

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

41/87

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

10x

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

**Dimensionnement des volants
d'inertie a l'aide de la
C.A.O**

Proposé par :

M. Boukabache

Etudié par :

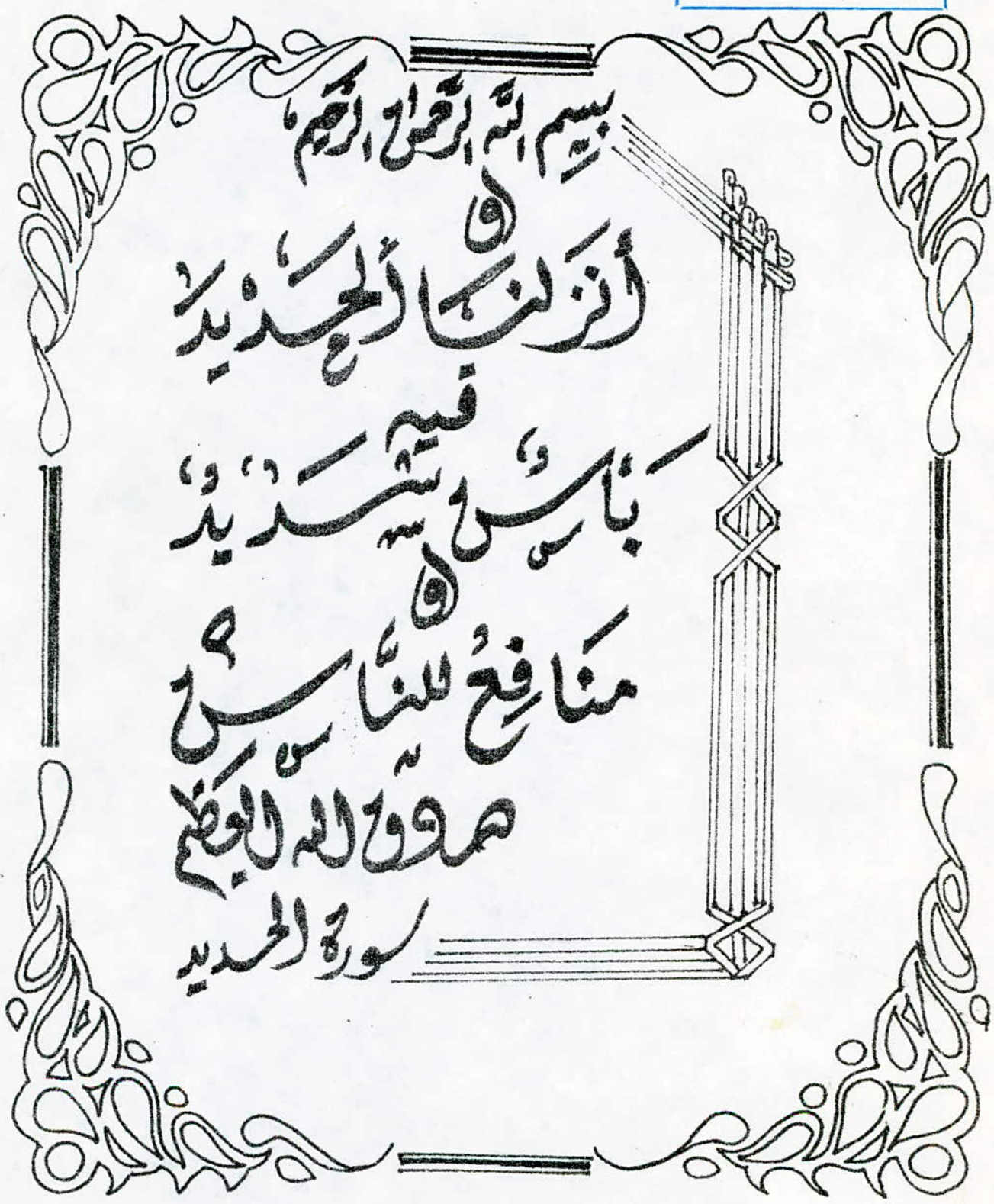
Y. Benhalima

Dirigé par :

M. Boukabache

PROMOTION

Juin 87



بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ
أَنْزَلْنَا بِهَا الْقُرْآنَ كَرِيمًا
فِيهِ آيَاتٌ مُبِينَاتٌ
مَنْفَعٌ لِلنَّاسِ كَثِيرٌ
مِمَّا وَدَّ أَنْ يُبْطِئُوا
سُورَةُ الْحَمْدِ

DEDICACES

Je dédie ce modeste travail à :

- Mon père
- Ma mère
- Qui ont souffert et donné de leur
soi-même afin de réaliser mes
ambitions et à :
- Mes frères
- Mes sœurs
- et à tous mes amis .

Youssef BÉNHALIMA

REMERCIEMENTS

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

Je tiens à adresser mes vifs
remerciements à mon promoteur :
M^r Mohamed BOUKABACHE chef du
département de génie mécanique, d'avoir
proposé et dirigé ce travail et l'aide
qu'il n'a cessé de m'apporter.

Que tous les professeurs qui ont
contribué à ma formation trouvent ici
l'expression de ma profonde gratitude.

Que tous ceux qui ont participé
de près ou de loin à la réalisation
de cette étude trouvent ici mes sincères
remerciement.

Yucef BENHALIMA

Ministère de l'enseignement supérieur

Ecole nationale polytechnique

Département de Génie-mécanique

Promoteur : BOUK ABACHE Mohamed

Étudiant : BENHALIMA Youcef

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — وزارة التعليم العالي
Ecole Nationale Polytechnique

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات

دائرة الهندسة الميكانيكية

الموجه: محمد بوكباش

الطالب: يوسف بن خليفة

الموضوع : حساب أبعاد عجلة العطالة بواسطة واسطة الناظم الآلي

الملخص : يهدف هذا المشروع إلى دراسة مختلف الطرق المستعملة لحساب عجلة العطالة لحرك ذي الاحتراق الداخلي وأعداد برتا مع واطئة الناظم الآلي يمكننا من إيجاد الأبعاد المختلفة للعجلة بعد معرفة أشكال وأبعاد عناصر المحرك المرتبطة بها.

Subject : Dimensionnement des Volants d'inertie à l'aide de la C.A.C

Résumé : Le but de ce projet est l'étude comparative de différentes méthodes qui consistent à calculer le volant d'inertie pour n'importe quel moteur alternatif et l'élaboration d'un programme permettant de dimensionner le volant connaissant les formes et dimensions des éléments du moteur montés sur ce dernier.
(Volant)

Subject : Dimensionning of inertia wheel by A.C.C

Abstract : The goal of this project is a study which compares different methods. These methods permit to calculate the inertia wheel for any alternative engine and elaborate a computer program which allows to find the dimensions of the wheel knowing the forms and dimensions of the engine parts related to it.

SOMMAIRE

chapitre I	INTRODUCTION	1
chapitre II	GENERALITES	4
chapitre III	PRINCIPALES APPLICATION DU VOLANT	6
3.1	volant dans les machines à accumu- lation d'énergie	6
3.2	volant dans les machines à regime variable	6
3.3	volant dans les machines à regime Périodique	7
3.4	Volant dans les moteurs à comb- ustion interne	8
chapitre IV	REALISATION DES VOLANTS	12
chapitre V	RÉGULARITÉ CYCLIQUE	14
5.1	Definition de la régularité cyclique	14
5.2	calcul de la régularité cyclique	15

5.3 discussion

chapitre VI - CALCUL DES VOLANTS

6-1 Methode Ancienne 24

6-2 Methode classique 26

6-3 Methode améliorée 31

6-3-1 Integration du couple 33

chapitre VII DIMENSIONNEMENT DU
VOLANT - MOTEUR

7-1 Differentes étapes permettant le
dimensionnement du volant 35

7-1.1 Determination de la masse du volant 35

7-1.2 Calcul de l'épaisseur minimale 38

7-1.3 Données du problème 40

7-1.4 Hypothèse de calcul 41

7-1.5 Determination des épaisseurs 43

7-1.6 Determination de la forme finale 44
du volant

7-1.7 Dessin du volant 48

chapitre VIII ORGANIGRAMME

VOLANT 51

Definition des sous-programme..... 56

chapitre IX EXEMPLE D'APPLICATION... 59

chapitre X CONCLUSION - - - - - 61



I . INTRODUCTION .

Le moteur à combustion interne présente d-
eux caractéristiques importantes :

la puissance et le couple .

la puissance s'exprime en Watts (ou en chev-
-eaux normaux). le couple s'exprime en $[N.m]$.

Si l'on obtient la même puissance à partir
de deux moteurs de cylindrées différentes, on
s'aperçoit, que celui à cylindrée dominante
a besoin pour se faire d'un régime plus bas
et de ce fait son couple est meilleur .

D'autre part, on remédie à ce type de prob-
-lèmes en montant un volant d'inertie qui ré-
-gularise le couple moteur .

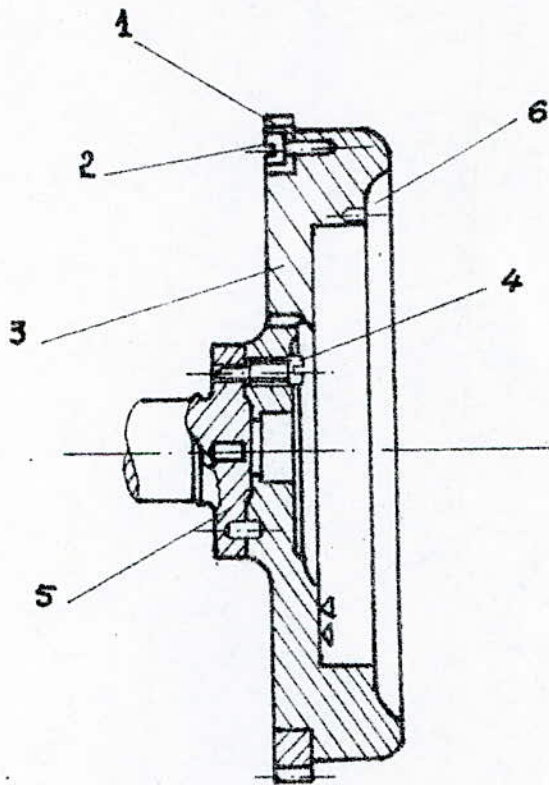
Ce volant qui sert ainsi au démarrage ré-
-gularise aussi le ralenti du moteur et l'ém-
-pêche de caler à l'arrêt .

2

Cependant si l'on augmente sensiblement le nombre de cylindres l'utilité du volant s'amoindrit du fait que la courbe du couple devient sensiblement constante, et de ce fait le couple moteur sollicité est toujours présent à des valeurs proches du maximum à n'importe quel régime.

De nos jours personne n'ignore que les meilleurs couples sont développés par les moteurs à grand nombre de cylindres (6, 8, 12) mais étant donné le couple prohibitif et la complexité de ce type de moteur, le moteur à 4 cylindres est plus couramment utilisé dans les véhicules légers, et de ce fait il est essentiel d'obtenir une amélioration du couple en se référant au seul volant moteur en innovant

dans sa conception et sa disposition au niveau du moteur .



Exemple de montage
du volant .

- 1 - Couronne dentée
- 2 - Vis de fixation
- 3 - Volant
- 4 - Vis de fixation
- 5 - Vellebrequin
- 6 - Trou pour la fixation de l'embrayage .

II - GENERALITES -

On appelle volant pièce lourde et circulaire de grand moment d'inertie I par rapport à son axe. Un volant intervient dans divers types de machines, comme accumulateur d'énergie cinétique. Si le moment d'inertie I du volant est exprimé en kgm^2 , et si sa vitesse angulaire ω est exprimée en rad/s , son énergie cinétique E est exprimée en joules à pour expression:

$$E = \frac{1}{2} I \omega^2$$

Lorsque la vitesse angulaire varie de ω_1 à ω_2 , l'énergie cinétique du volant varie algébriquement de la quantité ΔE donnée par:

$$\Delta E = \frac{1}{2} I (\omega_2^2 - \omega_1^2)$$

Supposons que l'arbre d'une machine soit muni d'un volant, sur cet arbre agit en couple moteur C_m , un couple résistant C_r (

entraînement de l'arbre de sortie) et un couple C_p ⁵
correspondant aux pertes par frottements. Le bilan
énergétique du système est exprimé par:

$$\int_{\theta_1}^{\theta_2} (C_m - C_r - C_p) d\theta = \frac{1}{2} I (\omega_2^2 - \omega_1^2)$$

Pour un même ΔE , la variation de la vitesse angulaire est d'autant plus faible que I est plus grand.

On doit faire intervenir un volant

- s'il existe, au cours du mouvement des variations d'énergie cinétique ΔE non nulle.

- s'il y a lieu de maintenir dans des limites acceptables les variations de vitesse qui correspondent à ces variations d'énergie cinétique.

III PRINCIPALES APPLICATIONS DU VOLANT

3.1 Volant dans les machines à accumulation

d'énergie: (Presses mécaniques, Laminaires, marteaux, pilons etc...)

Dans ces machines, le couple moteur et le couple résistant agissent dans des phases différentes;

Si on néglige C_p , on a:

a) Phase accumulation: Le volant est accéléré de ω_1

$$\int_{\theta_1}^{\theta_2} C_m d\theta = \frac{1}{2} I (\omega_2^2 - \omega_1^2)$$

b) Phase restitution: Le volant est décéléré de

$$\int_{\theta_2}^{\theta_3} C_r d\theta = \frac{1}{2} I (\omega_1^2 - \omega_2^2)$$

3.2 Volant dans les machines à régime variable.

(appareils de levage, ascenseurs).

On emploie un volant dans ces machines, afin de limiter la valeur maximale de l'accélération angulaire ω' lors des phases de démarrages et freinages de la machine. pendant ces périodes transitoires ω' a pour expression

$$\omega' = \frac{C_m - C_r - C_p}{I}$$

3.3 Volant dans les machines à régime périodique

Des machines de ce type sont caractérisées par la présence de masses en mouvement alternatif: moteurs alternatif à combustion interne, pompes et compresseurs alternatifs etc.... On cherche à réduire l'importance des oscillations de vitesse, soit parce qu'elles pourraient être gênantes lors de l'utilisation, soit parce qu'elles peuvent produire d'importantes contraintes.

On prévoit donc dans ces machines un volant qui doit être monté le plus près possible des organes soumis à un couple variable.

3.4 Volant dans les moteurs à combustion interne

La valeur instantanée du couple moteur varie pendant le déplacement de la tête de bielle en raison de ce que :

- L'effort sur le piston varie pendant la détente.
- La valeur de la force agissante sur la manivelle varie avec l'angle fait par la bielle et l'axe du cylindre. (couple réel au PMH et au PMB)

Il résulte que pour un moteur monocylindrique le couple a une allure irrégulière (fig 6-1). Il n'est positif que pendant un temps. Il est donc indispensable qu'une

partie de l'énergie développée par ce temps actif soit emmagasinée pour être restituée aux trois autres temps résistants. Cette énergie est recueillie sous forme de force vive par les organes animés d'un mouvement de rotation (vilebrequin et organes entraînés). Cette force vive susceptible d'être emmagasinée est en partie fonction de la masse de ces organes. La meilleure façon d'augmenter la masse de l'ensemble sans effet nuisible sur l'équilibrage de l'équipage mobile c'est d'ajouter au vilebrequin un volant.

Avec l'ajout du volant, le couple moteur est régularisé et ne comporte plus de valeur négative correspondant aux temps résistants.

Pour un moteur à quatre cylindres ou plus, le couple n'est jamais négatif, mais il n'en conserve pas moins une certaine irrégularité pour les deux raisons indiquées précédemment. Il faut

10

noter aussi que le vilebrequin est soumis à d'autres forces d'inertie engendrées par le mouvement de l'équipage mobile, par la pesanteur, par la réaction des organes commandés (arbre à cames, dynamo ..) ce qui influe sur le couple moteur.

- Dans un moteur monocylindrique (ou bicylindrique), le rôle du volant est de permettre au vilebrequin de franchir les temps résistants séparés le temps moteur (ou les deux temps moteur).

- Dans un moteur à quatre cylindres ou plus, le rôle du volant est de régulariser le couple moteur. Le volant devra donc posséder une masse d'autant plus importante que le moteur comportera moins de cylindres. Pratiquement le volant n'est plus nécessaire au dessus de 8 cylindres.

Le volant n'est cependant indispensable que pour obtenir un bon ralenti ou empêcher le moteur de caler à l'arrêt du véhicule et pendant

les débrayages, car en marche, lorsque toutes les chaînes de transmission est entraînée par le moteur, elle constitue un réservoir d'énergie bien supérieur à celui du volant.

D'autre part la masse du volant gêne les brusques changements de régimes, le constructeur adopte un compromis entre la souplesse du moteur et une vitesse de ralenti très faible et très régulière.

On admet qu'un moteur courant doit pouvoir tenir un régime de ralenti de l'ordre de 300 tours par minute avec un coefficient de régularité compris entre 20 et 40.

IV REALISATION DES VOLANTS

Il résulte de ce qui précède que le volant doit :

- présenter un moment d'inertie suffisant pour assurer la régularité du ralenti tout en permettant les changements rapides de régime.
- Être parfaitement équilibré pour ne pas engendrer des forces centrifuges irrégulières.
- Présenter un compromis entre le poids qui est intéressant de ne pas augmenter pour éviter d'alourdir le moteur et le rayon qu'on ne peut accroître à volonté, au risque d'augmenter les vitesses linéaires périphériques. (les vitesses linéaires sont de l'ordre de 50 m/s pour la fonte et 100 m/s pour l'acier).

Le volant se présente sous la forme d'un disque en fonte ou en acier dont la masse est rejetée à la périphérie. Il comprend la fonte qui est

La partie active et la Toile (âme) dont l'épaisseur est celle strictement nécessaire pour assurer la rigidité. Le volant reçoit la couronne dentée pour l'engrenement du pignon de démarreur.

Il porte sur la périphérie les repères de réglage (point mort, point d'allumage, repères de la distribution). Sa face interne, constitue la face d'appuis du disque d'embrayage.

La fixation avec le vilebrequin ne doit permettre aucun jeu, au risque d'entraîner des vibrations nuisibles. Le volant est généralement situé à l'arrière du moteur pour ne pas placer le vilebrequin entre l'inertie du volant et celle du véhicule. (ce qui mettrait le vilebrequin entre deux efforts de torsion). La fatigue en serait très accrue et les ruptures d'arbre plus à craindre).

V REGULARITE CYCLIQUE

5-1 Définition

On appelle coefficient de régularité cyclique r l'inverse de variation relative de vitesse angulaire, pour un cycle pendant lequel le couple résistant est supposé constant et tel que le travail résistant soit égal au travail moteur.

Si par conséquent, on désigne par :

- r : coefficient de régularité cyclique en question
- Ω_{max} : la valeur maximale de la vitesse angulaire instantanée au cours du cycle.
- Ω_{min} : La valeur minimale de la vitesse angulaire instantanée au cours du même cycle.
- Ω_{moy} : La valeur moyenne de la vitesse angulaire au cours d'un cycle.

On a par définition :

$$r = \frac{\Omega_{\text{moy}}}{\Omega_{\text{max}} - \Omega_{\text{min}}} \quad (5.1)$$

5-2 Calcul

soit :

C_m : le couple moteur (correspondant au moment résultant par rapport à l'axe de toutes les forces réellement appliquées au vilebrequin à l'instant considéré).

C_r : le couple résistant (supposé constant).

I : le moment d'inertie de l'ensemble des pièces tournantes (vilebrequin, volant, tête de bielles, etc...).

Ω_{max} : l'angle de manivelle pour lequel la vitesse angulaire atteint la valeur maximale Ω_{max} .

Ω_{min} : l'angle de manivelle pour lequel la vitesse angulaire atteint la valeur minimale Ω_{min} .

Il suffit d'appliquer, aux masses tournantes

de moment d'inertie I le théorème des forces vives entre les instants correspondants aux passages par les angles de manivelle θ_{\min} et θ_{\max} pour obtenir la relation simple :

$$\frac{1}{2} I (\Omega_{\max}^2 - \Omega_{\min}^2) = \int_{\theta_{\min}}^{\theta_{\max}} (C_M - C_R) d\theta \quad (5-2)$$

On remarque d'ailleurs que, dans la pratique, la vitesse angulaire moyenne reste toujours très voisine de la moyenne arithmétique entre les vitesses maximales et minimales, donc que :

$$(\Omega_{\max} + \Omega_{\min}) / 2 \approx \Omega_{\text{moy}}.$$

Ce qui donne la valeur de r sous la forme simple :

$$r = \frac{I \Omega_{\text{moy}}^2}{\int_{\theta_{\min}}^{\theta_{\max}} (C_M - C_R) d\theta} \quad (5-3)$$

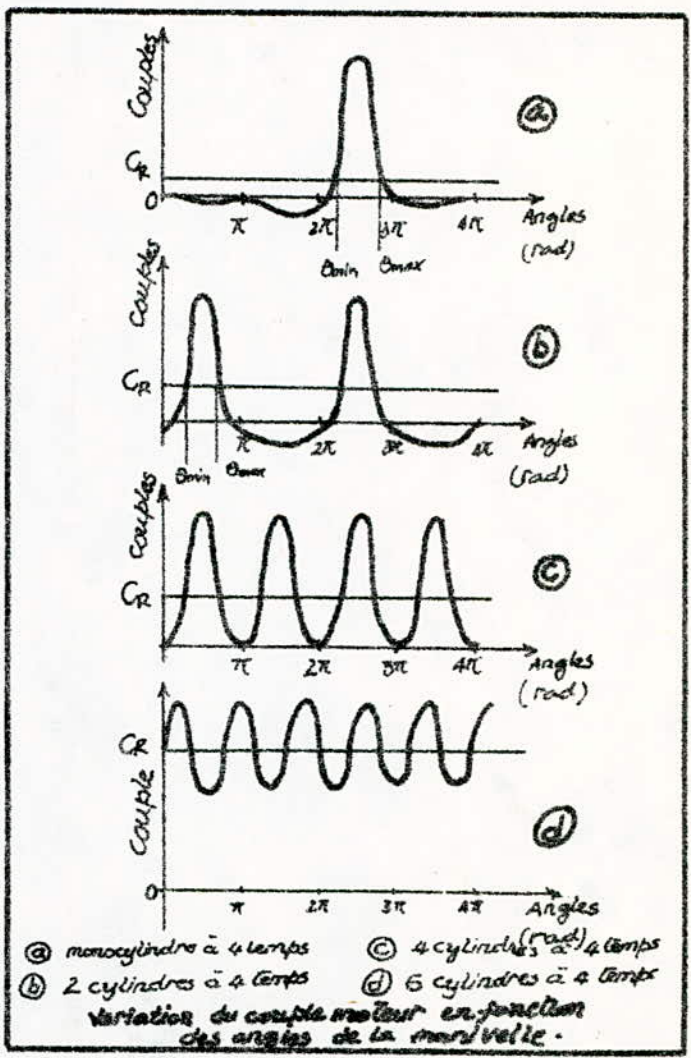
formule dans laquelle l'intégrale qui figure au dénominateur peut se calculer sans difficulté, si l'on trace un graphique correspondant

aux valeurs de C_m en fonction de θ , telles qu'on peut les calculer en tenant compte des forces de pression et des forces

d'inertie qui s'appliquent aux pistons (et, si possible des différents frottements).

La figure 5.1.a donne une idée des variations du couple C_m en fonction des angles de manivelle

θ pour un moteur cylindre à 4 temps fonctionnant à faible vitesse de rotation, et met en évidence que le travail moteur étant supposé égal au travail résistant, la droite représentant C_e a pour ordonnée la valeur



(fig. 5)

de C_m pour la durée du cycle. Cette figure nous aidera à tirer différentes conclusions dans la suite.

5.3 Discussion

La formule (5-3) montre clairement que le coefficient de régularité cyclique r est d'autant plus grand que :

a) le moment d'inertie total I des masses tournantes est plus considérable.

b) la vitesse moyenne de rotation Ω_{moy} est plus grande,

c) la différence entre le couple moteur et le couple résistant prend une valeur plus petite et se maintient moins longtemps à un niveau supérieur à celui du couple résistant C_r .

De ces constatations, il est intéressant de tirer la série de conclusions qui suivent :

- C'est aux vitesses de rotation les plus faibles, pour une charge donnée (donc pratiquement pour une valeur donnée de l'intégrale des couples), qu'il sera le plus difficile d'obtenir un coefficient de régularité cyclique suffisant. La tolérance à une certaine régularité cyclique dépend des conditions du moteur, de son équilibrage, de ses conditions d'accouplement avec la machine réceptrice et de cette machine elle-même.

- C'est en général (au moins pour les faibles vitesses de rotation), pour la charge la plus forte (donc pour une intégrale des couples élevée bien que pas obligatoirement maximale) que la régularité cyclique risquera le plus d'être insuffisante.

- Le moyen le plus simple d'obtenir un bon coefficient de régularité cyclique est d'accroître le moment d'inertie des pièces tournantes I ,

en dimensionnant convenablement, à cet effet, le volant malheureusement, plus le moment d'inertie I sera grand plus le couple d'accélération moyen $I(d^2\Omega/dt)$ absorbé pendant les périodes d'accélération du moteur sera grand; ce qui peut être un inconvénient sérieux pour certains types de moteurs et en particulier ceux des automobiles.

• Un moyen très simple d'accroître la régularité cyclique d'un moteur est de multiplier le nombre des cylindres de manière que le couple résultant C_m soit la somme des couples élémentaires relatifs à chaque cylindre et qui se chevauchent en général, tout en conservant une valeur moyenne totale forcément égale à C_e .

(fig. 3.1a; 3.1b; et 3.1d).

• L'augmentation du nombre de cylindres ne permettra cependant de réduire le plus possible l'intégrale des couples, que dans la mesure où le déphasage des cycles, effectués dans chaque cylindre, est pratiquement constant et égal au quotient de la rotation correspondant à un cycle, par le nombre de cylindres utilisés.

De ce fait si l'on désigne par :

k : Nombre de cylindres

n : Nombre de Temps du cycle (2 ou 4 Temps)

α : le déphasage des impulsions successives correspondant à deux cylindres différents.

• Il ya intérêt à réaliser la condition (très importante pour l'étude de l'équilibrage):

$$\alpha = n\pi/k$$

La relation (5.4) montre qu'il ya une très grosse amélioration de régularité cyclique, quand on passe du cycle à 4 Temps au cycle à 2 Temps,

avec un nombre de cylindres donné, puisque, grosso-modo, la régularité cyclique varie, toute chose égale par ailleurs, comme l'inverse du nombre d'impulsions motrices correspondant à un nombre de manivelle de 4π .

- si le moteur fonctionne à vide, il est évident que l'intégrale des couples a une valeur très faible, mais on peut constater en appliquant le théorème des forces vives, non seulement aux masses tournantes, mais aussi aux masses coulissantes, donc à l'ensemble des masses mobiles du moteur, que l'énergie cinétique à compenser les variations d'énergie cinétique des masses coulissantes, en sorte que la meilleure régularité cyclique ne sera obtenue, dans la marche à vide, que si l'énergie cinétique totale de l'ensemble des masses coulissantes reste à peu près constante (comme

cela a lieu dans beaucoup de moteur en V)
Au lieu de fluctuer entre 0 et une valeur
maximale (comme cela a lieu dans un mot
eur à 4 cylindres en ligne à 4 temps par
exemple).

IV CALCUL DES VOLANTS

Le calcul du volant d'inertie se faisait selon deux méthodes, l'une ancienne basée sur le calcul de la masse et l'autre plus moderne basée sur le théorème de l'énergie cinétique appliqué à la ligne d'arbre considérée, en considérant que la vitesse moyenne est égale à la moyenne arithmétique entre les vitesses maxi et mini. Nous proposons une 3^{ème} méthode qui améliore cette dernière.

6.1 Méthode Ancienne

Cette méthode est basée essentiellement sur le calcul de la masse du volant, puisque à partir de cette grandeur, il est très simple

de trouver les dimensions qu'il faut lui donner suivant le matériau employé pour sa construction.

Parmi les paramètres importants qui rentrent dans le calcul de la masse du volant, l'irrégularité cyclique i (déjà définie), la puissance du moteur ainsi que la vitesse du centre de gravité du volant. C'est ainsi que la masse m est donnée par :

$$m = \frac{K}{i} \cdot \frac{P}{g \cdot \eta \cdot v^2}$$

ou encore :
$$m = \frac{K}{i} \cdot \frac{9.3 \times P}{\eta^3 R^2} \quad (6-1)$$

$K = 4.150 \frac{W}{W_0}$ Coefficient tenant compte du travail résistant constant W_0 , tel que : $P = \frac{W_0 n}{60}$

i : l'irrégularité cyclique = $1/r$

P : la puissance, n : le n^{bre} de tours/min de l'arbre portant le volant et R : le rayon du C.G. du volant.

Les coefficients K et i sont donnés en fonction du type de moteur sur lequel est monté le volant (voir Tableau I et II)

Dans le cas du calcul des volants pour les moteurs actionnant les véhicules, on devra considérer le moteur débrayé (détaché du véhicule), pour que la masse du véhicule ne s'ajoute pas à la masse du volant. Si non on aboutira à un degré d'irrégularité bien plus faible que celui choisi à priori.

6.2 Méthode classique

L'irrégularité du couple entraîne évidemment des variations de la vitesse de rotation instantanée auxquelles on remédie généralement grâce à l'artifice du volant d'inertie.

L'équation d'équilibre dynamique du vilebrequin

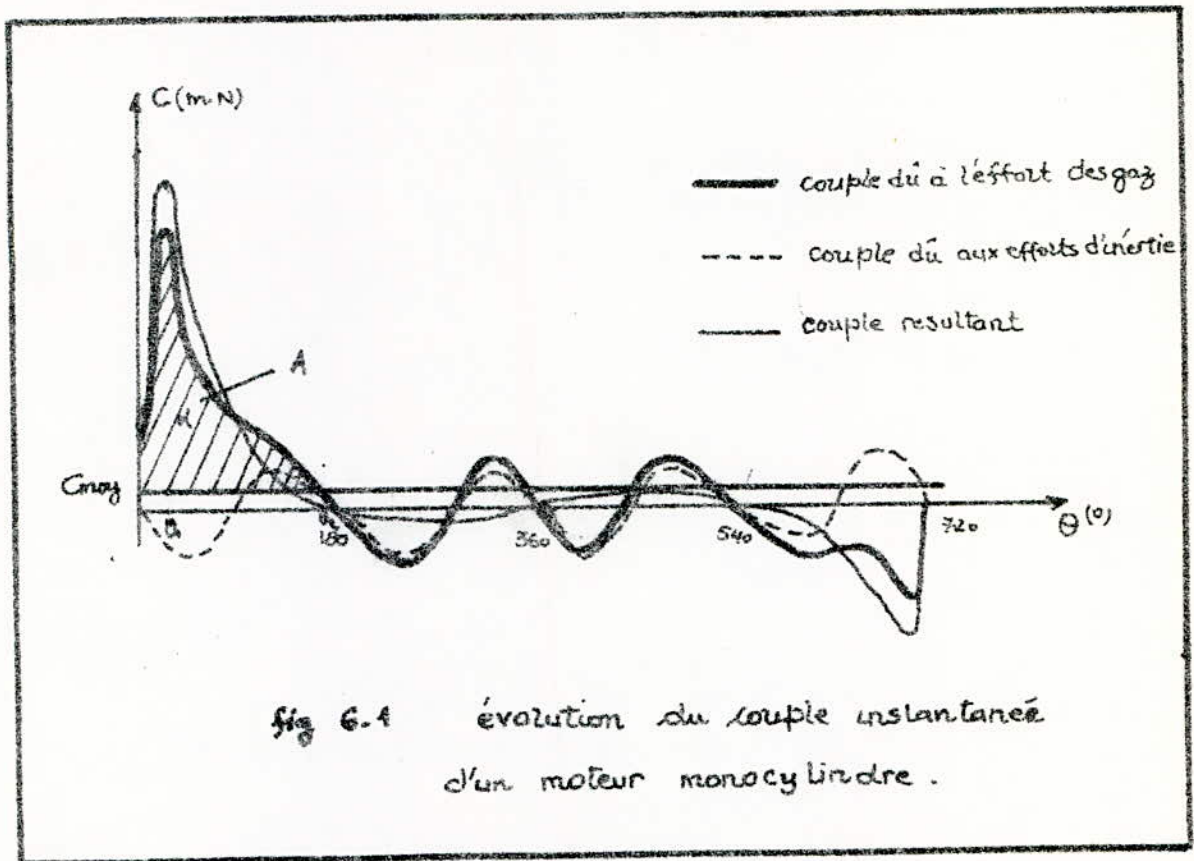
Tableau I : Donnant les valeurs de K.

Moteur à 4 Temps						moteur à 2 Temps			
simple effet			double effet			simple effet		double effet	
Valeur de K suivant le nombre de cylindres			Valeur de K suivant le nombre de cylindres			Valeur de K suivant le nombre de cylindres		Valeur de K suivant le nombre de cylindres	
1	2	4	1	2	4	1		1	2
80000	34500	4400	54000	6700	1900	35000		4500	2000

Tableau II :

Valeur de l'irrégularité cyclique suivant le type de machine	
Machines élévatrices, Pompes, scies	$i = 1/20 \div 1/30$
Transmission mécanique	$i = 1/35 \div 1/40$
Machines textiles et à papier	$i = 1/40 \div 1/45$
Moulin à grain	$i = 1/50$
Machines à filer à nombre de files inférieurs	$i = 1/80$
Machines à filer à nombre de files supérieurs	$i = 1/100$
Dynamo (d'éclairage sans accumulateur)	$i = 1/150$
Générateurs triphasés	$i = 1/300$

peut être obtenue directement par l'application du théorème des forces vives.



soit C_M le couple moteur et C_R le couple résistant (si on néglige les pertes par frottements), on aura pour une variation angulaire $d\theta$

$$(C_M - C_R) d\theta = \frac{1}{2} d(\sum m v^2)$$

où $\frac{1}{2} d(\sum m v^2)$ représente la variation d'énergie cinétique des pièces en mouvement de translation et de rotation.

si I est le moment d'inertie résultant, rapporté à l'axe du vilebrequin, de toutes les masses du moteur en mouvement de rotation et de translation, on aura après intégration pour une rotation de θ_1 à θ_2 :

$$\int_{\theta_1}^{\theta_2} (C_M - C_R) d\theta = \frac{1}{2} I (\omega_2^2 - \omega_1^2) \quad (6.3)$$

si nous remplaçons le couple résistant C_R par le couple moteur moyen C_{Moy} constant, l'équation d'équilibre dynamique entre les deux abscisses θ_1 et θ_2 correspondant à l'aire maximale sous tendue à la courbe de couple s'écrit :

$$\int_{\theta_1}^{\theta_2} (C_M - C_R) d\theta = \frac{1}{2} I (\omega_2^2 - \omega_1^2) = A$$

A représente l'aire hachurée (fig. 6-1)

or : $\omega_1 = \omega_{min}$ et $\omega_2 = \omega_{max}$

$$\text{donc: } \omega_2^2 - \omega_1^2 = (\omega_M + \omega_m)(\omega_M - \omega_m) = \frac{2A}{I}$$

d'autre part, on prend approximativement :

$$\omega = \frac{\omega_M + \omega_m}{2} \quad (6-5)$$

nous en deduisons : $\omega_M - \omega_m = \frac{A}{\omega I}$

comme $i = 1/r = \frac{\omega_M - \omega_m}{\omega}$ (6-6)

d'où : $i = \frac{A}{\omega^2 I}$

Pour réduire l'irregularité cyclique, il faut donc augmenter le régime ω ou augmenter l'inertie I . Comme il est plus intéressant d'avoir ω faible (cas du moteur au ralenti), donc il est plus intéressant d'augmenter I . On peut obtenir ce résultat en ajoutant aux pièces en mouvement de rotation le volant d'inertie.

Soit i_1 le maximum admis pour le coefficient d'irregularité cyclique et I_v le moment d'inertie du volant, il faut avoir :

$$i_1 = \frac{A}{(I + I_v) \omega^2} \quad (6-7)$$

Soit :

$$I_v = I \left(\frac{L}{L_1} - 1 \right) \quad (6-8)$$

Donc pour calculer I_v il suffit de connaître l'inertie des pièces en mouvement du moteur (sans volant), l'irrégularité cyclique i calculée en fonction de A et de ω . A : l'aire hachurée sous tendue à la courbe peut être calculée par planimétrie et ω est connue (calcul approximatif). i est pric selon le type de moteur.

6.3 Méthode améliorée

Dans la méthode classique, nous avons fait 2^e hypothèse qui consiste à dire que la vitesse moyenne est égale à la moyenne arithmétique entre les vitesses maxi et mini.

Cette hypothèse diminue l'exactitude des resul-

-tats, Mais facilite les calculs "à la main".

En effet l'expression (6-4) nous permet d'obtenir à la formule facilement calculable de $r(\text{ou } i)$ en fonction de I

$$i = \frac{1}{r} = \frac{\int_{\theta_1}^{\theta_2} (C_M - C_{Moy}) d\theta}{I \omega^2_{\text{moy}}} = \frac{A}{I \omega^2}$$

Tenant compte des moyens de calcul actuels (méthodes numériques) il est possible d'envisager une méthode numérique pour le calcul de l'irregularité cyclique r plus précise.

Nous avons la relation :

$$C_M - C_R = C(t) = I d\omega/dt \quad (6-9)$$

$$\text{d'où } \omega(t) = \frac{1}{I} \int C(t) dt \quad (6-10)$$

Comme on connaît l'expression de $C(t)$, on peut trouver la fonction $\omega(t)$ en fonction de I .

Connaissant $\omega(t)$, on trouvera ω_{max} , ω_{min} , ω_{moy} en fonction de I .

Donc on obtient r en fonction de I sans faire d'hypothèse sur la vitesse moyenne ω_{moy} .
Le reste de calcul se fait d'une manière analogue à la méthode classique.

6.3-1 Intégration du couple :

On décompose le couple en série de Fourier :

$$C(t) = \frac{A_0}{2} + \sum A_n \sin n\theta + B_n \cos n\theta$$

où $\frac{A_0}{2}$ est le couple moyen, A_n, B_n les amplitudes des harmoniques.

D'autre part on a :

$$I \ddot{\theta} = C(t) = \frac{A_0}{2} + \sum A_n \sin n\theta + B_n \cos n\theta = f(\theta, t)$$

en intégrant $\ddot{\theta}$ on a :

$$\dot{\theta} = \frac{1}{I} \int C(t) dt = \frac{1}{I} \int \left(\frac{A_0}{2} + \sum A_n \sin n\theta + B_n \cos n\theta \right) d\theta$$

Cette intégrale est évaluée numériquement en procédant comme suit :

Posons :

$$\begin{cases} \dot{\theta} = \phi \\ \dot{\phi} = \ddot{\theta} = f(\theta, t) \end{cases}$$

Donc on aboutit à un système d'équation du premier ordre en ϕ et θ , avec les conditions initiales θ_0, ϕ_0 .
Le système d'équation est résolu numériquement ;

$$\frac{\theta_{n+1} - \theta_n}{h} = \phi_n$$

$$\frac{\phi_{n+1} - \phi_n}{h} = f(\theta_n, t)$$

Explicitement, ces équations s'écrivent :

$$\theta_1 = \theta_0 + h \cdot \phi_0$$

$$\phi_1 = \phi_0 + h f(\theta_0)$$

$$\vdots$$

$$\theta_{n+1} = \theta_n + h \cdot \phi_n$$

$$\phi_{n+1} = \phi_n + h f(\theta_n)$$

Donc pour chaque valeur de θ on a une valeur de ϕ ;

Du fait que $\phi = \frac{d\theta}{dt} = w$ donc les valeurs de w

sont connues. on peut tirer - donc - w_{max} , w_{min} et w_{moy} et

finalement on tire :
$$i = \frac{w_{max} - w_{min}}{w_{moy}} .$$

VII DIMENSIONNEMENT DU VOLANT MOTEUR

Pour dimensionner le volant moteur on se base sur deux données principales :

- L'irrégularité cyclique
- Les formes et dimensions des éléments montés sur le volant

7.1 Différentes étapes permettant le dimensionnement du volant.

7.1.1 Détermination de la masse du volant

Nous avons déjà vu qu'à partir de l'irrégularité cyclique et le moment d'inertie des pièces en mouvement on peut calculer le moment d'inertie

du volant

$$I_v = I_{sv} \left(\frac{i}{i_1} - 1 \right)$$

I_v : moment d'inertie du volant

I_{sv} : moment d'inertie des pièces en mouvement sans volant.

i : l'irrégularité cyclique calculée

i_1 : l'irrégularité cyclique maximale admise.

D'autre part on sait que pour un disque plein, le moment d'inertie par rapport à son centre de gravité est donné par:

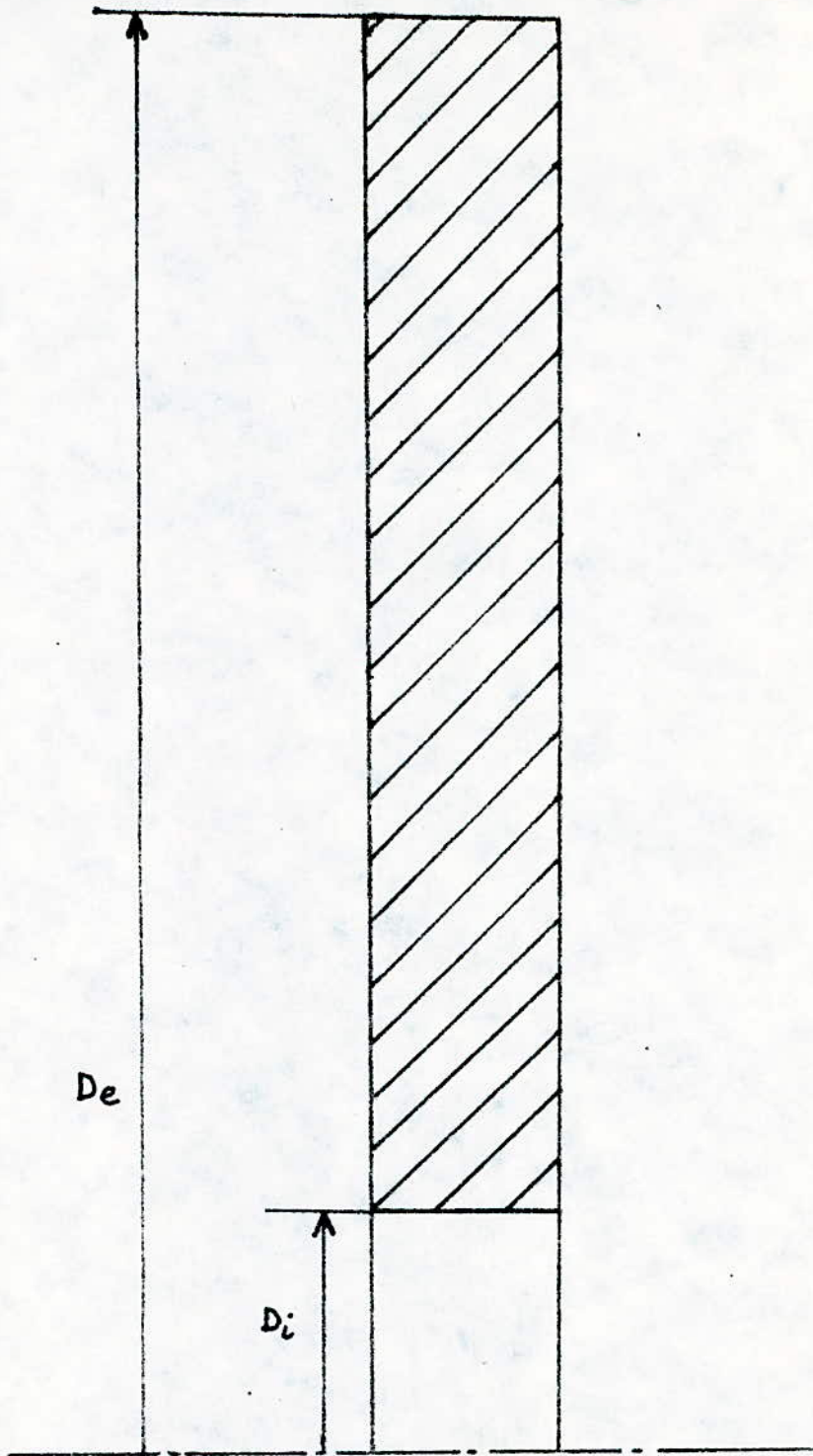
$$I = \frac{1}{2} M R^2 \quad (7-1)$$

avec M : masse du disque et R : son rayon.

Comme dans la réalité le volant moteur ressemble plutôt à un disque creux (fig 7-1) (pour permettre la fixation du vilebrequin) donc son moment d'inertie est donné par :

$$I_v = \frac{1}{2} M (R_{ex}^2 - R_{in}^2)$$

où: R_{ex} est le rayon extérieur du disque.



(Fig . 7 . 1)

R_{in} : rayon intérieure du disque.

Ce qui nous permet de déterminer M connaissant I_v (déjà calculé), D_{ex} et D_{in}

$$M = \frac{2 I_v}{(R_{ex}^2 - R_{in}^2)} \quad (7.3)$$

7-1.2 Calcul de l'épaisseur minimale de l'âme reliant le moyeu à la couronne.

On cherche l'épaisseur minimale " E_{min} " que peut avoir l'âme du volant pour qu'il n'y ait pas de rupture.

La masse du volant est donnée par l'expression :

$$M = \rho \cdot V \quad (7.4)$$

où ρ est la masse volumique du matériau, et V :

le volume du volant.

En exprimant le volume en fonction de l'épaisseur on aura :

$$M = \rho \cdot \pi \cdot E (R_{ex}^2 - R_{in}^2) \quad (7.5)$$

avec E : épaisseur du volant

R_{ex} : Rayon extérieure du volant

R_{in} : Rayon intérieur du volant.

D'autre part on a :

$$M = \frac{8 I_v}{R_{ex}^2 - R_{in}^2} \quad (7.3)$$

En égalisant les valeurs de M entre (7.3) et (7.5)

on aura :

$$5 \pi \cdot E (R_{ex}^2 - R_{in}^2) = \frac{2 I_v}{R_{ex}^2 - R_{in}^2}$$

$$\text{d'où } E = \frac{2 I_v}{5 \pi \cdot (R_{ex}^2 - R_{in}^2)^2} \quad (7-6)$$

Donc pour des valeurs de R_{ex} , R_{in} données, on peut avoir l'épaisseur E du volant.

Comme le rayon extérieur du volant ne peut dépasser une certaine limite à cause des vitesses périphériques élevées (déjà évoquée).

Nous devons tenir compte de cette limite dans le calcul de l'épaisseur E .

La vitesse périphérique est exprimée en fonction du rayon par :

$$V_p = \omega R = \frac{\pi N}{30} R. \quad (7.7)$$

Pour une vitesse maximale admise on aura un rayon maximum à ne pas dépasser.

Le rayon maximum correspondra à l'épaisseur minimale E_{min} du volant. Donc on vérifiera le rayon max du volant en fonction de la vitesse périphérique selon le matériau considéré,

par :

$$R_{max} = \frac{30 V_p}{\pi N}$$

L'épaisseur minimale de l'âme du volant doit être vérifiée par :

$$E_{min} = \frac{2 I v}{8 \pi (R_{max}^2 - R_{min}^2)^2} \quad (7.8)$$

7.1.3 Données du problème

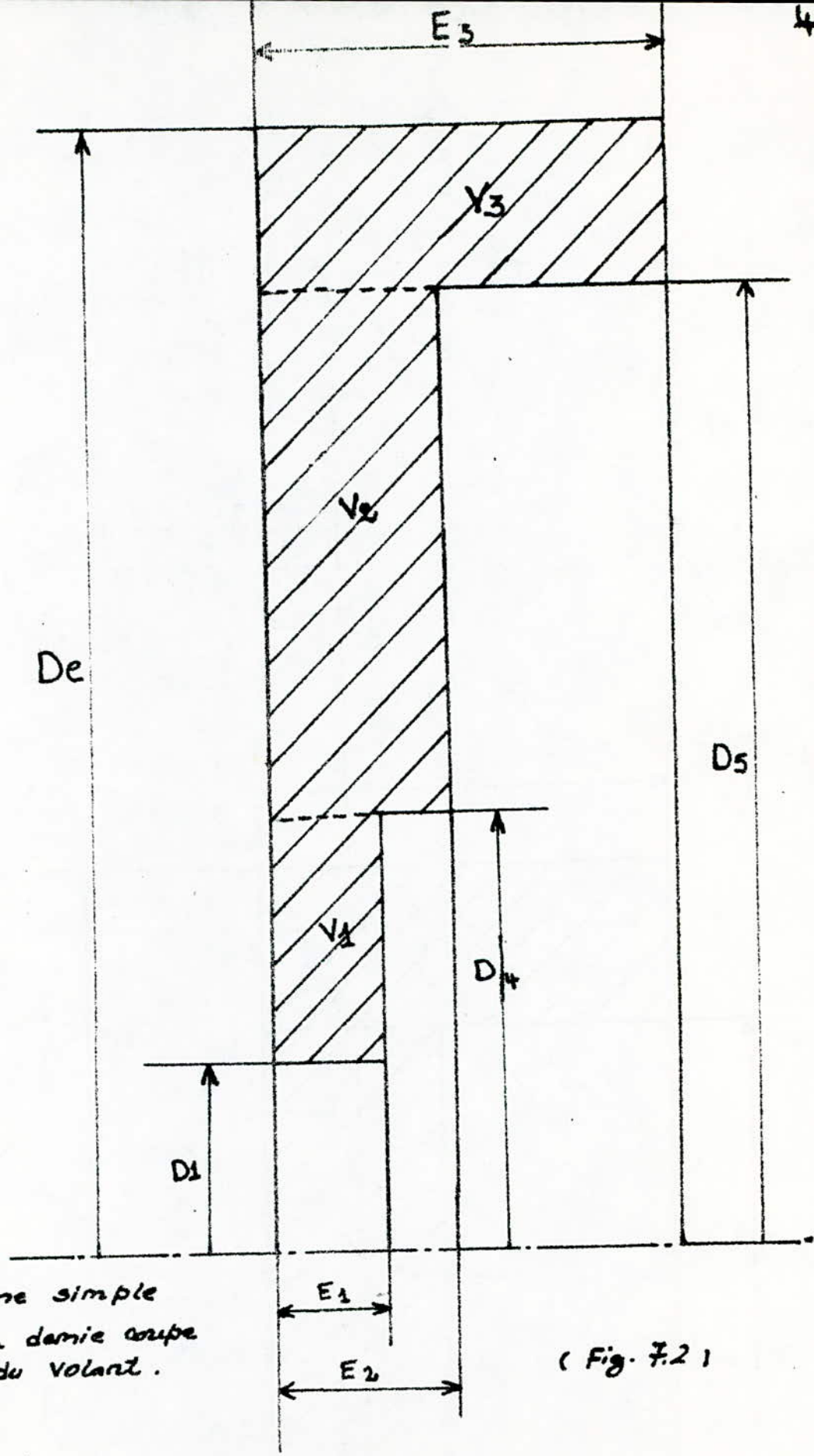
Pour déterminer la forme du volant d'inertie

on dispose des données relatives aux dimensions des pièces assemblés sur ce dernier:

- D_1 : diamètre du bout du vilebrequin
- D_2 : " " de l'embrayage
- D_4 : " " intérieur du disque d'embrayage
- D_5 : " " extérieur " " " "
- D_e : " " extérieur de la couronne du démarreur.
- D_i : " " intérieur " " " "
- d : " " des vis de fixation sur le vilebrequin.
- C : la largeur de la couronne du démarreur.
- E_{eb} : l'épaisseur de l'embrayage.

7.1.4 Hypothèses de calcul.

Afin de pouvoir initier les calculs, nous avons fait une première approche de la forme du volant donnée sur la figure 7.2. (en se basant sur les données précédentes) avec une répartition



Forme simple
de la demie coupe
du volant.

(Fig. 7.2)

du volume de :

50% entre D_2 et D_3 (représenté par le volume V_3)

40% entre D_3 et D_4 (représenté par le volume V_2)

10% entre D_4 et D_1 (représenté par le volume V_1)

Le diamètre " D_e " étant fixe, ce sont les valeurs des épaisseurs E_1, E_2, E_3 qui évolueront pour assurer l'inertie nécessaire du volant.

7.1.5 Détermination des épaisseurs

Pour calculer les épaisseurs E_1, E_2, E_3 on doit avoir les volumes V_1, V_2, V_3 (figure 7-2) tel que :

$$V = V_1 + V_2 + V_3 \quad (7-9)$$

$$\text{d'autre part : } V = M/\rho \quad (7-10)$$

avec V : volume totale du volant.

Par hypothèse on a :

$$V_1 = 0,1V \quad (7-11)$$

$$V_2 = 0,4V \text{ et } V_3 = 0,5V.$$

d'autre part on a :

$$V_1 = \pi E_1 (R_4^2 - R_1^2)$$

$$V_2 = \pi E_2 (R_5^2 - R_4^2) \quad (7-12)$$

$$V_3 = \pi E_3 (R_6^2 - R_5^2)$$

En résolvant ces systèmes d'équations on aura les épaisseurs E_1, E_2, E_3 :

$$E_1 = \frac{2 \times 0,2 \cdot I_v}{\rho \cdot \pi (R_4^2 - R_1^2)^2}$$

$$E_2 = \frac{2 \times 0,4 \cdot I_v}{\rho \cdot \pi (R_5^2 - R_4^2)^2}$$

$$E_3 = \frac{2 \times 0,5 \cdot I_v}{\rho \cdot \pi (R_6^2 - R_5^2)^2}$$

(7-13)

7.1-6 Détermination de la forme finale du volant.

Pour arriver à la forme finale du volant (fig 7.4) nous devons passer par une étape intermédiaire (fig. 7.3), afin de pouvoir faciliter la

démarche et concilier entre les données réelles des pièces assemblées sur le volant et la première approche de calcul .

Pour pouvoir adopter la forme calculée à celle envisagée on doit respecter les conditions suivantes :

- Respecter l'inertie calculée du volant
- faciliter la fixation des différents éléments sur le volant d'énergie, tout en respectant leurs formes et dimensions .

Hypothèse de calcul :

La partie du volume à retrancher est égale à la partie à ajouter .

a) Partie à retrancher : représentée par les volumes ①, ③ et ④ fig 7.3

b) Partie à ajouter : représentée par les volumes ② et ⑤ (fig 7.3) .

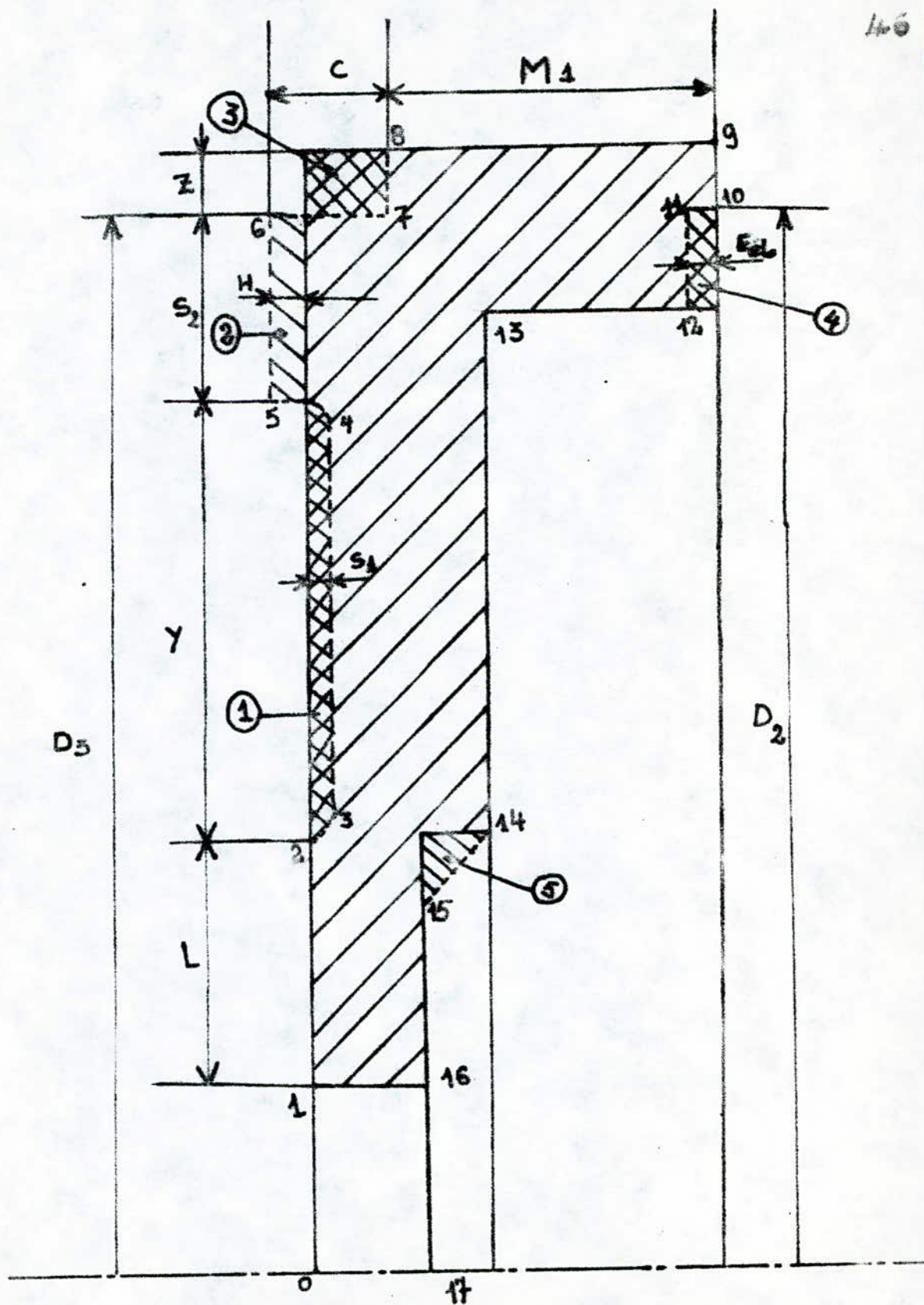





Fig. 7-3

-  Volume qui n'a pas changé
-  Volume qu'on doit retrancher
-  Volume qu'on doit ajouter

On impose : Volume ④ + Volume ⑥ = Volume ②

$$\text{Volume ④} = \text{Volume ⑤}$$

sur la figure 7.3 sont données les différents paramètres nécessaires au tracé du volant tel que :

- * S_1 = épaisseur à retrancher (supposée connue)
- C = La largeur de la couronne du démarreur (donnée).

E_{eb} = l'épaisseur de l'embrayage (donnée).

$$L = \frac{D_4 - D_1}{2} - S_1$$

$$* \gamma = \frac{D_5 - D_4}{2} - \frac{D_e - D_3}{2}$$

$$S_2 = \frac{D_e - D_5}{2} ; \quad S_3 = \frac{D_e - D_2}{2}$$

$$S_4 = \frac{D_2 - D_5}{2} ; \quad Z = \frac{D_e - D_3}{2}$$

Ainsi la résolution de l'équation (7.14) nous donne la valeur de H

$$H = \frac{S_1 \gamma (D_1 + \gamma + 2L) + C \frac{D_e^2 - D_3^2}{4}}{S_2 (D_3 - S_2) + \frac{D_e^2 - D_5^2}{4}} \quad (7.15)$$

$$M_1 = E_3 + H - C$$

(7.16)

48

7.1.7 Dessin du Volant

Pour pouvoir tracer le volant on a préparé les points essentiels de ce dernier qui, après liaison de ces points, on obtient le tracé final du volant.

Soit (x_i, y_i) les coordonnées des différents points.

soit (x_0, y_0) le point de départ alors :

$$\begin{cases} x_1 = x_0 \\ y_1 = y_0 + \frac{D_1}{2} \end{cases} ; \begin{cases} x_2 = x_0 \\ y_2 = y_1 + L \end{cases} ; \begin{cases} x_3 = x_0 + S_1 \\ y_3 = y_2 + S_1 \end{cases}$$

$$\begin{cases} x_4 = x_3 \\ y_4 = y_3 + Y \end{cases} ; \begin{cases} x_5 = x_4 - S_1 - H \\ y_5 = y_4 + S_1 \end{cases} ; \begin{cases} x_6 = x_5 \\ y_6 = y_5 + S_2 \end{cases}$$

$$\begin{cases} x_7 = x_6 + C \\ y_7 = y_6 \end{cases} ; \begin{cases} x_8 = x_7 \\ y_8 = y_7 + 7 \end{cases} ; \begin{cases} x_9 = x_8 + M_1 \\ y_9 = y_8 \end{cases}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} X_{10} = X_9 \\ Y_{10} = Y_9 - S_3 \end{array} \right. ; \left\{ \begin{array}{l} X_{11} = X_{10} - EP \\ Y_{11} = Y_{10} \end{array} \right. ; \left\{ \begin{array}{l} X_{12} = X_{11} \\ Y_{12} = Y_{11} - S_4 \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} X_{13} = X_{10} - (E_3 - E_2) \\ Y_{13} = Y_{12} \end{array} \right. ; \left\{ \begin{array}{l} X_{14} = X_{13} \\ Y_{14} = Y_{13} - \frac{D_5 - D_4}{2} \end{array} \right.$$

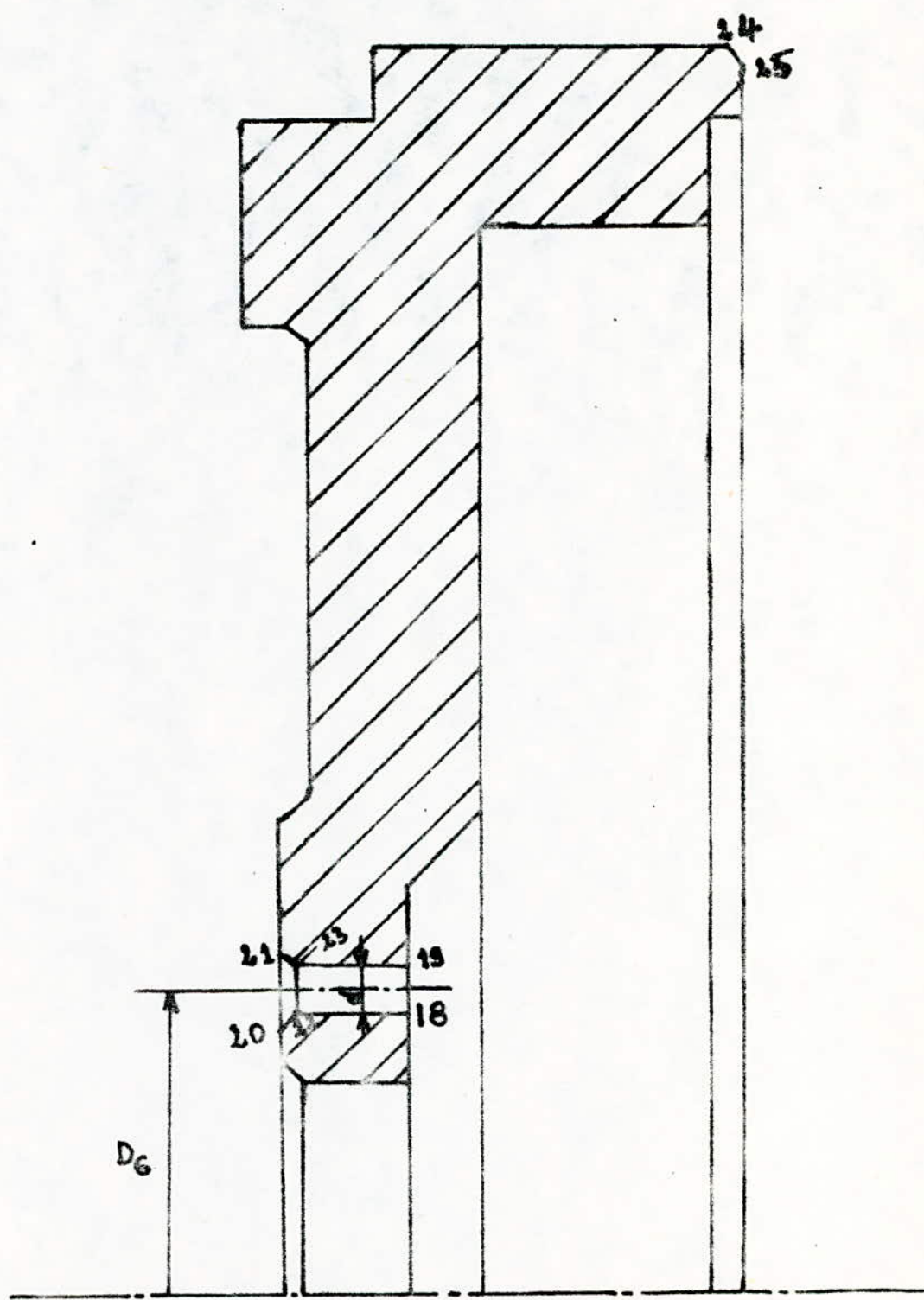
$$\left\{ \begin{array}{l} X_{15} = X_{14} - (E_2 - E_1) \\ Y_{15} = Y_{14} - (E_2 - E_1) \end{array} \right. ; \left\{ \begin{array}{l} X_{16} = X_{15} \\ Y_{16} = Y_{14} - \left(\frac{D_u - D_1}{2}\right) \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} X_{17} = X_0 + E_1 \\ Y_{17} = Y_0 \end{array} \right. ; \left\{ \begin{array}{l} X_{18} = X_{16} \\ Y_{18} = Y_0 + \frac{D_6 - d}{2} \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} X_{19} = X_{16} \\ Y_{19} = Y_{10} + d \end{array} \right. ; \left\{ \begin{array}{l} X_{20} = X_{18} - E_1 \\ Y_{20} = Y_{18} - 2 \end{array} \right. ; \left\{ \begin{array}{l} X_{21} = X_{20} \\ Y_{21} = Y_{20} + d + 4 \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} X_{22} = X_{20} + 2 \\ Y_{22} = Y_{20} + 2 \end{array} \right. ; \left\{ \begin{array}{l} X_{23} = X_{22} - C \\ Y_{23} = Y_{22} + d \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} X_{24} = X_{9-2} \\ Y_{24} = Y_9 \end{array} \right. ; \left\{ \begin{array}{l} X_{25} = X_9 \\ Y_{25} = Y_{9-2} \end{array} \right.$$

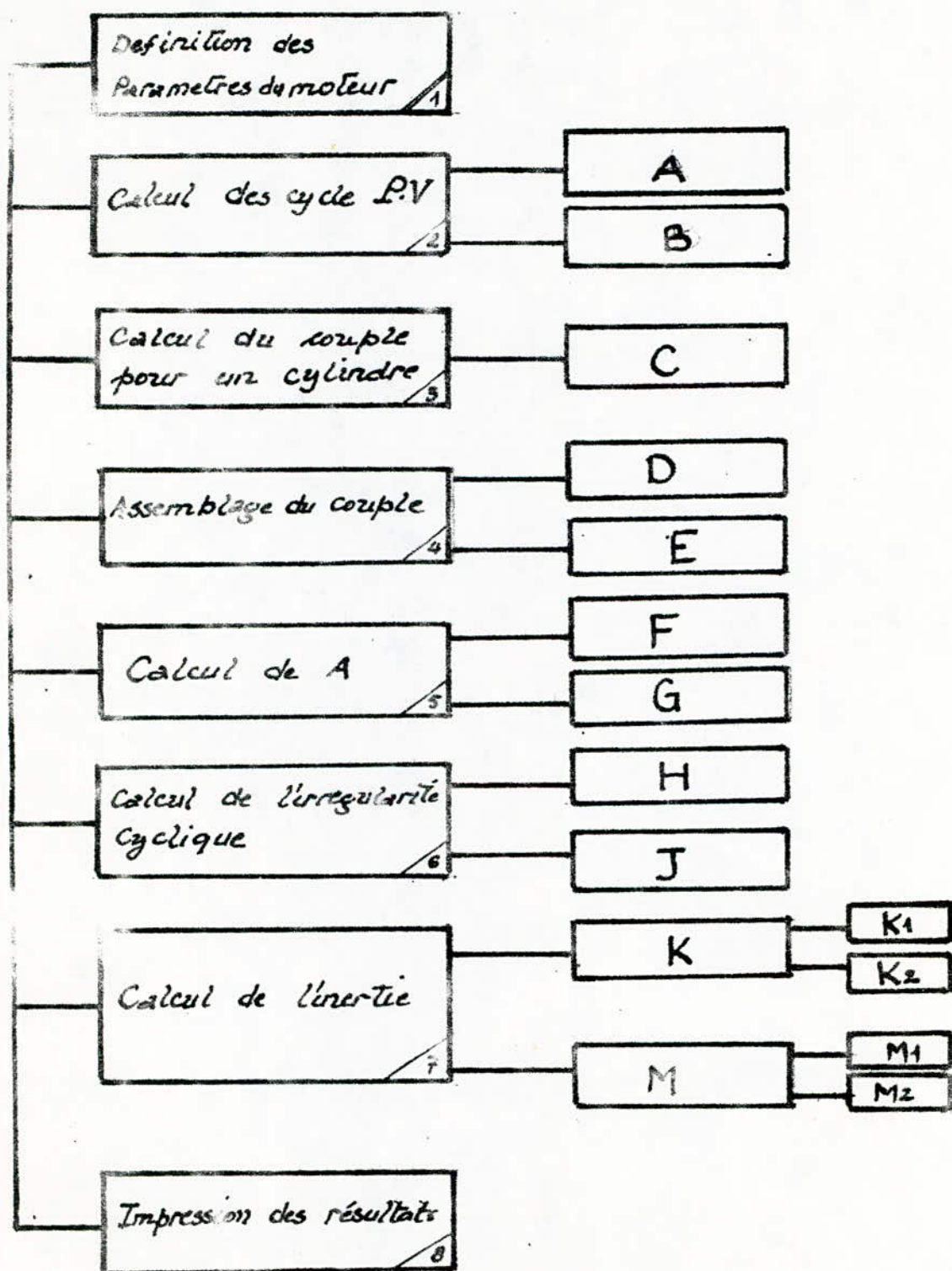


Forme réelle de la dernière coupe du volant.

Fig 7-4

VIII

Organigramme Volant



Bloc 1

Dans ce module sont saisis les paramètres du moteur. Les paramètres sont considérés comme des données nécessaires pour le calcul du volant d'inertie.

Bloc 2

Ce module calcule les cycles de pression volume Diesel et essence. (si l'on veut avoir un calcul rapide on peut lire dans un fichier les sinus et cosinus de l'angle de rotation au lieu de les calculer chaque fois)

Variables d'entrée

c_p : chaleur massique à pression constante en J/kg°

S : section du cylindre en m^2 .

P_{max} : La pression maximum pour le cycle diesel en Pa

n_c et n_d : les exposants polytropiques.

P_1, V_1, T_1 : Les conditions d'admission.

Variables de sortie

$P(\theta_2)$: La pression en fonction du volume en Pa

$V(\theta_2)$: le volume en fonction de l'angle de rotation en m^3

P_u : La puissance en watt.

BLOC 3 : Calcul du couple pour un cylindre

Ce module permet de calculer le couple sur l'arbre pour un cylindre.

Variables d'entrée :

$P(\theta_2)$: La pression en fonction de θ vilbrequin en Pa.

L : longueur de la bielle en m.

L_a : distance centre de gravité - tête de bielle en m.

ω : La vitesse de rotation en rad/s

I_{Gz} : Le moment d'Inertie de la bielle par rapport à l'axe en kg.m.

Variable de sortie :

COUPLE (θ_2) : Le couple en fonction de l'angle de rotation du vilbrequin en N.m.

$X_{AT}(\theta_2)$, $Y_{AT}(\theta_2)$: Les composantes des efforts exerçant sur le maneton en Newton.

$X_{BT}(\theta_2)$; $Y_{BT}(\theta_2)$: les composantes des efforts exerçant sur le pied de bielle en Newton.

$A(10), B(10)$: Les paramètres de Fourier.

Bloc 4 : Assemblage du couple

Ce module assemble le couple en fonction du nombre de cylindres, puis il le décompose en série de fourier. il calcule aussi le couple avec $PME=0$.

Variables d'entrée :

$COUPL (PME=0)$: le couple en fonction de l'angle de rotation. avec $PME=0$.

$COUPL (720)$: Le couple en fonction de l'angle de rotation

Nc : Nombre de cylindre

Variables de sortie :

$CpT (PME=0)$: le couple total. (avec $PME=0$) en N.m

$CPT (720)$: le couple total en N.m.

$A(10), B(10)$: Les paramètres de fourier.

Bloc 5 : Calcul de (l'aire sous tendue à la courbe) l'intégrale du couple.

Variables d'entrée :

CT (720) : Le couple total en N.m

CM (720) : le couple moyen en N.m.

Variables de sortie :

A : integration du couple

BLOC 6 : Calcul de l'irregularité cyclique

Ce module calcule l'irregularité cyclique selon les deux methodes (classique et améliorée), selon le cas

Variables d'entrée :

Isv : Inertie des elements tournant sans le volant

CPT (PME=0) : couple total avec PME=0

CPT (720) : couple total

UMM : Vitesse angulaire moyenne. ω_{moy} .

Variable de sortie

IRC : irregularité classique i

IRA : irregularité améliorée

UM Max : vitesse angulaire max. ω_{max} .

ω_{min} : vitesse angulaire min. ω_{min}

$$i = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{moy}}$$

Bloc 7

Calcul de l'inertie du volant I_v selon le cas; à l'aide de i améliorée ou classique

De même que l'on peut calculer l'inertie de tous les éléments tournant I_e avec i améliorée ou classique.

BLOC 8

Impression des résultats soit à l'écran, soit sur imprimante.

Definition des sous programmes

- sous Programme A : calcul du cycle P.V pour un moteur diesel.
- sous Programme B : calcul du cycle P.V pour un moteur à essence

- sous programme C: Décomposition en série de fourier du couple pour un monocylindre
- sous programme D: Décomposition en série de fourier du couple pour un multicylindre
- sous programme E: Calcul du couple avec $PME=0$. (Pression moyenne effective nulle).
- sous programme F: Calcul de l'aire sous-tendue à la courbe du couple, calculée par planimétrie.
- sous programme G: Calcul de l'aire sous-tendue à la courbe du couple, calculée par intégration du couple
- sous programme K: calcule le moment d'Inertie du volant: I_v
- sous subroutine K1: Calcule le moment d'Inertie du volant par la méthode classique.
- sous subroutine K2: calcule le moment d'Inertie du volant par la méthode améliorée,

- Sous programme M: calcule le moment d'Inertie de tous les éléments tournants y compris le volant.

- Sous-subroutine M₁: Calcul le moment d'Inertie de tous les éléments tournants par la méthode classique y compris le volant.

- Sous subroutine M₂: Calcule le moment d'Inertie de tous les éléments tournants par la méthode améliorée y compris le volant.

- Sous programme H: calcule l'irrégularité cyclique par la méthode classique.

- Sous programme J: Calcule l'irrégularité cyclique par la méthode améliorée.

IV Exemple d'application :

- Pour comparer les méthodes utilisées dans le calcul du volant d'inertie et pour faire fonctionner le programme, on a pris les données relatives au moteur F₄ L 912, moteur fabriqué par la CMT (Complexe-Moteur-Tracteur de Constantine). Ces données sont :

La masse du piston $M_p = 1,635 \text{ kg}$

La masse de la bielle $M_b = 1,700 \text{ kg}$

L'alésage du piston $D = 0,1 \text{ m}$

La course du piston $C = 0,12 \text{ m}$

le taux de compression $\epsilon = 17$

Le diamètre du bout du vilebrequin : $D_1 = 0,065 \text{ m}$

les diamètres extérieurs et intérieurs du disque d'embrayage : $D_4 = 0,15 \text{ m}$; $D_5 = 0,327 \text{ m}$

le diamètre de l'embrayage : $D_2 = 0,360 \text{ m}$

Les diamètres intérieur et extérieur de la cour-
-ronne du démarreur : $D_3 = 0,365 \text{ m}$; $D_e = 0,38 \text{ m}$

Le moment d'inertie de la bielle / a C.O.G.:

$$I_{Gz} = 0,021 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

La longueur de la bielle : $L = 0,21 \text{ m}$

Vitesse de rotation moyenne : $N = 2300 \text{ tr/min.}$

IX

CONCLUSION.

Le dimensionnement du volant d'énergie, à l'aide des trois méthodes exposées, est basé essentiellement sur l'irrégularité cyclique du moteur, les formes et dimensions des éléments montés sur le volant, ont servi à donner une forme appropriée à celui-ci à l'aide de la CAO.

- La méthode ancienne est basée sur des données empiriques, ce qui diminue l'exactitude de ses résultats.

- Dans la méthode classique, nous devons tenir compte de deux éléments :

• Le calcul de l'aire sous tendue à la courbe donnée par le couple, faite par planimétrie.

• La valeur moyenne de la vitesse angulaire est calculée approximativement : $\omega_{moy} = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2}$.

Chacun de ces deux éléments est une source

d'erreurs, ce qui influe sur l'exactitude des résultats.

- Pour augmenter la précision des résultats, nous avons pensé, à l'amélioration de la deuxième méthode et ceci par :

intégration numérique du couple, ce qui nous a permis d'avoir ω_{max} et ω_{min} avec une exactitude assez bonne, donc : le calcul de l'irrégularité cyclique qui est l'élément essentiel dans le calcul du volant est plus, plus précise. Pour avoir le cas le plus défavorable, dans le calcul de ω , nous avons considéré le moteur tournant au ralenti, c'est à dire avec l'hypothèse que la pression moyenne effective

$$P_{me} \approx 0.$$

Les résultats obtenus par cette dernière méthode, montrent la fluctuation de la vitesse angulaire - l'idéal serait que cette fluctuation tende vers une valeur voisine de zéro.

c'est à dire que la perturbation de la vitesse devient nulle.

La prochaine étape qui pourrait être entreprise dans ce travail, est l'établissement d'un logiciel de type C.A.O qui à partir du tracé du volant moteur, recalculer l'irrégularité Cyclique, et donc le moment d'inertie et la masse du volant; puis de nouveau améliorer le tracé, jusqu'à obtenir une irrégularité idéal avec un tracé réalisable.

BIBLIOGRAPHIE

- B. SWOBODA : Mécanique des moteurs alternatifs. Société des éditions Technip
- M. SERRUYS : Moteur à combustion
Etude et réalisation mécanique du moteur
- Quillet : Encyclopédie des sciences industrielles
- M. BOUKABACHE : Etude des vibrations de torsion de groupe moto propulseur des camions - S.N.V.I SONACOME
Mémoire de magistère 1982
- R. ROUDIL : Moteur diesel (DUNOD)
- M. MENARDON : Les moteurs
- D. JOLIVET
- J.C. LARRÈCHE : Introduction à la programmation
Basic
- J. LAMOITIER : Le Basic et ses extensions

