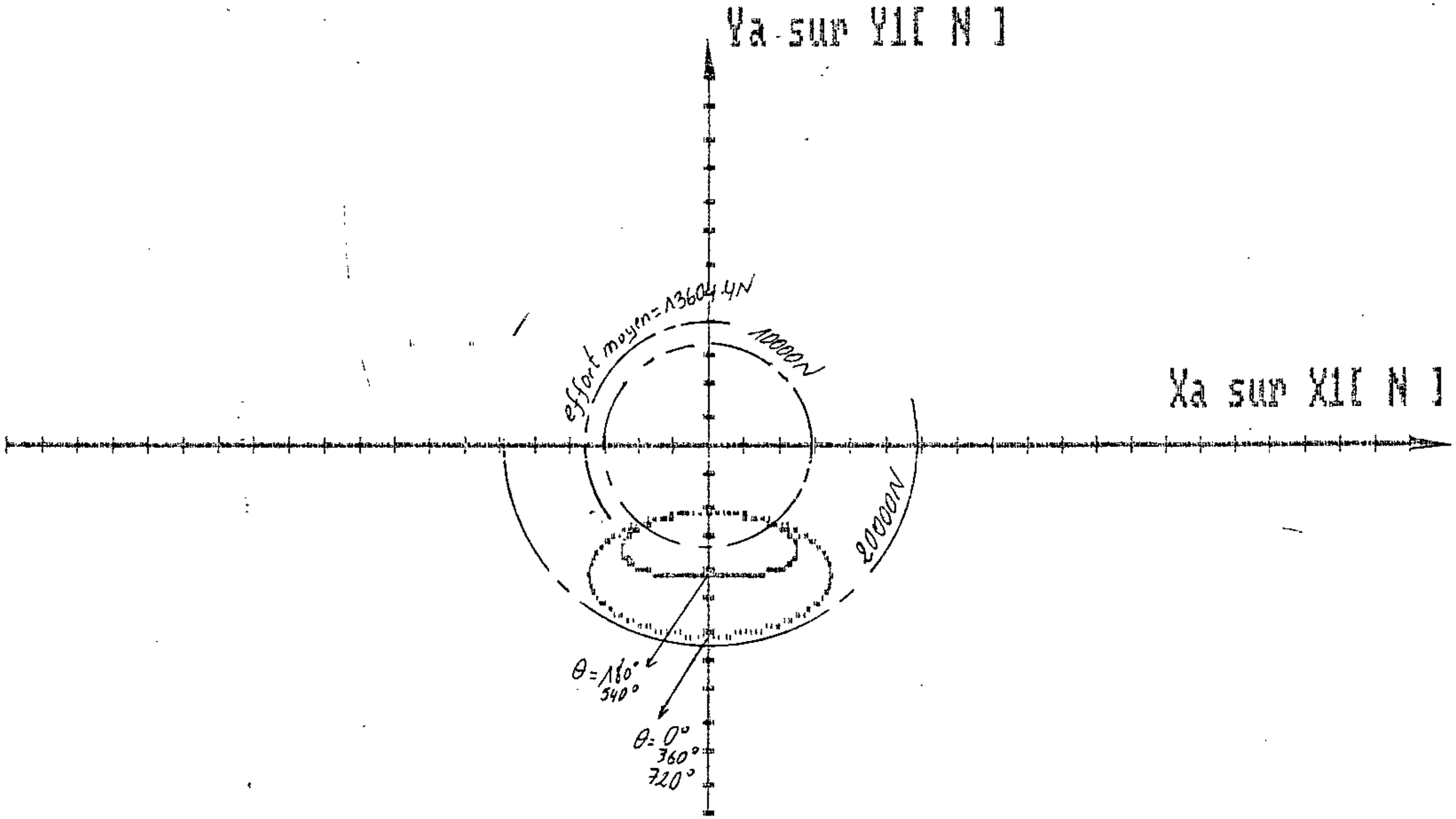
FIG. 4.1.a

diagramme polaire des efforts du maneton sur bielle:
dans le repere lie au maneton (o,X1,Y1,Z1);Y1a=f(X1a)



N=2800tr/mn "pleine charge" FIG 4.2.b

diagramme polaire des efforts du maneton sur bielle:
dans le repere lie au maneton (o,X1,Y1,Z1);Y1a=f(X1a)



N=2800 tr/mn
sans charg

FIG 4.1.c

2: DIAGRAMME POLAIRE DES EFFORTS DE L'AXE DU PISTON SUR LA BIELLE DANS LE REPERE LIE A LA BIELLE

Ce diagramme polaire est obtenu en tracant les composantes de la force " $\overrightarrow{Fb}$ " dans le repere ($B, \overrightarrow{X2}, \overrightarrow{Y2}, \overrightarrow{Z2}$)

- EN ABSCISSE : $\overrightarrow{Fb}\ \overrightarrow{X2} = Xb \cos\varphi + Yb \sin\varphi$
- EN ORDONNEE : $\overrightarrow{Fb}\ \overrightarrow{Y2} = - Xb \sin\varphi + Yb \cos\varphi$

A - PLEINE CHARGE

+ pour N= I500 tr/mn, effort maximal = 38888.0I N pour = 382°
+ pour N= 2800 tr/mn, effort maximal = 38080.27 N pour = 379°

B - SANS CHARGE

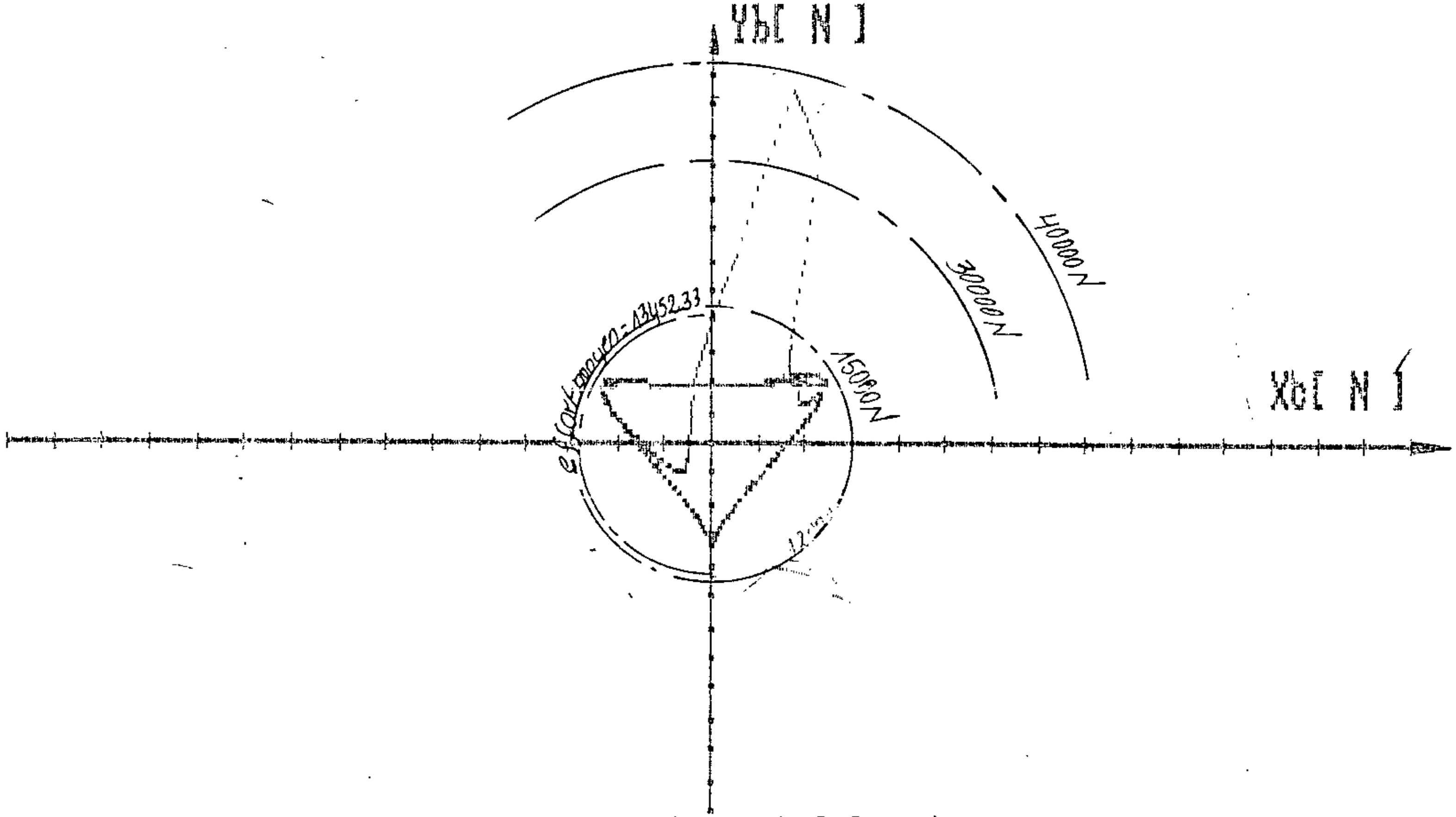
+ pour N= I500 tr/mn, effort maximal = 3207.284 N pour = 0°
+ pour N= 2800 tr/mn, effort maximal = III75.6 N pour = 0°

?

Effort moyen pour N= I500 tr/mn pleine charge = I7990.247 N

Effort moyen pour N= 2800 tr/mn " " = I3452.33 N

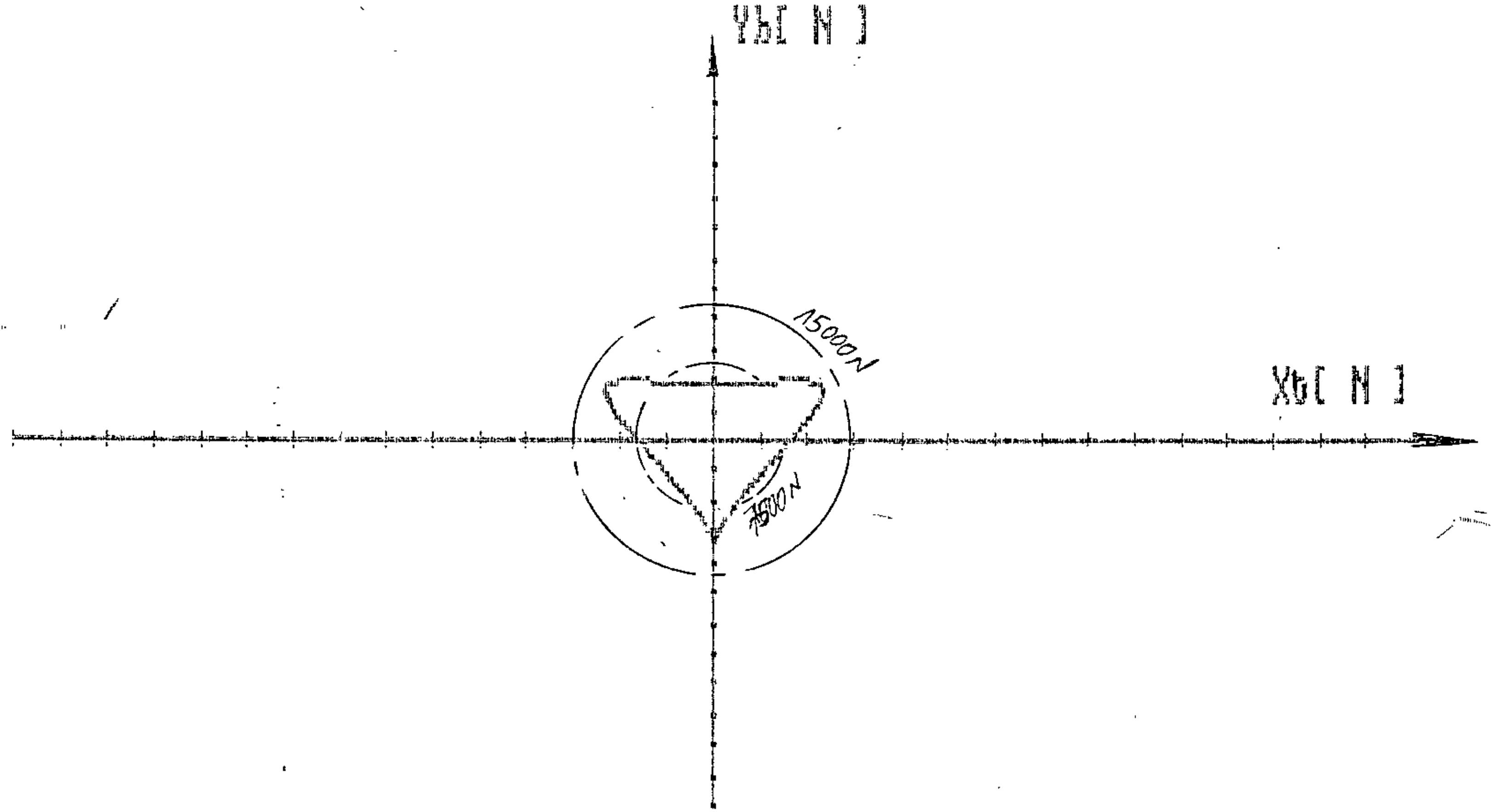
diagramme polaire des efforts de l'axedu piston sur la bielle:
dans le repere lie a la bielle ;Y2b=f(X2b)



N=2800 tr/mn
pleine charge

FIG. 4.2.b

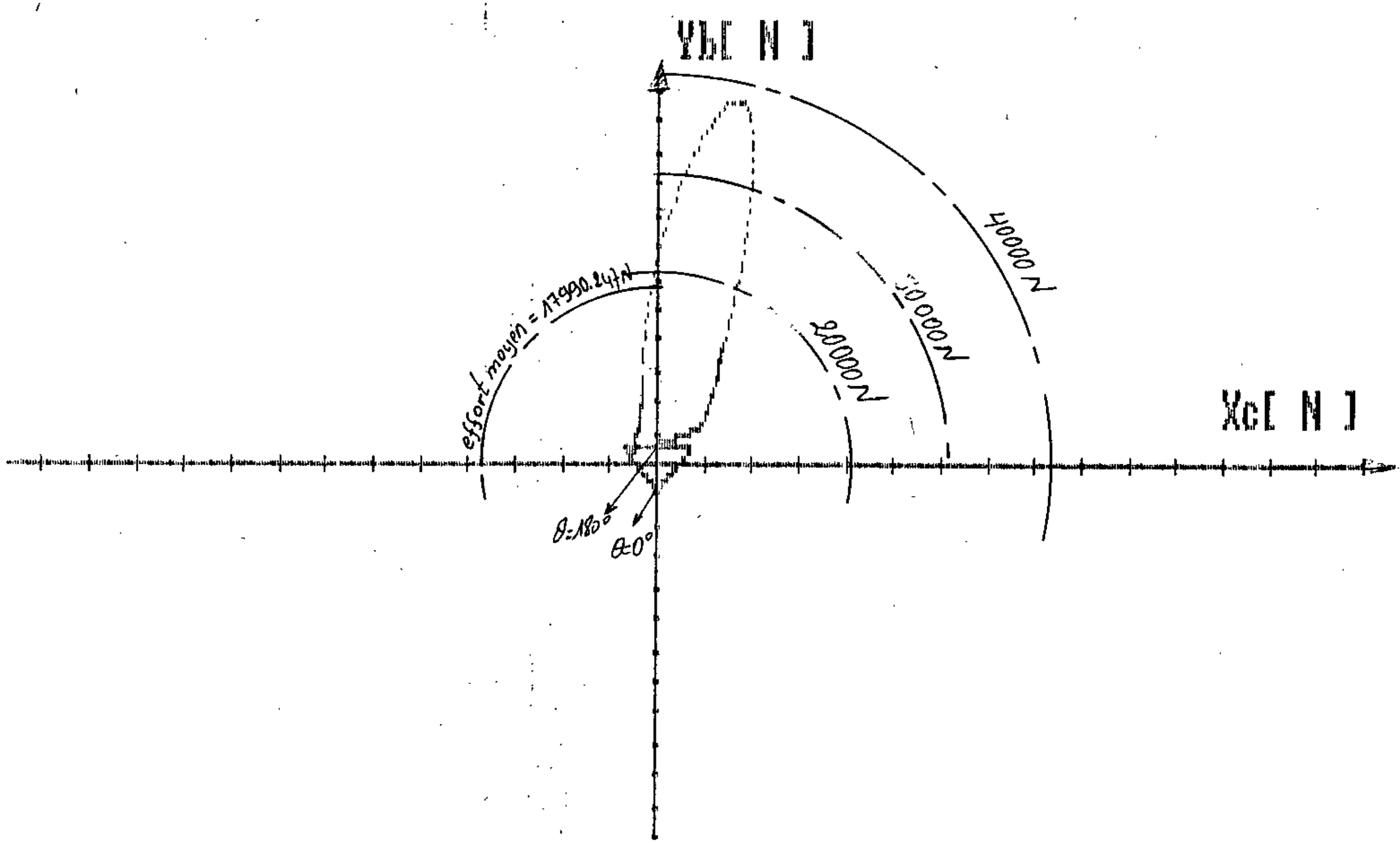
diagramme polaire des efforts de l'axedu piston sur la bielle;
dans le repere lie a la bielle ;Y2b=f(X2b)



N = 2800 tr/min

Fig. 4.2. c

iagramme polaire des efforts de l'axedu iston sur la bielle:
dans le repere lie a la bielle ;Y2b=f(X2b)



N= 1500 tr/mn
pleine charge

Fig. 4.2.a

4-3 DIAGRAMME POLAIRE DES EFFORTS DU MANETON SUR LA BIELLE DANS LE REPERE LIE A LA BIELLE

Ce diagramme est obtenu en tracant les composantes de la force " $\vec{Fa}$ " dans le repere ($B, \vec{X2}, \vec{Y2}, \vec{Z2}$) ;

- en abscisse $\vec{Fa}\,\vec{X2} = XA \cos\varphi + Ya \sin\varphi$
- en ordonnee $Fa\,Y2 = - Xa \sin\varphi + Ya \cos\varphi$

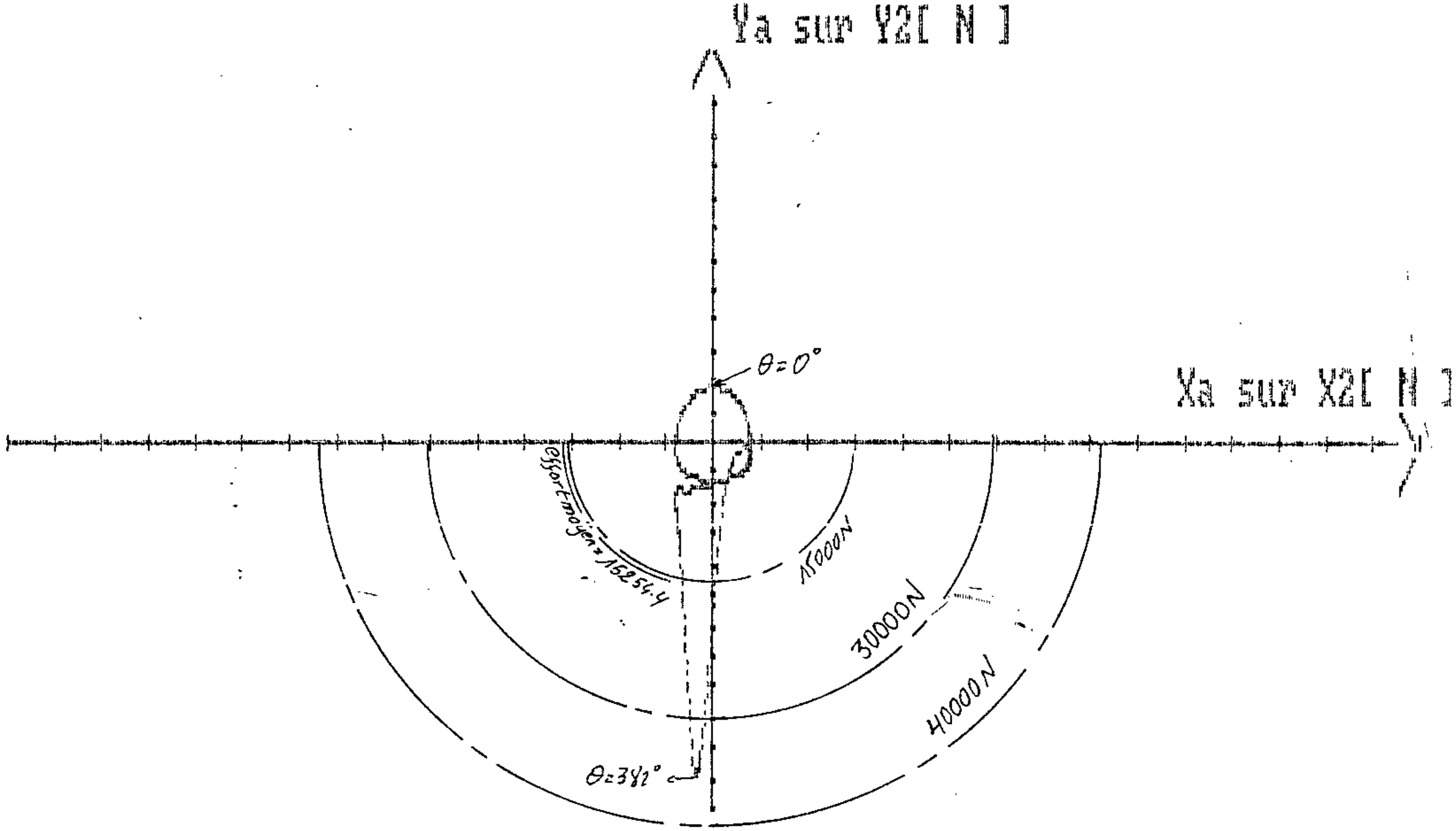
A - PLEINE CHARGE

+ pour N= 1500 tr/mn, effort maximal = 36472.55 N pour = 382°
  effort moyen = 15254.4 N
+ pour N= 2800 tr/mn, effort maximal = 29476.22 N pour = 379°
  effort moyen = 4347.96 N

B - SANS CHARGE

+ pour N= 1500 tr/mn, effort maximal = 5963.737 N pour = 0°
  EFFORT MOYEN = 952.42 N
+ pour N= 2800 tr/mn, effort maximal = 20780.31 N pour = 0°
  EFFORT MOYEN =+3318.65

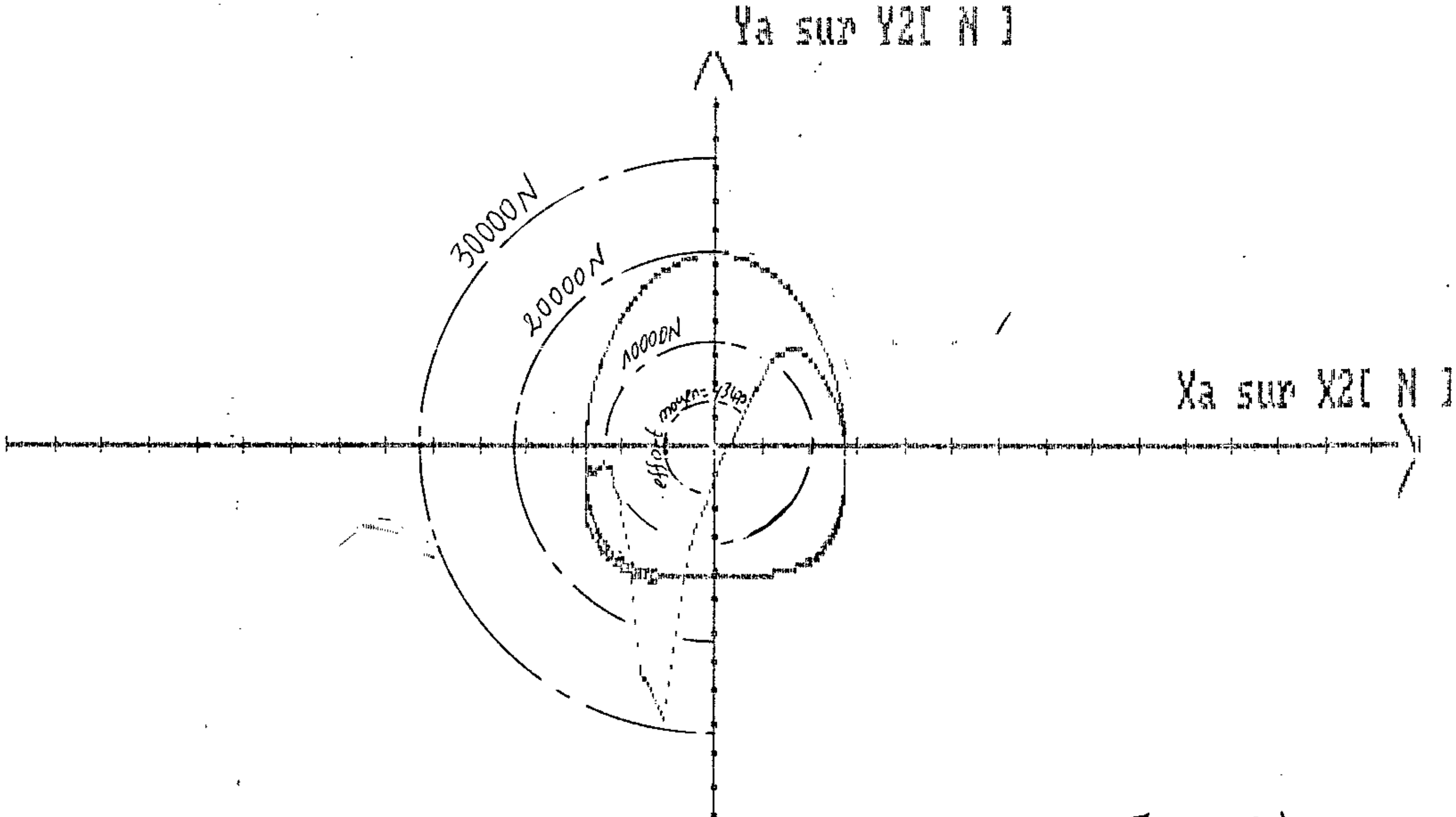
diagramme polaire des efforts du maneton sur bielle;
dans le repere lie a la bielle (B,X2,Y2,Z2);Y2a=f(X2a)



N=1500tr/mn
pleine charge

Fig. 4.3-a

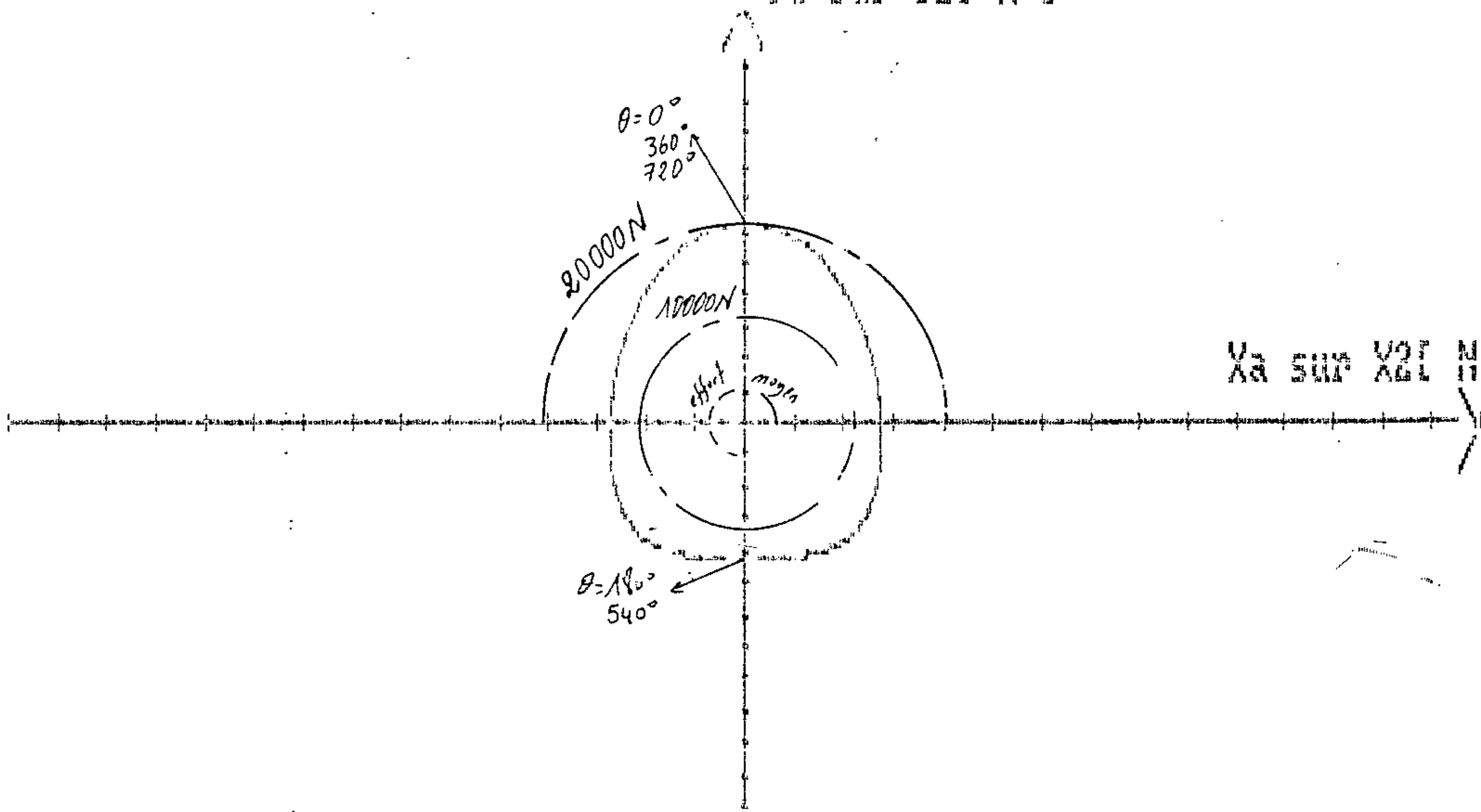
diagramme polaire des efforts du maneton sur bielle:
dans le repere lie a la bielle (B,X2,Y2,Z2);Y2a=f(X2a)



N=2800 tr/min
pleine.charge

FIG. 4.3.b

diagramme polaire des efforts du maneton sur bielle:
dans le repere lie a la bielle (B,X2,Y2,Z2);Y2a=f(X2a)



N=2800 tr/min
sans charge

Fig 4.3.c

. 5
. 5

4-4 DIAGRAMME POLAIRE DES EFFORTS DE REACTION DES PALIERS SUR TOURILLON DANS LE REPERE LIE A LA MANIVELLE

Ce diagramme polaire est obtenu en tracant les composantes de la force " $\overrightarrow{Fo}$ " dans le repere ($0, \overrightarrow{XI}, \overrightarrow{YI}, \overrightarrow{ZI}$) :

- en abscisse $\overrightarrow{Fo}\ \overrightarrow{XI} = Xo \cos\theta + Yo \sin\theta$
- en ordonnee $\overrightarrow{Fo}\ \overrightarrow{Y1} = - Xo \sin\theta + Yo \cos\theta$

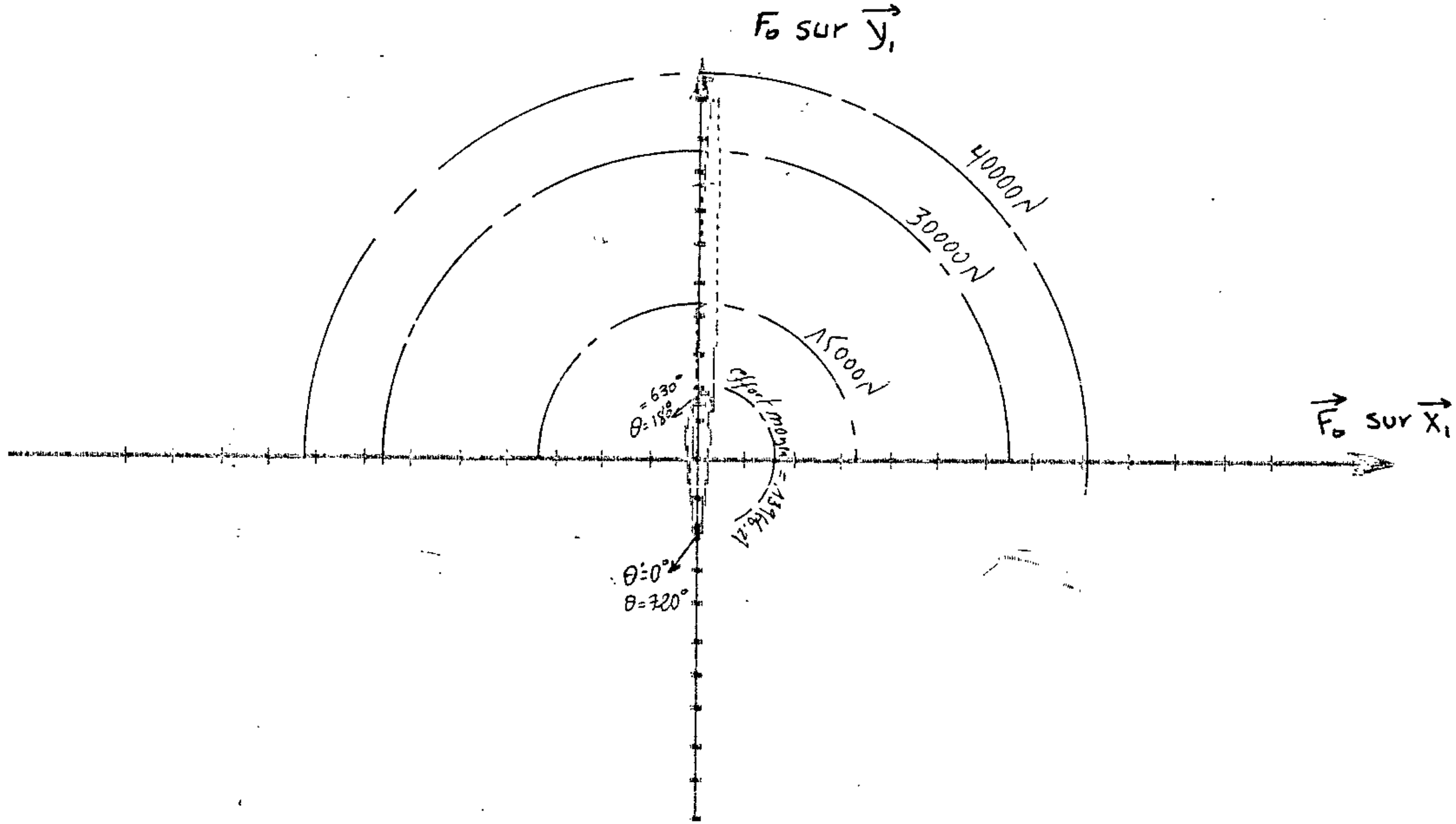
A - PLEINE CHARGE

+ pour N= 1500 tr/mn, EFFORT MAXIMAL = 35278.05 N pour = 382°
  EFFORT MOYEN = 13966.28 N
+ pour N= 2800 tr/Mn, EFFORT MAXIMAL = 25594.94 N pour = 0°
  EFFORT MOYEN + 89.1 N

B - SANS CHARGE

+ pour N= 1500 tr/mn, effort maximal = 7345.488 N pour = 0°
  effort moyen = 0952.44 N
+ pour N= 2800 tr/mn, effort maximal = 25594.94 N pour N = 0°
  effort moyen = 3318.66 N

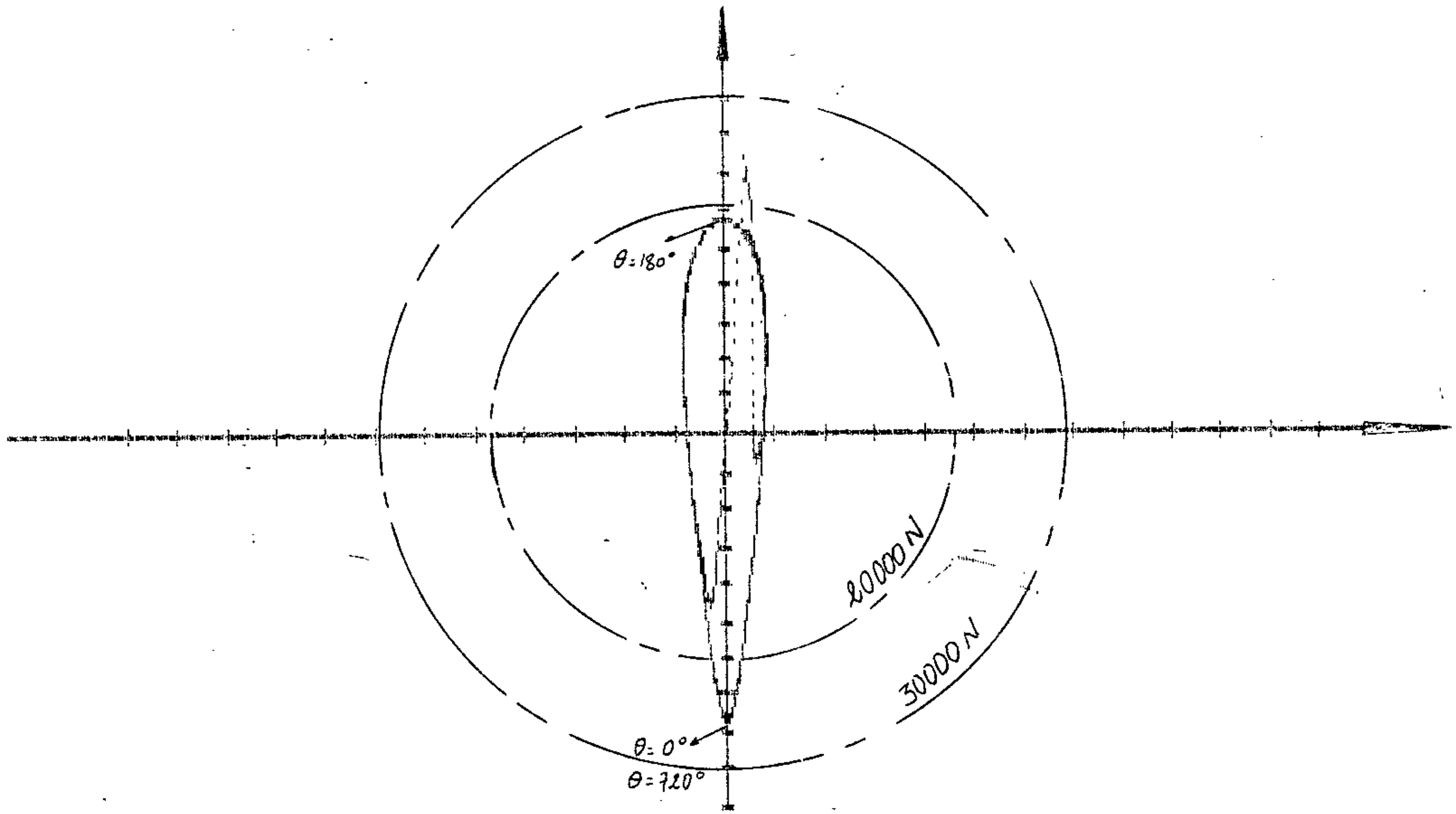
effort de reaction des paliers sur tourillons
dans le repere lie a la manivelle



N=1500 tr/mn
pleine charge

Fig 4.4.a

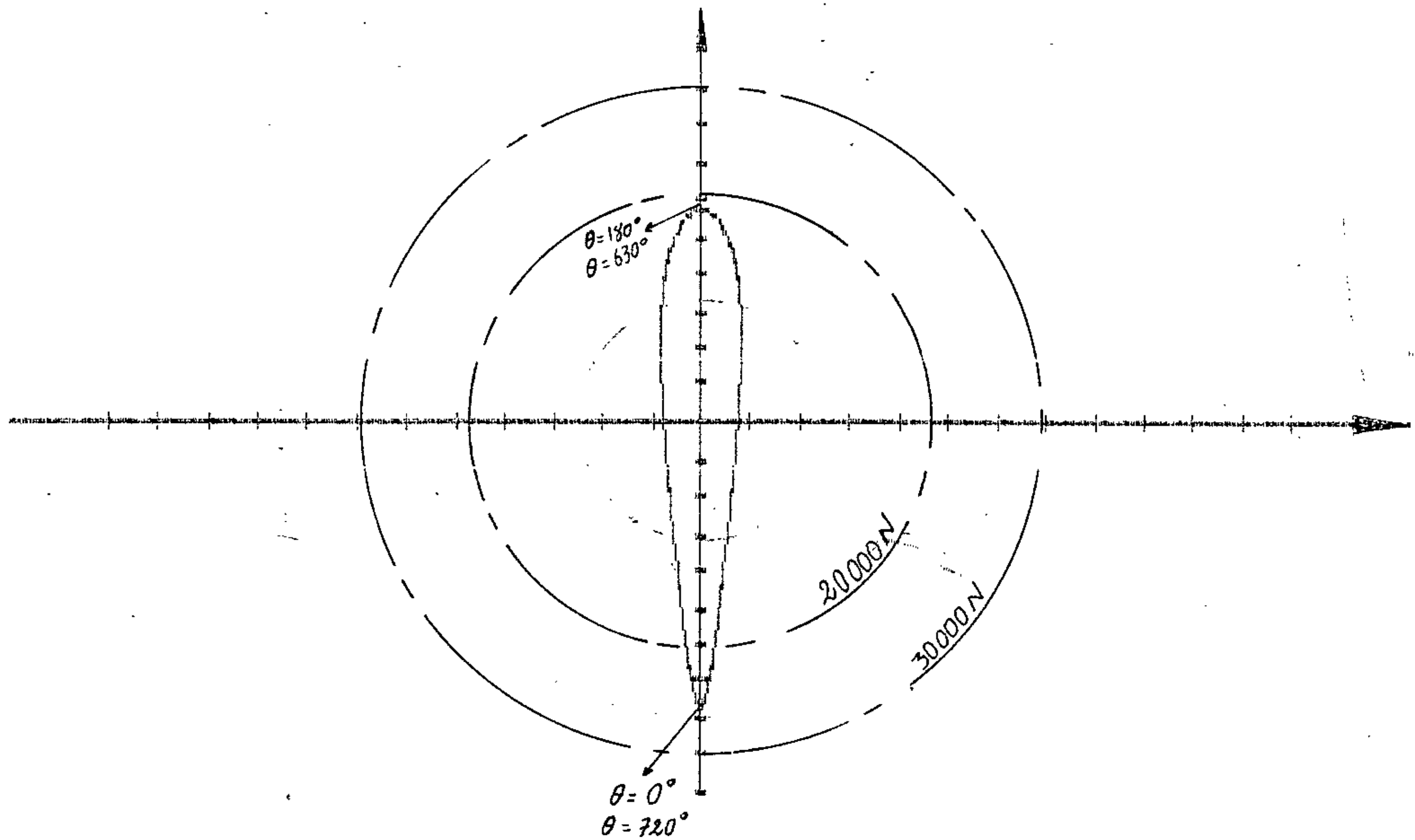
effort de reaction des paliers sur tourillons
dans le repere lie a la manivelle



N=2800 tr/mn
pleine charge

FIG 4.4.b

effort de reaction des paliers sur tourillons
dans le repere lie a la manivelle



N=2800 tr/mn
sans charge

Fig. 4.4.c

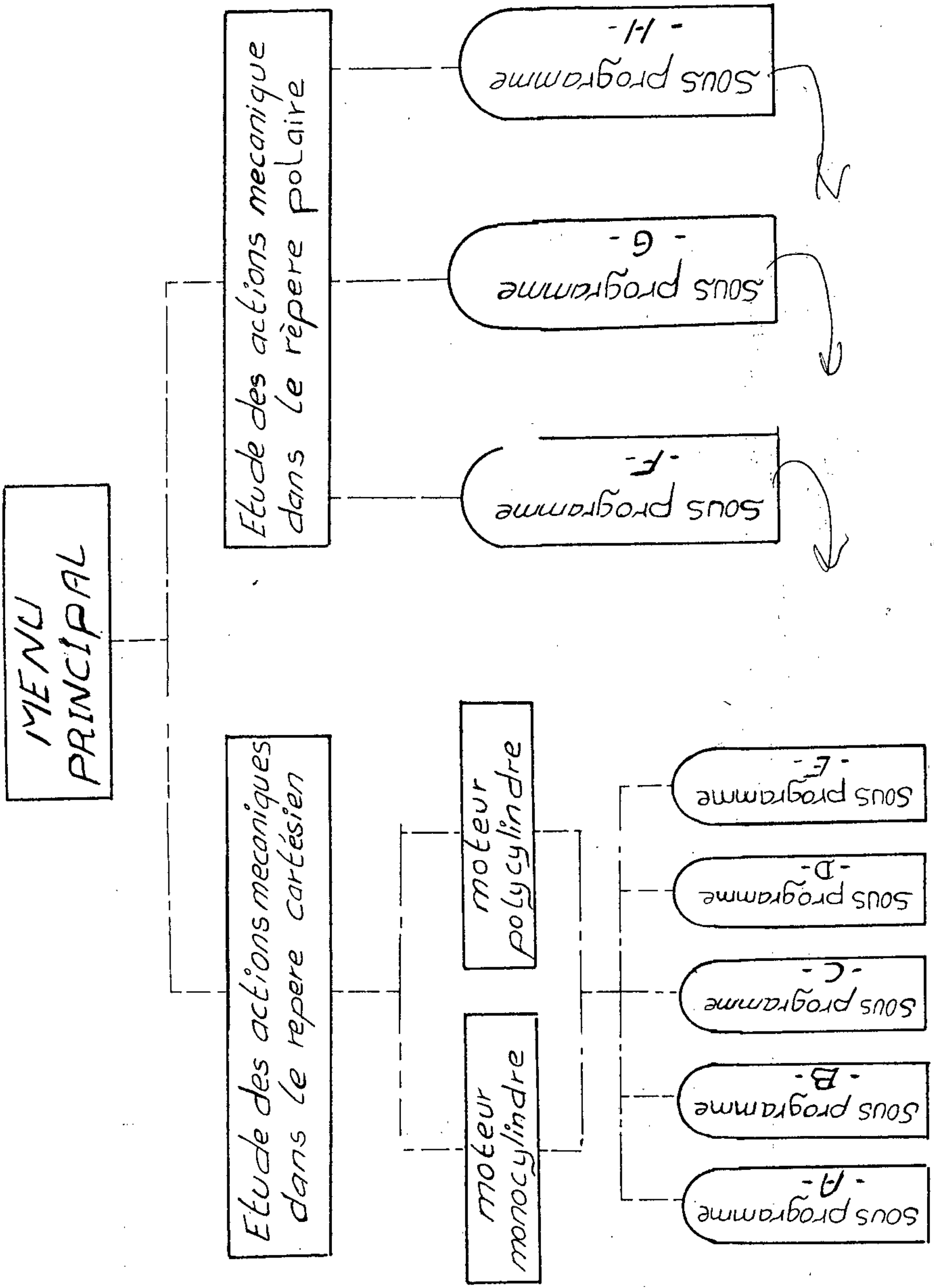
N=1500 tr/mn

	pleine charge			sans charge		
θ °	$\sqrt{X_A^2+Y_A^2}$	$\sqrt{X_b^2+Y_b^2}$	$\sqrt{X_0^2+Y_0^2}$	$\sqrt{X_A^2+Y_A^2}$	$\sqrt{X_b^2+Y_b^2}$	$\sqrt{X_0^2+Y_0^2}$
0	5963.737	3207.284	7345.488	5963.737	3207.284	7345.488
0	2637.9	1067.427	3952.266	2637.9	1067.427	3952.266
80	4058.894	1781.824	5440.645	4058.894	1781.824	5440.645
70	3214.87	1826.433	4432.188	2637.9	1067.427	3952.266
60	19858.64	22615.1	18476.89	5963.737	3207.284	7345.488
150	5739.871	4668.437	6673.512	2637.9	1067.427	3952.266
540	4497.871	2220.078	5878.898	4058.894	1781.824	5440.645
630	2637.9	1067.427	3952.191	2637.9	1067.427	3952.266
720	5963.787	3207.284	7345.488	5963.737	3207.284	7345.488
	effort moyen 15254.4	effort moyen 17990.247	effort moyen 13966.28	effort moyen 952.417	effort moyen 712.726	effort moyen [illegible]244
	effort maximal 36472.55 N pour θ= 382 °	effort maximal 38888.01 N pour θ= 382 °	effort maximal 35278.05 N pour θ= 382 °	effort maximal 5963.737 N pour θ= 0°	effort maximal 3207.284 N pour θ= 0°	effort maximal 7345.488 N pour θ= 0°

N=2800tr/mn

	pleine charge			sans charge		
θ°	$\sqrt{x_A^2+y_A^2}$	$\sqrt{x_B^2+y_B^2}$	$\sqrt{x_O^2+y_O^2}$	$\sqrt{x_A^2+y_A^2}$	$\sqrt{x_B^2+y_B^2}$	$\sqrt{x_O^2+y_O^2}$
0	20780.31	11175.6	25594.94	20780.31	11175.6	25594.94
90	9191.614	3719.39	13771.45	9191.64	3719.39	13771.45
180	14142.99	6208.667	18957.62	14142.99	6208.667	18957.62
270	9799.286	4552.226	14273.99	9191.64	3719.39	13771.45
360	3567.095	13171.8	1247.339	20780.31	11175.6	25594.94
450	11246.88	6421.658	15481.49	9191.64	3719.39	13771.45
540	14142.99	6208.667	18957.62	14142.99	6208.667	18957.62
630	9191.328	3719.39	13771.19	9191.328	3719.39	13771.19
720	20780.31	11175.6	25594.94	20780.31	11175.6	25594.94
	effort moyen 4347.96	effort moyen 13452.33	effort moyen 89.1	effort moyen 13604.4	effort moyen 2483.46	effort moyen 3318.66
	effort maximal 29476.23 N pour θ = 379°	effort maximal 38080.27 N pour θ = 379°	effort maximal 25594.94 N pour θ = 0°	effort maximal 20780.31 N pour θ = 0°	effort maximal 11175.6 N pour θ = 0°	effort maximal 25594.94 N pour θ = 0°

organigramme du programme



Sous programme -A- :

il trace les diagrammes de pression en fonction de l'angle vilebrequin $P(\theta)$ pour $N = 1500$ tr/mn et $N = 2800$ tr/mn avec un pas de un degré, les valeurs de $P(\theta)$ ils sont dans un fichier d'entrée
fichier nômé press : les valeur de $P(\theta)$ pour $N = 1500$ tr/mn
fichier nôme reda : les valeur de $P(\theta)$ pour $N = 2800$ tr/mn

Sous programme -B-

Etude de l'effort au niveau de l'axe de piston $\vec{F_b}$ sur l'axe $\vec{y_2}$ en fonction de la rotation du vilebrequin.

$$F_b \cdot y_2 = -X_b \sin\varphi + y_b \cos\varphi$$

avec X_b et y_b sont les composantes de l'effort $\vec{F_b}$ sur les axes $\vec{X_o}$ et $\vec{y_o}$ du repere fixe

- pour un moteur monocylindre (dû aux gaz, dû aux inerties)
- pour un moteur polycylindre en ligne (dû aux gaz, dû aux inerties)

angle de vilebrequin θ variant de 0 à 4π

Remarque :

angle θ est mesuré en radiant

Sous programme - C- :

il est composè de deux parties.

premiere partie :
Etude de l'effort dans l'axe de la bielle $\vec{F_A}$ sur l'axe $\vec{y_2}$ en fonction de la rotation du vilebrequin.

$$\vec{F_A} \cdot \vec{y_2} = -X_A \sin\varphi + Y_A \cos\varphi$$

avec : X_A et y_A sont les composantes de l'effort $\vec{F_A}$ sur les axes $\vec{X_0}$ et $\vec{y_0}$ du repere fixe.

et $\varphi = Arc\, Sin\left(\frac{R}{L} \sin\theta\right)$

Angle de Vilebrequin θ Variant de 0 à 4π

deuxieme partie :
Etude de l'effort dans l'axe de la bielle $\vec{F_A}$ sur l'axe $\vec{y_1}$ en fonction de la rotation du Vilebrequin.

$$F_A\ \vec{y_1} = -X_A \sin\theta + y_A \cos\theta$$

- pour $N = 1500$ tr/mn à un moteur monocylindre et polycylindre (dû aux gaz, dû aux inerties)
- pour $N = 2800$ tr/mn à un moteur monocylindre et polycylindre (dû aux gaz, dû aux inerties)

angle de Vilebrequin θ Variant de 0 a 720°

- Etude de l'effort $\vec{F_A}$ sur $\vec{y_2}$ pour un cylindre et pour quatre cylindre à pleine charge et sans charge. pour deux regimes.

- Sous programme - D -

Etude de l'effort lateral de la chemise sur le piston F_c en fonction de la rotation de Vilebrequin. $X_c = X_c(\theta)$

- pour multicylindre en ligne (dû aux gaz, dû aux inerties).
- pour monocylindre en ligne (dû aux gaz, dû aux inerties).

Sous programme - E -

Etude de l'effort au niveau des tourillons sur l'axe $\vec{y_1}$ en fonction de la rotation du Vilebrequin $F_0(\theta)$:

$$\vec{F_0} \cdot \vec{y_1} = -X_0 \sin\theta + y_0 \cos\theta$$

- pour un moteur polycylindre (dû aux gaz, dû aux inerties)
- pour un moteur monocylindre (dû aux gaz, du au inerties)

angle θ Variant de 0 à 4π

Sous programme . F.

Determination des diagrammes polaires des effort de l'axe du piston sur la bielle

- dans le repere lie à l'axe $(O, \vec{X_0}, \vec{Y_0}, \vec{Z_0})$: $y_{b} = f$
- dans le repere lie à la bielle $(B, \vec{X_2}, \vec{Y_2}, \vec{Z_2})$: $y_{b2} = f$

pour un moteur monocylindre et polycylindre (dû aux gaz, dû aux inerties)

diagramme $y_b = f(X_b)$

diagramme $y_{b2} = f(X_{b2})$

Sous programme . G. :

il determine des diagrammes polaires des efforts du maneton sur bielle

- dans le repere lie à la bielle $(B, \vec{X_2}, \vec{Y_2}, \vec{Z_2})$
- dans le repere lie au maneton $(O, \vec{X_1}, \vec{Y_1}, \vec{Z_1})$

pour un moteur monocylindre et polycylindre (dû aux gaz, dû aux inerties)

diagramme $y_{A1} = f(X_{A1})$

diagramme $y_{A2} = f(X_{A2})$

Sous programme . H. :

il determine les diagrammes polaires des efforts de reaction des paliers sur les tourillons :

- dans le repere lie à la manivelle
- dans le repere fixe.

diagramme $y_0 = f(X_0)$ et $y_{01} = f(X_{01})$

Fb : Effort au niveau de l'axe de piston

FFb : Effort au niveau de l'axe de piston sur l'axe Y2

FFa : Effort dans l'axe de la bielle sur Y2

Faa : Effort dans l'axe de la bielle sur YI

Ro : Effort au niveau des tourillons sur YI

Xc : Effort lateral de la chemise sur le piston

teta: Angle de rotation de vilebrequin

FI : Angle

FIP : Vitesse angulaire de la bielle

FPF : Acceleration angulaire de la bielle

xigz: Moment d'inertie de la bielle

Cm : Couple moteur

SNF : SIN(φ)

COF : COS (φ)

XL : L'entraxe de la bielle

XLG : position du centre de gravite de la bielle

RR : position du centre de gravite de la manivelle

FFbx: Effort au niveau de l'axe de piston sur X2

FFax: Effort dans l'axe de bielle sur X2

FAAx: Effort dans l'axe de la bielle sur XI

ROx : Effort au niveau des tourillon sur XI

P( ): Pression en fonction de

Yp : force de pression

FA : Resultante des forcesXa et Ya

FB : Resultante des forces Xb et Yb

XN : Vitesse de rotation en (tr/mn)

Xmp : Masse de piston

XMb : Masse de bielle

XMm : Masse de la manivelle

N=1500 tr/mn (monocylindre)					
°	XC (i)	FB sur y2	FA sur y2	FA sur y1	FO sur y1
0	0	-3207.269	5963.709	-5963.709	-7345.453
90	-453.1248	842.1908	-1561.262	-2130.958	-3512.702
180	0	1781.816	-4058.875	-4058.875	-5440.62
270	687.2852	1661.752	-2380.823	-2365.118	-3746.863
360	0	22615.05	-19858.61	19858.61	18476.87
450	-1512.467	4549.888	-5268.959	-3190.299	-4572.043
540	0	2220.068	-4497.128	-4497.128	-5878.872
630	453.125	842.1914	-1561.263	-2130.958	-3512.703
720	0	-3207.269	5963.709	-5963.709	-7345.453

N=2800 tr/mn (monocylindre)					
°	Xc	FB sur y2	FA sur y2	FA sur y1	FO sur y1
0	0	-11175.55	20780.21	-20780.21	-25594.83
90	-1578.888	2934.568	-5440.132	-7425.204	-12239.82
180	0	6208.639	-14142.92	-14142.92	-18957.54
270	1844.192	3863.13	-6368.694	-7690.508	-12505.12
360	0	13171.79	-3567.132	3567.132	-1247.481
450	-2411.328	5848.108	-8353.671	-8257.643	-13072.26
540	0	6208.639	-14142.92	-14142.92	-18957.54
630	1578.889	2934.57	-5440.136	-7425.206	-12239.82
720	0	-11175.55	20780.21	-20780.21	-25594.83

N=1500 tr/mn					
°	XC(I)	FB sur y2	FA sur y2	FA sur y1	FO sur y1
0	-1.005595E-03	23409.67	-22450.91	5338.9	-188.0772
10	-1101.413	32657.1	-31811.69	14834.65	9307.664
20	-2839.233	39426.16	-38907.85	19105.23	13578.25
30	-3488.32	34613.77	-34598.79	11646.43	6119.454
40	-2654.142	24330.56	-24936.71	1094.681	-4432.296
50	-1428.449	15873.21	-17145.02	-5629.918	-11156.9
60	-962.0306	12396.67	-14298.56	-8006.243	-13533.22
70	-603.8399	9928.051	-12347.01	-9161.658	-14688.64
80	-581.4813	8645.778	-11403.94	-9568.868	-15095.85
90	-825.1814	7896.022	-10772.31	-9817.332	-15344.31
100	-1098.059	6687.186	-9445.342	-10020.79	-15547.77
110	-1372.425	6371.561	-8790.518	-10689.5	-16216.48
120	-1644.814	5447.347	-7349.237	-11621.02	-17147.99
130	-1586.902	5066.432	-6338.237	-12458.93	-17985.91
140	-1223.533	5746.097	-6352.245	-12610.62	-18137.6
150	-927.0394	5650.453	-5635.47	-12776.88	-18303.86
160	-439.2892	7443.255	-6924.945	-11201.84	-16728.82
170	-84.41678	13572.78	-12727.36	-5162.884	-10689.86
180	-6.236359E-04	23409.67	-22450.91	5338.901	-188.0772

************* N=2800 tr/mn (quatre cylindres) ***********

°	XC(i)	FB sur y2	FA sur y2	FA sur y1	FO sur y1
0	0	14413.52	-11072.77	-45498.92	-64757.38
10	629.3935	23752.28	-20806.48	-36096.28	-55354.73
20	-359.4839	39817.16	-38011.13	-21406.89	-40665.35
30	410.6636	32651.22	-32599.03	-28528.9	-47787.35
40	3211.064	16937.34	-19049.43	-39262.37	-58520.82
50	4169.227	13760.77	-18192.3	-38861.76	-58120.21
60	3932.825	14564.25	-21191.29	-36025.19	-55283.65
70	3281.265	14378.77	-22807.5	-33431.65	-52690.1
80	1461.756	15849.99	-25460.65	-31451.98	-50710.42
90	-567.1353	15580.38	-25602.63	-30798.56	-50057.01
100	-2560.727	13802.18	-23412.83	-31535.35	-50793.8
110	-4347.113	11511.23	-19939.95	-34016.12	-53274.57
120	-5624.058	8680.869	-15307.9	-38075.73	-57334.18
130	-6192.38	5885.484	-10317.01	-43339	-62597.45
140	-6033.113	3146.802	-5258.896	-49205.33	-68463.78
150	-5026.559	1101.753	-1049.553	-53970.74	-73229.2
160	-3299.151	2377.109	-571.0899	-55169.33	-74427.79
170	-1409.69	8024.9!49	-5079.149	-51430.11	-70688.56
180	0	14413.52	-11072.77	-45498.93	-64757.38

CONCLUSION

Ce projet constitue un outil necessaire pour le dimensionnement des principaux organes du moteur a savoire le piston la bielle , la manivelle et vilebrequin pour cela on calcul :

- les deformations dues a la flexion
- les deformations dues a la torsion

A partir des differents diagrammes polaire (de chapitre 4) on peut determiner les zones de graissage qui correspondent aux efforts minima .

Cette etude nous permet aussi de determiner la langueur du coussinet de tête de bielle .

On a etabli un programme de calcul general qui permet de determiner les differents actions de n'importe que moteur en ligne .

Pour terminer notre etude , j'espere que ce modeste travail a attient de pres ou de loin le but recherche.

B . SWOBODA :

Mecanique des moteurs alternatifs

QUILLET :

Encyclopedie des sciences industrielles

R . BRUN :

Science et technique du moteurs diesel

R ; AYAD :

Synthese sur l'analyse dynamique des parties internes des moteurs en ligne et en V

promoteur M.BOUKABACHE

M . MENARDON :

Les moteur

moteur a explosion.moteur rotatif , moteur diesel

A . TENOT :

Mecanique appliquee des systemes materiels et des systemes deformables

page 48 (IV) ?

Comment on a choisi Fig. ?

Point de repère ?