

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

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : Génie Mécanique

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

22x

PROJET DE FIN D'ETUDES

En vue de l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état

SUJET

ETUDE DE LA DISTRIBUTION

DANS LES MOTEURS

Proposé Par :
M.KSIAZEK

Etudié par :
R.LAGATI

Dirigé par :
M.KSIAZEK

PROMOTION : janvier 1988

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE
PROMOTEUR : M.KSIAZEK
ELEVE INGENIEUR : LAGATI RAFIK

وزارة التعليم العالي
المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
دائرة الهندسة الميكانيكية

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة - BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

الموضوع: دراسة التوزيع في المحركات

المخلص: يهدف هذا العمل إلى إنجاز برنامج معلوماتي لحساب عناصر سلسلة التوزيع في المحركات ذو أربعة أسواط.

Sujet : Etude de la distribution dans les moteurs

Résumé : Ce travail consiste à l'élaboration d'un logiciel de calcul permettant de dimensionner les éléments de la chaîne de distribution dans les moteurs à 4 temps .

Subject : A study of mechanism of valve timing in motors .

Abstract : This work consists in elaboration of computer software for calculation of the parts of mechanism of valve timing in the 4 strokes motors .

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier M.KSIAZEK , pour l'aide et les
conseils qu'il m'a prodigué tout au long de ce projet ;
que tous qui ont contribué à ma formation d'ingénieur
s'assurent de ma profonde reconnaissance .

R.L

DEDICACES

A MES CHERS PARENTS

A MES FRERES ET SOEURS

A TOUTE LA FAMILLE

A TOUT LES AMIS

SOMMAIRE

CHAPITRE I INTRODUCTION

CHAPITRE II DESCRIPTION GENERALE DE LA CHAINE DE DISTRIBUTION

II-1- Données exigées pour le calcul des organes de la chaîne de distribution

CHAPITRE III DIMENSIONNEMENT DE LA SOUPE ET SON SIEGE

III-1- Détermination des diamètres des canaux dans la culasse

III-2- Calcul de la résistance de la tête de soupape

CHAPITRE IV ARBRES A CAMES

IV-1- Angles d'ouvertures des soupapes

IV-1.1- Rayon de base et la levée de la came

IV-2- Cames à arcs et cames à segments droits

IV-2.1- Cames à segments droits

IV-2.2- Cames à arcs

IV-3- Jeux dans le mécanisme de distribution de la partie passive de la came

IV-4- Diamètre du poussoir

CHAPITRE V ETUDE CINEMATIQUE DE LA CHAINE DE DISTRIBUTION

V-1- Espaces du poussoir

V-1.1- Collaboration du poussoir à galet avec la partie active de la came à segments droits

V-1.2- Collaboration du poussoir à galet avec la partie active de la came à arcs

V-1.3- Collaboration du poussoir à galet avec la partie passive de la came

V-1.4- Collaboration du poussoir plat avec la partie active de la came à arcs

V-1.5- Collaboration du poussoir plat avec la partie passive de la came

V-2- Vitesses du poussoir

V-3- Accélérations du poussoir

V-4- Collaboration du culbuteur avec la tige de soupape et tige du poussoir

V-5- Mouvement de la soupape

CHAPITRE VI ETUDE DYNAMIQUE DE LA CHAINE DE DISTRIBUTION

VI-1- Masses dans le mécanisme de distribution

VI-2- Réduction des masses de la chaîne de distribution

VI-3- Ressort à soupape

VI -4- Flèche de l'arbre à cames

VI -5- Tige du poussoir

VI -6- Levier de soupape



CHAPITRE - VII - ENTRENEMENT DE LA CHAINE DE DISTRIBUTION

CHAPITRE - VIII --STRUCTURE DU LOGICIEL

VIII -1- Application

VIII -2- Explication du logiciel

CONCLUSION

Chapitre I

INTRODUCTION



La distribution a pour fonction, la mise en communication périodique du cylindre avec les conduits d'admission et d'échappement à des moments précis du cycle quelque soit le régime de rotation .

Donc le but de la distribution, c'est de permettre une évacuation aussi complète que possible des gaz brûlés et surtout l'admission d'une masse aussi considérable que possible du fluide frais :

- gaz carburé, s'il s'agit d'un moteur à explosion à carburation ou à injection indirecte d'essence .
- air pur, s'il s'agit d'un moteur diésel ou à injection directe d'essence

OBJET ;

Notre travail consiste à l'élaboration d'un logiciel de calcul, permettant de dimensionner les éléments (organes) du mécanisme de distribution dans les moteurs à 4 temps. Comme application nous adopterons le moteur Deutz F4L912 monté sur le véhicule K66, fabriqué en ALGERIE par ENPMA.

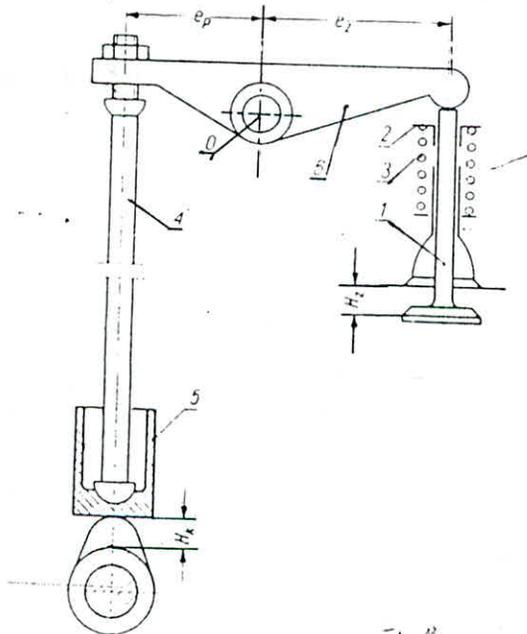
Chapitre -II-

DESCRIPTION GENERALE DE LA CHAINE DE DISTRIBUTION

On considère que toute distribution à soupapes, pour moteurs à 4 temps, comporte (tant pour l'admission que pour l'échappement) les organes suivants fig (II.1) :

- Un arbre à cames (tournant à vitesse moitié que celle du vilebrequin) communique , aux moments voulus, un mouvement provoquant l'ouverture de la soupape et controlant son retour vers la position de fermeture.
- Une soupape coopérant avec un siège généralement conique .
- Un ressort rappelant énergiquement la soupape vers la position de fermeture.
- Un système de tige - poussoir et de levier (culbuteur) destiné à assurer la commande de la soupape.

Tout ces organes constituent un dispositif , et ce dernier est monté sur une culasse.



- 0 : Axe du culbuteur
- 1 : Soupape
- 2 : Cuvette et demi-cônes
- 4 : Tige du poussoir
- 3 : Ressort
- 5 : Poussoir
- 6 : Culbuteur

Fig (II-1) : Chaîne cinématique de la distribution

II-1-Données exigées pour le calcul des organes de la chaîne de distribution

Caractéristiques du moteur

- Caractéristiques internes

C'est un moteur diesel à 4 temps à injection directe et refroidissement à air .

. Nombre de cylindres	: 4
. Alésage	: 100mm
. Course	: 120mm
. Cylindrée	: 0,942 l
. Cylindrée globale	: 3,768 l
. Taux de compression	: 17
. Régime de fonctionnement	: (1500 - 2800) tr/mn
. Vitesse de rotation	: 2800 tr/mn
. Vitesse moyenne du piston	: 11,2 m/s
. Pression moyenne effective	: 6,22 kgf/ cm ²
. Puissance du moteur	: 54 KW
. Consommation spécifique en combustible	: 221 g/KWh

Chapitre III

DIMENSIONNEMENT DE LA SOUPE ET SON SIEGE

III-1- Détermination des diamètres des canaux dans la culasse

La section de passage de l'écoulement libre des gaz se détermine à partir de l'équation de continuité :

$$f = \frac{F \cdot V_{mp}}{W_m} \quad (3.1)$$

ou

F : section du cylindre

V_{mp} : vitesse moyenne du piston

W_m : vitesse moyenne de l'écoulement des gaz

Les valeurs des vitesses moyennes de l'écoulement des gaz (air ou gaz d'échappement) ont été établi dans des limites par certaines expériences voir tableau 1

Tableau 1. : Vitesses moyennes de l'écoulement des gaz

MOTEURS	ADMISSION W _{ma} (m/s)	ECHAPPEMENT W _{me} (m/s)
INDUSTRIELS	40 - 60	JUSQU'A 75
TRACTIONS	50 - 75	JUSQU'A 95

La section de passage f est donc délimitée par le diamètre du canal D_k et le diamètre de la tige de soupape fig (III.1.).

Alors

$$f = \frac{\lambda}{4} D_k^2 - \frac{\lambda}{4} dt^2$$

d'ou on tire le diamètre D_k :

$$D_k = \sqrt{\frac{4f}{\lambda} + dt^2} \quad (3.1.1)$$

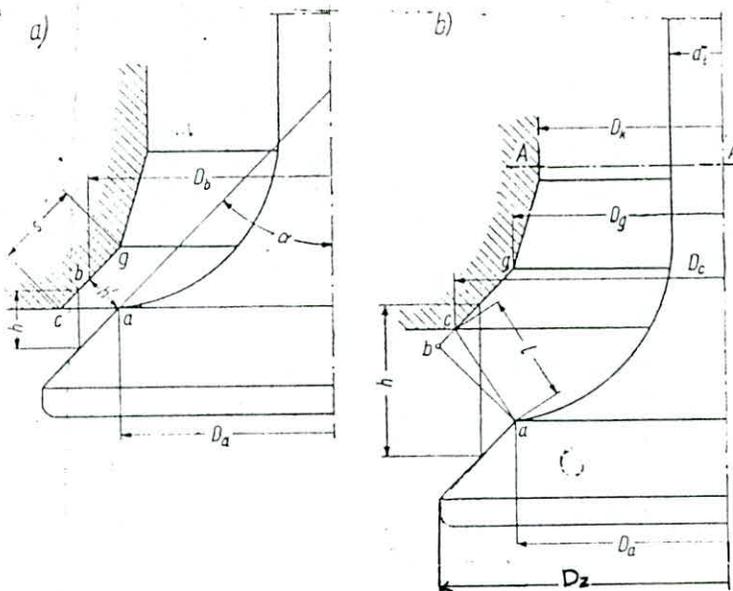


Fig (III-1.) : Contact de la soupape avec son siège

Pour déterminer le diamètre D_k , on suppose le diamètre de la tige dt , puis on le vérifie par une formule expérimentale :

$$dt = \frac{D_k}{8} + 5 \text{ mm}$$

Calcul des diamètres du siège et de la tête de soupape

La surface de contact entre l'orifice et la tête de soupape, est en générale en forme conique avec un angle au sommet 2α

On utilise les valeurs suivantes de cet angle :

$$2\alpha = 90^\circ \quad (\text{le plus souvent})$$

$$\text{ou } 2\alpha = 120^\circ$$

Le diamètre intérieur D_g peut être égal ou bien un peu plus grand que le diamètre du canal D_k . Cette dernière solution est plus avantageuse car dans ce cas on a :

- Passage de la surface non usiné vers la surface usiné du siège de soupape est plus correcte .
- L'augmentation de la surface du siège , influe avantageusement sur la diminution de la resistance d'écoulement .

Le diamètre intérieur D_g du siège de soupape est considéré habituellement comme le diamètre de base , pour l'estimation des diamètres de l'orifice et de la tête de soupape .

Le diamètre extérieur D_c du siège est trouvé par la relation suivante :

$$D_c = (1,05 - 1,10) D_g \quad (3.1.2)$$

La largeur du siège est obtenue par la formule

$$S = \frac{D_c - D_g}{2 \sin(\alpha)} \quad (3.1.3)$$

Le diamètre D_a de la tête de soupape est désigné habituellement comme égal ou un peu plus petit que le diamètre D_g

$$D_a = D_g - (0 - 1,0) \text{ mm} \quad (3.1.4)$$

Le diamètre D_z est donné par :

$$D_z = D_c + (1 - 2) \text{ mm} \quad (3.1.5)$$

L'épaisseur de la tête de la soupape est désigné par :

$$S = \frac{D_z - 0,95 D_a}{2} + (1 - 2) \text{ mm} \quad (3.1.6)$$

III.2. Calcul de la résistance de la tête de soupape

Le matériau constituant la soupape , ainsi que le siège qui rapporté a une dureté superficielle élevée; en effet , des chocs ont lieu contre le poussoir et contre le siège en raison des manoeuvres rapides que le dispositif doit assurer .

De plus, le matériau est de ceux qui conservent leurs caractéristiques mécaniques aux hautes températures mises en jeu dans la chambre d'explosion (environ 800°). La soupape d'admission ,refroidie par les gaz , est en acier au nickel, la soupape d'échappement soumise au contraire, à l'action des gaz brulés, est constituée par un acier contenant du nickel ,du chrome,et du tungstène, et résistant bien au fluage (lentes déformations à haute température) et à la corrosion. Le calcul de soupape se limite en principe , à la vérification des contraintes fléchissantes de la tête de soupape sous l'action de la surpression P_{max} .

La contrainte fléchissante est donnée par :

$$\sigma_f = \left(\frac{r_{moy}}{S} \right)^2 P_{max} \leq \sigma_{f adm} \quad (3.2)$$

Avec r_{moy} : rayon moyen du siège de soupape, et qui est donné par

P_{max} : pression relative en fin de compression, sa valeur est donnée par le cycle de travail du moteur.

δ' : l'épaisseur moyenne de la tête de soupape

On distingue deux sortes de soupapes :

- Les soupapes vides (moteurs à refroidissement à eau)

$$\delta' = (0,7 - 1) \delta \quad (3.2.1)$$

- Les soupapes pleines (moteurs à refroidissement à air)

$$\delta' = (1,1 - 1,5) \delta \quad (3.2.2)$$

$\sigma_{\text{f adm}}$: Contrainte fléchissante admissible

Chapitre -IV-

ARBRE A CAMES

Dans les moteurs en ligne , les cames commandent l'ouverture et fermeture des soupapes, sont placées sur un arbre à cames qui est parallèle au vilebrequin.

Matériau

On utilise 3 sortes de matériaux :

- Acier faiblement allié
- Acier de cémentation
- Fonte alliée

Constitution

Dans chaque cône on y trouve une partie active et une partie passive .-

La partie active provoque l'ouverture de la soupape, par contre la partie passive provoque la fermeture de la soupape avec application d'un certain jeu.

Avant la construction de la cône, il faut établir :

- Diamètre de base et la levée de la cône
- L'angle théorique d'ouverture complète de la soupape, qui est toujours plus petit que 180° .

La forme de la partie active doit être construite de manière à permettre la plus pleine ouverture de la soupape , tout en évitant de très grandes valeurs d'accélération et des chocs pendant la fermeture et l'ouverture de la soupape .

Une fois les dimensions principales sont fixées, la forme des cames peut être différente (elle dépend surtout si les cames collaborent avec un poussoir plat ou avec un poussoir à galet) .

La partie passive de la cône (angle plus grand que 180°) est limitée par un rayon de jeu , et qui est indispensable pour l'établissement correcte du jeu de soupape .

Méthode de construction de cames

On distingue deux sortes de méthodes :

- On suppose en avance la forme des cames qui se compose en avance en principe par des arcs circulaires dites cames à arcs , ou par des segments droits dites cames à segments droits .

On calcule les courses, les vitesses, les accélérations des poussoirs et des soupapes .

- La deuxième méthode consiste à la supposition du diagramme des accélérations , qui nous déduira les vitesses , les courses du poussoir.

Dans la suite de notre étude , nous donnerons la manière de la première méthode avec l'étude cinématique et dynamique de la chaîne de distribution .

IV.1. ANGLES D'OUVERTURE DE SOUPAPES

Les différentes opérations du cycle d'un moteur s'effectuent avec une avance ou un retard que l'on mesure par rapport aux points mort correspondants, soit par l'angle du coude du vilebrequin fig(IV.1.) , soit par la distance du piston.

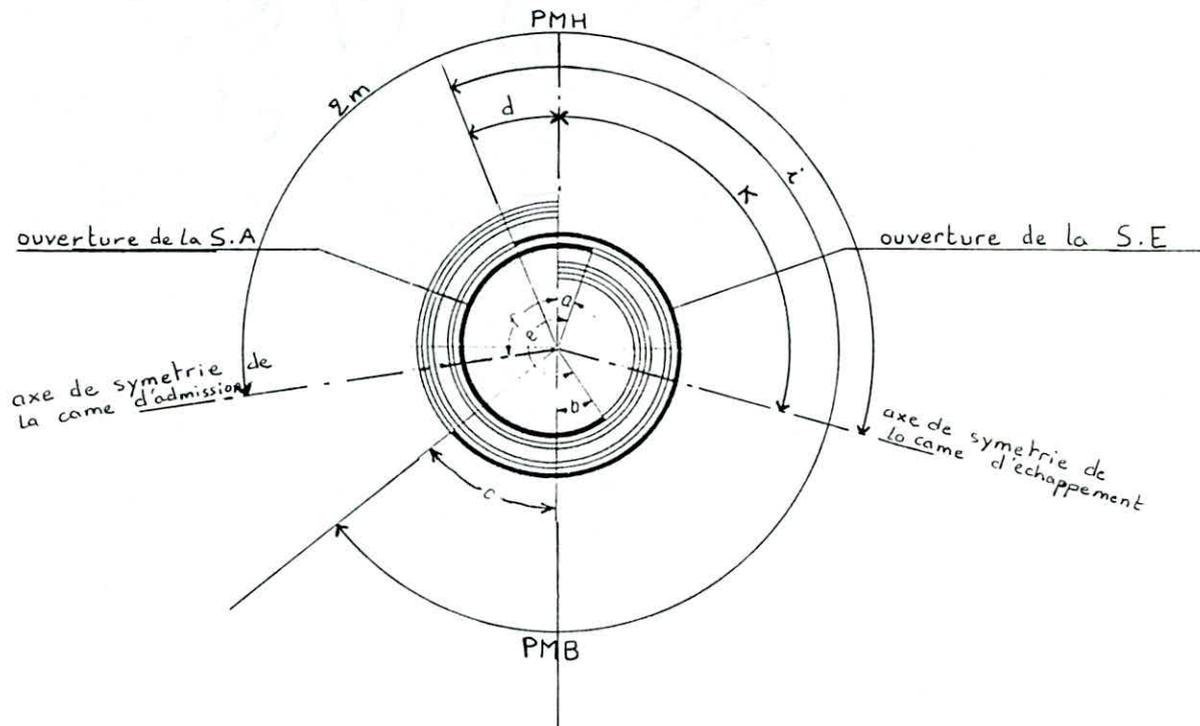


Fig (IV.1.-) : Diagramme des angles d'ouvertures des soupapes

Dans les moteurs à 4 temps, on trouve les valeurs des angles suivants:

Soupape d'admission

- Ouverture avant PMH : $a = (-10) - 0 - 15 - (20^\circ)$

- Fermeture après PMB : $b = 25 - 55^\circ$

Soupape d'échappement

- Ouverture avant PMB : $c = 30 - 60^\circ$

- Fermeture après PMH : $d = 5 - 25^\circ$

PMH : point mort haut

PMB : point mort bas

Angle totale de la soupape d'admission

$$e = 180 + a + b$$

Angle totale de la soupape d'échappement

$$i = 180 + c + d$$

L'angle qui correspond à l'axe de symétrie de la cône d'admission et

le PMH : $f = e/2 - a$

L'angle qui correspond à l'axe de symétrie de la cône d'échappement

et le PMH : $k = i/2 - d$

L'angle entre les axes de symétries des cônes d'admission et d'échappement :

$$m = \frac{f+k}{2}$$

Remarque:

Pour trouver les angles de rotation d'arbres à cônes il suffit de diviser par 2 , les angles mesurés sur l'arbre moteur (Vilebrequin)

IV.1.1. Rayon de base et la levée de la cône

Le diamètre d de l'arbre à cônes, doit être calculé de telle manière à assurer une rigidité suffisante fig (IV.1.1)

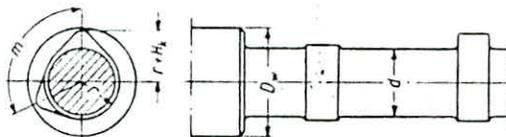


Fig (IV.1.1.) : Arbre à cônes

Dans la construction préliminaire on prend:

$$d = (0,25 - 0,30) D \quad \text{avec } d : \text{diamètre de l'arbre à cames}$$

$$D : \text{diamètre du cylindre}$$

Les dimensions de la cône (rayon de base et la levée de la cône) doivent être les plus petites possibles pour :

- Diminution du travail des frottements entre cône et poussoir
- Nécessité du montage de l'arbre à cames.

Pour des raisons technologiques le rayon de base doit être:

$$r = \frac{d}{2} + (1,5 - 3) \text{ mm} \quad (4.1.1)$$

La levée de la cône H_k dépend du diamètre du cylindre et se calcule en principe dans les limites :

$$H_k = (0,055 - 0,085) D \quad (4.1.2)$$

IV.2. CAMES A ARCS ET CAMES A SEGMENTS DROITS

Remarques générales concernant la construction des cames

- Les cames qui collaborent avec des poussoirs plats doivent être entièrement convexe c'est à dire elle ne peuvent pas avoir des profils concaves au plan . Ces dernières provoquent des discontinuités des vitesses du poussoir, ce qui impliquent des chocs dans le mécanisme de distribution.
- Les cames qui collaborent avec des poussoirs à galets peuvent avoir des profils concaves , mais à condition que le rayon de concavité doit être plus grand que le rayon du galet .

Les cames à profils concaves ne sont plus maintenant utilisées à cause de leurs diagrammes des accélérations qui sont désavantageux et présentent beaucoup de difficultés technologiques .

IV.2.1. CAMES A SEGMENTS DROITS

En utilisant les dimensions principales de la cône définie auparavant, on commence à tracer un cercle de rayon r (rayon de base) , du point O on trace les axes perpendiculaires, puis sur le cercle et suivant l'axe verticale on mesure la valeur de H_k (levée de la cône) jusqu'au point W .

Par rapport à l'axe verticale on mesure des deux côtés $1/4$ de l'angle d'ouverture totale de soupape e (ou i) d'ou on obtient le point E et E' .

$$\text{Donc } WOE = WOE' = \frac{e}{4} \text{ (ou } \frac{i}{4} \text{)}$$

Les points E et E' vont correspondre au début et fin d'ouverture de la soupape.

D'après l'angle $\frac{e}{4}$ on trouve l'angle additionnel:

$$GOE = G'OE' = \alpha \text{ ou } \alpha = 90^\circ - \frac{e}{4} \text{ (ou } \alpha = 90^\circ - \frac{i}{4} \text{)}$$

A partir des points E et E' on trace des droites tangentes au cercle de base.

Du point C on trace l'arc au sommet de rayon ρ , passant par W .

Donc le profil $EFWF'E'$ représentera la partie active de la cône fig(IV.2.1)

E, F, W, F', E' seront les points de limites de cette partie

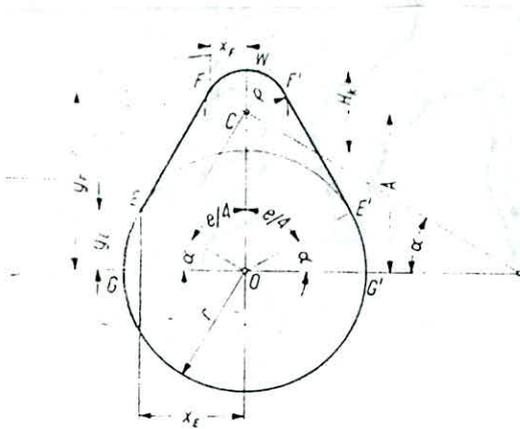


Fig (IV.2.1.) : Profil de la came à segments droits

D'après la fig(IV.2.1) on tire les relations suivantes :

$$A = r + Hk - \rho \quad \text{et} \quad r - \rho = A \sin \alpha$$

$$\text{D'où } A = \frac{Hk}{1 - \sin \alpha} \quad \text{et} \quad \rho = r - Hk \frac{\sin \alpha}{1 - \sin \alpha} \quad (4.2.1)$$

Coordonnées du point de limite E

$$X_E = r \cos \alpha \quad ; \quad Y_E = r \sin \alpha$$

Coordonnées du point de limite F

$$X_F = \rho \cos \alpha \quad ; \quad Y_F = \rho \sin \alpha$$

Remarque :

La came à segments droits peut seulement collaborer qu'avec un poussoir à galet .

IV.2.2. CAMES A ARCS

On procède de la même manière que précédemment, seulement pour l'arc de rayon R differt :

La valeur du rayon R est trouvée sur la base du triangle OBC

fig(IV.2.2) c'est à dire :

$$(BC)^2 = (OB)^2 + (OC)^2 - 2(OB)(OC)\cos(\widehat{COB})$$

Avec $BC = R - \rho$; $OB = R - r$; $OC = A$; $\widehat{COB} = 90 + \alpha$

$$\text{donc } R = \frac{r^2 - \rho^2 + A^2 - 2Ar\sin\alpha}{2(r - \rho - A\sin\alpha)} \quad (4.2.2)$$

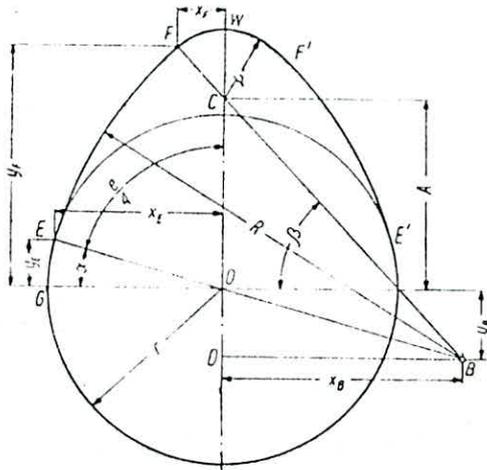


Fig (IV. 2.2.) : Profil de la came à arcs

Ce type de came peut collaborer avec un poussoir plat ou à galet.

Dans le premier cas la came doit être nécessairement convexe :

$$\text{Condition de convexité : } \rho < r - Hk \frac{\sin \alpha}{1 - \sin \alpha}$$

Le rayon R est donné dans certaine limite:

$$R = (10 - 18) Hk$$

avec Hk : la levée de la came

Afin de remplir cette condition , le rayon de l'arc au sommet doit

être relativement petit :

$$\frac{\rho}{D} = (0,01) - 0,02 - 0,08$$

avec D : diamètre du cylindre

pour des raisons technologiques le rayon ρ doit être plus grand que 1,5mm

Après avoir établis R et on détermine les coordonnées des points de limites , et ainsi que les coordonnées du centre de l'arc de rayon R.

Coordonnées du centre de l'arc de rayon R

$$X_B = (R - r) \cos \alpha \quad ; \quad Y_B = (R - r) \sin \alpha$$

Coordonnées du point de limite F

A partir du triangle BCD fig (IV.22) on obtient

$$\cos \beta = \frac{R - r}{R - \rho} \cos \alpha$$

d'ou

$$X_F = \rho \cos \beta \quad ; \quad Y_F = A + \rho \sin \beta$$

IV.3. JEUX DANS LE MECANISME DE DISTRIBUTION DE LA PARTIE PASSIVE DE LA CAME

Pour établir l'étanchéité de la soupape, il faut qu'un certain jeu soit présent .

Dans le mécanisme de distribution , on dispose trois sortes de jeux

- 1- Jeu de soupape Sz (c'est un jeu qui se situe entre la tige de soupape et le culbuteur)
- 2--Jeu entre le poussoir et la came : Sp
- 3- Jeu de construction Sk

1ere sorte : Le jeu de soupape Sz à l'échappement doit être plus grand qu'à l'admission (lié à la température)

Ce jeu est donné par la formule suivante :

$$S_z = (0,0015 - 0,004)D + 0,1\text{mm}$$

2ème sorte : le jeu Sp est lié avec le jeu Sz donc $Sp = \frac{ep}{ez} Sz$

avec ep ; ez : les bras de leviers du culbuteurs

3ème sorte : le ^{jeu} de construction Sk est : $Sk = r - rs$

ou r : rayon du cercle de base

rs: rayon du cercle de jeu

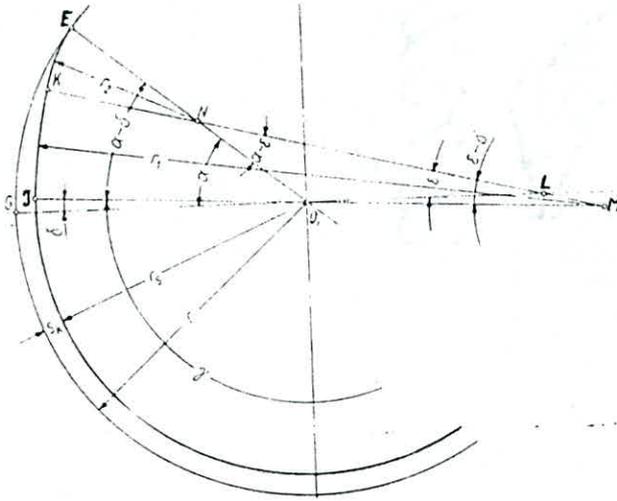


Fig (III.3-) : Profil de la partie passive de la came

Pour éviter le bruit dans le mécanisme de distribution, la came doit avoir les passages doux du cercle de jeu vers le cercle de base. Le jeu entre la came et le poussoir doit disparaître avant le point de limite E fig (III.3) .

Donc le jeu S_k doit être plus grand que le jeu S_p :

$$S_k = (1,2 - 1,5)S_p$$

Après avoir établi la valeur de S_k , on peut commencé la construction de la partie passive de la came.

Le cercle de jeu de rayon r_s correspond à l'angle $\hat{J O J'} = \gamma$ avec $\gamma \geq 180^\circ$. Le passage du cercle de jeu au point J vers le cercle de base en point E correspond à l'angle $\hat{J O E}$, en principe il est plus petit que l'angle α . Ce passage peut être formé par les rayons r_1 et r_2 , qui nous donne les points de limites J, K, E .

Les centres des arcs de rayons r_1 et r_2 doivent être sur une même droite, afin d'éviter un passage brusque fig (III.3.) .

δ (G.O.J) : l'angle de pente de la normale entre le point de limite J
 ξ (G.L.K) : l'angle de pente de la normale entre le point de limite K
 D'après le triangle MNO, on trouve les relations de r_1 et r_2 :

$$r_1 = r + S_k \frac{\sin(\alpha - \delta) - \sin(\xi - \delta)}{\sin(\alpha - \xi) + \sin(\xi - \delta) - \sin(\alpha - \delta)} \quad (4.3.1)$$

$$r_2 = r - S_k \frac{\sin(\xi - \delta)}{\sin(\alpha - \xi) + \sin(\xi - \delta) - \sin(\alpha - \delta)} \quad (4.3.2)$$

avec

r : rayon de base

S_k : jeu de construction

Afin de simplifier les calculs, on introduit la relation suivante :

$$\frac{1}{2} (\alpha - \delta) = (\alpha - \xi) = (\xi - \delta)$$

IV-4 - Diamètre du poussoir

A cause de l'usure uniforme de la came, il est conseillé de désigner le diamètre du poussoir si grand, pour que la came puisse travailler sur toute sa largeur fig (IV.4.).

Donc le diamètre du poussoir à plateau est donné par la relation :

$$dt = (2,2 - 2,6) n \quad (4.4.1)$$

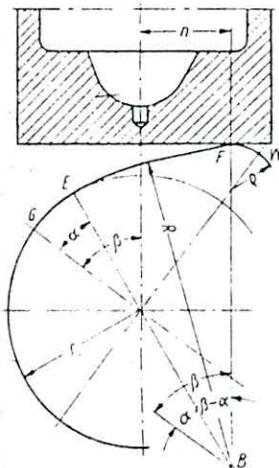


Fig (IV.4.) : Came dans la position dont laquelle le point de contact est le plus éloigné de l'axe du poussoir

avec

n : la plus grande distance entre l'axe du poussoir et le point de contact avec la came (point de limite F) .

Sur la base de la fig (IV-4-) on trouve la relation de n :

$$n = (R - r) \sin (\beta - \alpha) \quad (4.4.2)$$

avec

R , r , β , α , ont été établi dans les paragraphes précédents

Après avoir considéré le diamètre du poussoir dt , on peut estimer la largeur de la came .

Dans les moteurs à 4 temps , la largeur de la came est donnée dans des limites :

$$a = (0,4 - 0,7) dt \quad (4.4.3)$$

avec

dt : le diamètre du poussoir

Chapitre -V-

ETUDE CINEMATIQUE DE LA CHAINE DE DISTRIBUTION

Les espaces, les vitesses et les accélérations du poussoir seront déterminées en fonction de l'angle de rotation de l'arbre de distribution.

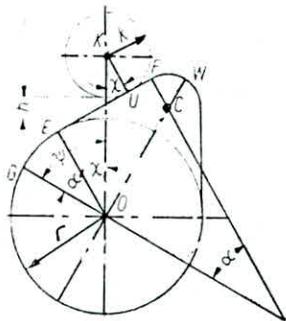
V.1 - Espaces du poussoir**V.1.1.** Collaboration du poussoir à galet avec la partie active de la came à segments droits.

Fig (V.1.1a)
Contact du galet
avec le segment EF

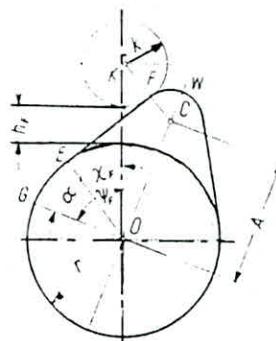


Fig (V.1.1b.)
Contact du galet
avec le point F

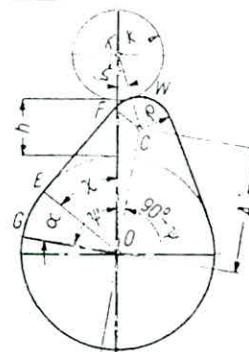


Fig (V.1.1c.)
Contact du galet
avec l'arc au
sommet FWF'

a- Contact dans le point de limite E

Ce point se trouve au début de la partie active de la came, au moment du contact avec le galet, l'angle de rotation de l'arbre à cames: $\psi_E = \alpha \Rightarrow h = 0$

b - Contact sur un segment EF

Sur la base de la fig (V.1.1a), nous estimons que l'espace du poussoir comme une distance entre le centre O du cercle de base et le centre k du galet, donc : $h = ok - (K + r)$

En supposant que l'angle entre l'axe du poussoir et le rayon EO est χ , d'où on trouve OK.

$$OK = \frac{k}{\cos \chi} + \frac{r}{\cos \chi}$$

Alors

$$h = (K + r) \left(\frac{1}{\cos \chi} - 1 \right) \quad \text{avec } \chi = \psi - \alpha$$

c- Contact dans le point de limite F

Ce contact est montré sur la fig (V-1.1b)

L'angle peut être déterminé selon la ligne OEFK:

$$\operatorname{tg} \chi_F = \frac{EF}{EO + FK}$$

$$\text{Finalement on obtient : } \operatorname{tg} \chi_F = \frac{A}{K + r} \cos \alpha$$

$$\text{avec } \chi_F = \psi_F - \alpha$$

d- Contact sur l'arc au sommet FWF'

Ce contact est donné sur la fig (V-1.1c).

L'espace du poussoir est :

$$h = Ok - (K + r)$$

Le segment Ok se détermine du triangle OCK

$$Ok = A \sin \psi + (k + \rho) \cos \xi$$

mais

$$(k + \rho) \sin \xi = A \cos \psi$$

ou ξ : angle \widehat{OKC}

finalement on trouve :

$$h = A \sin \psi + \sqrt{(k + \rho)^2 - (A \cos \psi)^2} - (k + r)$$

V-1.2. Collaboration du poussoir à galet avec la partie active de la came à arc

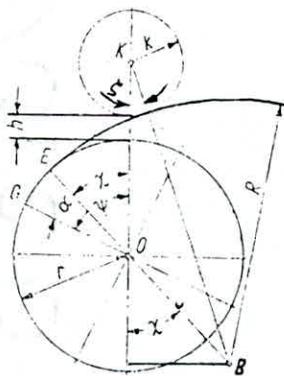


Fig (V. 1.2a)

Contact du galet
avec l'arc EF

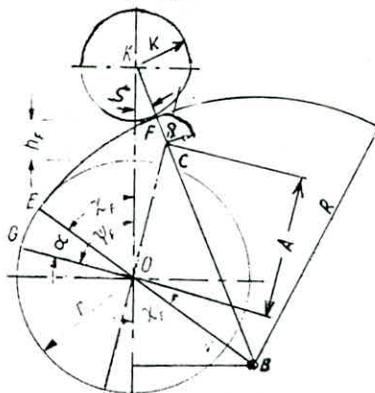


Fig (V. 1.2b)

Contact du galet
avec le point F

a - Contact dans le point de limite E

On procède de la même que pour la came à segments droits, c'est à dire $\psi_E = \alpha \implies h = 0$

b - Contact sur l'arc EF

Sur la base de la fig (V.12a), on trouve l'espace du poussoir :

$$h = Ok - (K + r)$$

et d'après le triangle OBK on tire la relation de Ok :

$$Ok = (K + R) \cos \xi - (R - r) \cos \alpha$$

$$(R + K) \sin \xi = (R - r) \alpha$$

Et enfin d'après les trois relations, on obtient finalement

l'espace du poussoir:

$$h = (R - r) (1 - \cos \alpha) + \sqrt{(R + K)^2 - (R - r)^2 \sin^2 \alpha} - (R + K)$$

En tenant compte que : $\alpha = \psi - \alpha$ donc

$$h = (R - r) (1 - \cos(\psi - \alpha)) + \sqrt{(R + K)^2 - (R - r)^2 \sin^2(\psi - \alpha)} - (R + K)$$

c - Contact dans le point de limite F

D'après la fig (V.12b), on remarque que les points B, C, K et le

point de limite F se trouvent sur une même droite, donc l'angle ψ_F

peut être déterminé d'après les triangles BKO et CKO .

A partir des triangles BKO et CKO

$$(R + K) \sin \xi = (R - r) \sin \alpha_F \quad (1)$$

$$(\rho + K) \sin \xi = A \cos \psi_F \quad (2)$$

$$(1) \text{ et } (2) \quad \frac{\sin \alpha_F}{\cos \psi_F} = C \text{ avec } C = \frac{R + K}{\rho + K} \cdot \frac{A}{R - r}$$

En tenant compte que $\alpha = \psi - \alpha$, l'angle est : ψ_F

$$\operatorname{tg} \psi_F = \frac{C + \sin \alpha}{\cos \alpha}$$

d - Contact sur l'arc FWF'

Pour le calcul de h , on utilise la formule déjà déduite seulement avec un changement de domaine c'est à dire :

$$h_F = A \sin \psi + \sqrt{(K + \rho)^2 - (A \cos \psi)^2} - (K + r)$$

V-1.3. Collaboration du galet avec la partie passive de la came

Sur la base des considérations déjà faites fig (IV.3) , on peut trouver les formules concernant les espaces du poussoir.

a - Contact sur l'arc JJ'

L'arc JJ' correspond à l'angle δ , donc l'espace du poussoir est constant et il est égal : $h = -Sk$

b - Contact sur l'arc JK

Les espaces du poussoir sont calculés selon la formule :

$$h = -Sk + (r_1 - r) (1 - \cos(\psi - \delta)) + \sqrt{(r_1 + k)^2 - (r_1 - r)^2 \sin^2(\psi - \delta)} - (r_1 + K)$$

c - Contact sur l'arc KE

$$h = -(r - r_2) (1 - \cos(\alpha - \psi)) - \sqrt{(r_1 + K)^2 - (r_1 - r)^2 \sin^2(\alpha - \psi)} + (r_2 + k)$$

L'angle ψ_K pour lequel le galet est en contact avec la came dans le point de limite K est :

$$\operatorname{tg}(\psi_K - \delta) = \frac{\sin(\alpha - \delta)}{\cos(\alpha - \delta) + C_1}$$

Après substitution, nous obtenons

$$h = (R - r)(1 - \cos \alpha)$$

c - Contact dans le point de limite F

D'après la fig (IV-4), on voit que le poussoir est tangent dans le point F si $\psi = \beta$:

$$\beta = \text{Arccos} \left(\frac{R - r}{R - \rho} \cos \alpha \right)$$

d - Contact sur l'arc au sommet FWF'

La position de la came dans lequel le poussoir est tangent à l'arc au sommet, est présentée sur la fig (V.14).

Donc l'espace h peut se présenté comme la somme algébrique :

$$h = OS + SU - OT$$

avec

$$OS = A \sin \psi ; \quad SU = \rho ; \quad OT = r$$

Après substitution, nous obtenons

$$h = A \sin \psi + \rho - r$$

V.15. Collaboration du poussoir plat avec la partie passive de la came

On procède de la même manière que précédemment, pour la détermination de l'espace du poussoir en collaboration avec la partie passive de la came .

a - Contact sur l'arc JJ'

$$h = - Sk$$

b - Contact sur l'arc JK

$$h = - Sk + (r_1 - r_2)(1 - \cos(\psi - \alpha))$$

c - Contact sur l'arc KE

$$h = - (r - r_2)(1 - \cos(\alpha - \psi))$$

La position dont lequel le poussoir est tangent à la came au point de limite K , correspond à l'angle $\psi = \xi$

V.2. Vitesses du poussoir

La vitesse du poussoir est obtenue en dérivant l'équation de l'espace par rapport au temps.

$$W = \frac{dh}{dt} = \frac{dh}{d\psi} \cdot \frac{d\psi}{dt}$$

avec

$$\omega_r = \frac{d\psi}{dt}$$

ou ω_r : vitesse angulaire de l'arbre à cames
 Cette vitesse pour les moteurs à 4 temps est égal à $\omega_r = \frac{\omega}{2}$
 où ω vitesse angulaire du vilebrequin.

Donc la vitesse linéaire du poussoir est donnée par :

$$W = \omega_r \cdot \frac{dh}{d\psi}$$

Si nous voulons trouver la vitesse du poussoir dans n'importe quel point de la came , il suffit de multiplier la dérivée de l'équation de l'espace h par rapport à l'angle ψ par ω_r .

Les formules des vitesses du poussoir , en collaboration avec la partie active et la partie passive de la came , sont données dans les tableaux

V.3. Accélérations du poussoir

L'accélération est obtenue en dérivant l'équation de la vitesse du poussoir par rapport au temps .

$$a = \omega_r \frac{dW}{dt}$$

Dans les tableaux , on a donné les formules concernant les espaces, les vitesses et les accélérations du poussoir .

V.4. COLLABORATION DU CULBUTEUR AVEC LA TIGE DE SOUPAPE ET TIGE DE POUSSOIR

Dans ce paragraphe, on va s'intéresser à la détermination du glissement qui existe entre la surface cylindrique de rayon r du culbuteur et la tige de soupape fig () .

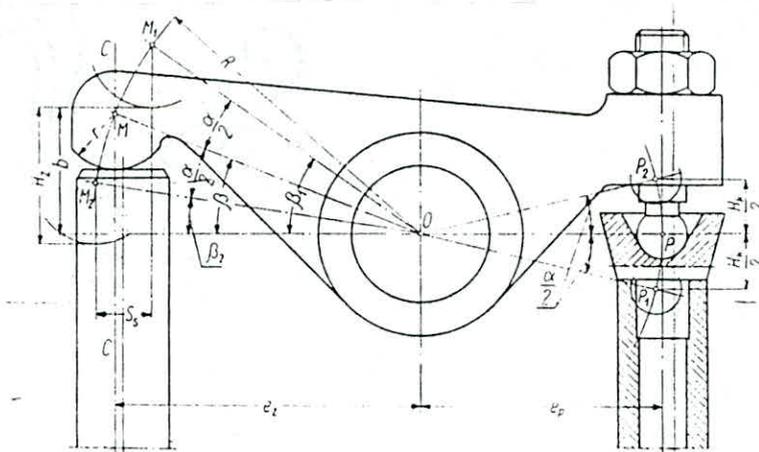


Fig (V-4-) : Collaboration du culbuteur avec la tige de soupape
et la tige du poussoir

D'après la fig (V-4-) , on remarque que lorsque le poussoir atteint la levée max (Hk) , le culbuteur tourne de l'angle α .

Alors

$$2\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{Hk}{ep} \quad (5.4.1)$$

avec

Hk : levée de la came

ep : distance du bras de levier (culbuteur)

Si on constate que $\left(\frac{\alpha}{2}\right)$ est très petit , donc la formule devient :

$$\alpha = \frac{Hk}{ep} \text{ [rd]} \quad (5.4.2)$$

$$\text{En degrés : } \alpha = \frac{Hk}{ep} \cdot \frac{180}{\pi}$$

Etant donné que le culbuteur tourne de l'angle α , le point M se déplace du point M_1 jusqu'à M_2 (la distance qui relie le point M à l'axe du culbuteur est désignée par le rayon R) et on a en même temps l'angle β qui varie de β_1 jusqu'à β_2 fig(V.4) .

Alors

$$\beta_1 - \beta_2 = \alpha$$

La distance S_s entre le point M_1 et M_2 est donnée par :

$$S_s = R (\cos \beta_2 - \cos \beta_1)$$

avec

R : rayon de l'arc de centre O de l'axe du culbuteur fig (V.4.)

Si on constate que la surface cylindrique du culbuteur tourne sur la tige de soupape d'une longueur :

$$S_t = r \alpha = r (\beta_1 - \beta_2)$$

Finalement le glissement S est considéré comme la différence entre S_s et S_t :

$$S = S_s - S_t = R (\cos \beta_2 - \cos \beta_1) - r (\beta_1 - \beta_2) \frac{\pi}{180} \quad (5.4.3)$$

avec

$$R = \frac{ez}{\cos \left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \right)} \quad (5.4.3a)$$

r : rayon de la surface cylindrique

La valeur de S pour le moteur du tracteur est prise :

$$S = 0,15 - 0,30 \text{ (mm)}$$

Détermination de la course de soupape H_z

D'après la fig (V.4.) , la course de soupape H_z est donnée par :

$$H_z = R (\sin \beta_1 - \sin \beta_2)$$

En substituant R par son expression, l'équation de H_z devient :

$$H_z = ez \frac{\sin \beta_1 - \sin \beta_2}{\cos \left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \right)}$$

mais comme

$$\sin \beta_1 - \sin \beta_2 = 2 \cos \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \sin \frac{\beta_1 - \beta_2}{2}$$

Donc par identification, la course de soupape H_z devient :

$$H_z = ez 2 \sin \frac{\alpha}{2}$$

En tenant compte de la relation (5.4.1) on déduit finalement :

$$H_z = H_k \frac{ez}{ep} \quad (5.4.4)$$

Le rapport momentané d'espaces hz/h varie au fur et à mesure de l'augmentation de l'espace h de 0 à H_k , ou la valeur moyenne de ce rapport est égal à (ez/ep) . pour cette raison qu'on peut appliquer une dépendance approximative;

$$hz = h \frac{ez}{ep} \quad (5.4.5)$$

V.5. MOUVEMENT DE LA SOUPAPE

La soupape commence à s'ouvrir après avoir liquidé le jeu dans le mécanisme de distribution. Le moment de l'ouverture de la soupape et l'espace de soupape dépendent alors des valeurs des jeux S_k et S_z et aussi du rapport (ez/ep) , or l'espace de la soupape est exprimé approximativement :

$$hz = \frac{ez}{ep} h + \frac{ez}{ep} S_k - S_z \quad (5.5.1)$$

avec

h : espaces du poussoir

S_k : jeu de construction

S_z : jeu de soupape

Donc on constate que :

la soupape est considérée ouverte si $hz > 0$

la soupape est considérée fermer si $hz < 0$

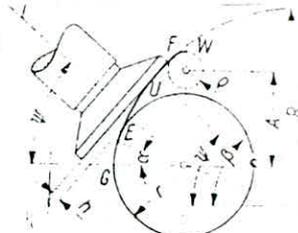
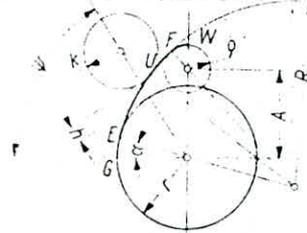
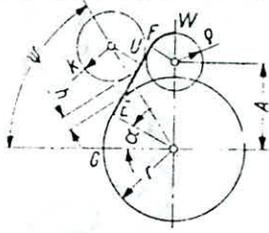
En se basant sur la formule précédente, on exprime la vitesse W_z et l'accélération az en fonction de la vitesse W et l'accélération a du poussoir.

$$W_z = \frac{ez}{ep} W \quad (5.5.2)$$

et

$$az = \frac{ez}{ep} a \quad (5.5.3)$$

Tableau 23 : Formules donnant la loi de mouvement du poussoir en collaboration avec la partie active de la came



E	$\psi = \alpha$ $h = 0$ $w = 0$ $a = \omega_r^2 (r+k)$	$\psi = \alpha$ $h = 0$ $w = 0$ $a = \omega_r^2 (R-r) \frac{r+k}{R+k}$	$\psi = \alpha$ $h = 0$ $w = 0$ $a = \omega_r^2 (R-r)$
E-R	$\alpha < \psi < \psi_f$ (zob. pod F) $h = (r+k) \left[\frac{1}{\cos(\psi-\alpha)} - 1 \right]$	$\alpha < \psi < \psi_f$ $h = (R-r) \left[1 - \cos(\psi-\alpha) + \sqrt{B^2 - \sin^2(\psi-\alpha)} - B \right]$	$\alpha < \psi < \beta$ $h = (R-r) [1 - \cos(\psi-\alpha)]$
E-F	$w = \omega_r (r+k) \frac{\sin(\psi-\alpha)}{\cos^2(\psi-\alpha)}$ $a = \omega_r^2 (r+k) \frac{2 - \cos^2(\psi-\alpha)}{\cos^2(\psi-\alpha)}$	$w = \omega_r (R-r) \left[\sin(\psi-\alpha) - \frac{\sin 2(\psi-\alpha)}{2 \sqrt{B^2 - \sin^2(\psi-\alpha)}} \right]$ $a = \omega_r^2 (R-r) \left\{ \cos(\psi-\alpha) + \frac{\cos 2(\psi-\alpha)}{\sqrt{B^2 - \sin^2(\psi-\alpha)}} - \frac{\sin^2 2(\psi-\alpha)}{4 [B^2 - \sin^2(\psi-\alpha)]^{3/2}} \right\}$ $B = \frac{R+k}{R-r}$	$w = \omega_r (R-r) \sin(\psi-\alpha)$ $a = \omega_r^2 (R-r) \cos(\psi-\alpha)$
F	$\psi = \psi_f; \operatorname{tg}(\psi_f - \alpha) = \frac{A}{r+k} \cos \alpha$	$\psi = \psi_f; \operatorname{tg} \psi_f = \frac{C + \sin \alpha}{\cos \alpha}$ $C = \frac{R+k}{\rho+k} \cdot \frac{A}{R-r}$	$\psi = \psi_f = \beta; \cos \beta = \frac{R-r}{R-\rho} \cos \alpha$
F-W-F	$\psi_f < \psi < (180^\circ - \psi_f)$ $h = A [\sin \psi + \sqrt{D^2 - \cos^2 \psi} - D] + \rho - r$ $w = \omega_r A \left[\cos \psi + \frac{\sin 2\psi}{2 \sqrt{D^2 - \cos^2 \psi}} \right]$ $a = -\omega_r^2 A \left[\sin \psi + \frac{\cos 2\psi}{\sqrt{D^2 - \cos^2 \psi}} + \frac{\sin^2 2\psi}{4 (D^2 - \cos^2 \psi)^{3/2}} \right]$ $D = \frac{k+\rho}{A}$		$\beta < \psi < (180^\circ - \beta)$ $h = A \sin \psi + \rho - r$ $w = \omega_r A \cos \psi$ $a = -\omega_r^2 A \sin \psi$
W		$\psi = 90^\circ$ $h = H_k = A + \rho$ $w = 0$ $a = -\omega_r^2 A \left[1 + \frac{A}{k+\rho} \right]$	$\psi = 90^\circ$ $h = H_k = A + \rho - r$ $w = 0$ $a = -\omega_r^2 A$

Chapitre - VI -

ETUDE DYNAMIQUE DE LA CHAÎNE DE DISTRIBUTION

VI.1 - Masses dans le mécanisme de distribution

Dans le moteur considéré le mécanisme de distribution contrôlant, l'admission et l'échappement diffèrent seulement pour les soupapes, les autres parties sont les mêmes. Les masses des éléments de distribution sont obtenues d'après leurs dessins de construction.

Au dessous on a donné les masses des différents éléments en mouvements.

Masses du côté soupape d'admission

soupape d'admission	msa = 0,103 kg
cuvette avec demi-cones	mc = 0,034 kg
$\frac{1}{2}$ ressort	mr = 0,030 kg

total	mtsa = msa + mc + mr = 0,167 kg
-------	---------------------------------

Masses du côté soupape d'échappement

soupape d'échappement	mse = 0,093 kg
cuvette avec demi-cones	mc = 0,034 kg
$\frac{1}{2}$ ressort	mr = 0,030 kg

total	mtse = mse + mc + mr = 0,157 kg
-------	---------------------------------

Masses du côté poussoir

tige de poussoir ;	mt = 0,084 kg
poussoir	mp = 0,093 kg

total	mtp = mt + mp = 0,177 kg
-------	--------------------------

Il faut encore prendre en considération l'inertie du culbuteur. Le moment d'inertie du culbuteur par rapport à son axe de rotation O fig(VI-1.) est donné par la formule suivante:

$$O = \sum r_i^2 \Delta V_i \rho \quad (6.1.1)$$

Avec i : numéro de l'élément
 r_i : rayon moyen de l'élément i
 Δv_i : volume de l'élément i
 ρ : masse volumique du culbuteur

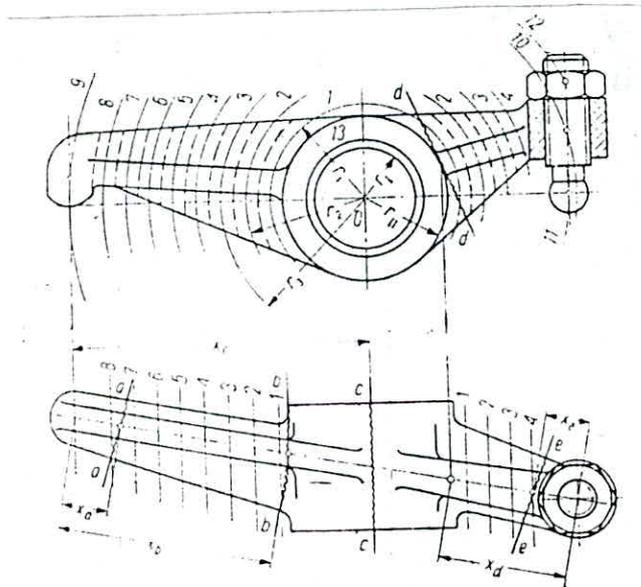


Fig (VI-1.) : Culbuteur

VI.2 - Réduction des masses de la chaîne de distribution

Pour simplifier les calculs suivants, toutes les masses du mécanisme de distribution (sauf la masse de la came) on substitue par une seule masse réduite à l'axe du poussoir ou à l'axe de la soupape. Les masses substitutives réduites sur l'axe de la soupape et sur l'axe du poussoir sont déterminées par les relations suivantes :

Masse réduite sur l'axe du poussoir

$$M_p = m_{tp} + m_{ts} \left(\frac{e_z}{e_p} \right)^2 + \theta / e_p^2 \quad (6.2.1)$$

Masse réduite sur l'axe de la soupape

$$M_s = m_{ts} + m_{tp} \left(\frac{e_p}{e_z} \right)^2 + \theta / e_z^2 \quad (6.2.2)$$

Avec m_{tp} : masse totale du poussoir

m_{ts} : masse totale de la soupape

e_z , e_p : bras de leviers du culbuteur

On remarque que les masses réduites suivant les différents axes, présentent les dépendances suivantes:

$$M_p = M_s \left(\frac{e_z}{e_p} \right)^2 \quad (6.2.3)$$

et

$$M_s = M_p \left(\frac{e_p}{e_z} \right)^2 \quad (6.2.4)$$

VI.3-Ressort à soupape

Dans le mécanisme de distribution, le ressort à soupape doit remplir deux tâches :

- Lors de la fermeture de la soupape, le ressort doit pousser la soupape vers son orifice.
- La deuxième tâche consiste à maintenir le contact permanent du poussoir et de la came ;

Projection préliminaire

Le ressort à soupape est fait par du fil à ressort, qui est constitué par un acier de haute qualité avec une teneur en carbone de 0,85%, ou bien par un acier spécial allié avec l'addition du Mn, Si, Cr, V. Les ressorts qui sont faits par des fils moins de 8mm (diamètre du fil) sont enroulés à froid.

Les ressorts qui sont faits par des fils de diamètres plus grands que 7mm sont formés à chaud et ensuite ils sont soumis au traitement thermique (trempe, revenu).

En projetant le ressort à soupape, on prend un coefficient de sécurité par rapport aux résistances à la traction :

$$n = 2-3$$

En constatant que les fils du ressort travaillent en torsion donc la contrainte admissible :

$$\tau_{adm} = 0,58 R_m / n$$

Avec R_m : résistance à la rupture

En générale on produit le même ressort (admission, échappement).

Pour l'estimation de la force sollicitant la soupape, il faut prendre en considération la soupape d'échappement.

La force minimale de poussoir du ressort pour la soupape fermée est donnée par :

$$S_1 \text{ min} = \frac{\pi}{4} D_c^2 \Delta p \quad (6.3.1)$$

Avec D_c : diamètre extérieure du siège de soupape d'échappement

Δp : coefficient de pousse de la soupape

Pour les moteurs diesel

$$\Delta p = 40-70 \text{ KPa}$$

Pour les moteurs à essence

$$\Delta p = 80-100 \text{ KPa}$$

La force d'inertie agissant tout au long de l'axe de soupape est donnée :

$$P_m = a (e_z / e_p) M_s \quad (6.3.2)$$

Avec a : accélération du poussoir

Cette force prend une valeur maximale quand la soupape est complètement ouverte (sommet W de la came) qui signifie $a = a_w$.

$$P_m = a_w (e_z / e_p) M_s \quad (6.3.2a)$$

Dans la projection préliminaire du ressort, la force du ressort sous la pleine ouverture :

$$S_2 = (1,5-1,7) P_m \quad (6.3.3)$$

Après l'estimation des forces du ressort S_1 et S_2 , on commence le calcul du ressort.

Pour une spire en fil rond on a :

La contrainte de torsion du ressort est :

$$\tau = \frac{8}{\pi} \frac{S_2 c K}{d^3} \leq \tau_{adm} \quad (6.3.4)$$

Avec S_2 : force du ressort sous la soupape ouverte

d : diamètre du fil du ressort

c : indice du ressort

K : facteur qui dépend de c

τ_{adm} : contrainte admissible de torsion

L'indice du ressort c correspond au type du ressort c'est à dire :

Pour un ressort dur : $c = 4$ à 6

Pour un ressort semi-souple : $c = 6$ à 8

pour un ressort souple : $c = 10$ à 12

L'indice c peut être aussi égal au rapport du diamètre moyen D et le diamètre du fil d du ressort : $c = D/d$

Le facteur K est donné par une formule empirique :

$$K = (4c + 2) / (4c - 3) \quad (6.3.4a)$$

Le diamètre du fil d du ressort est :

$$d = 1.67 \sqrt{\frac{S_2 c K}{\tau_{adm}}} \quad (6.3.5)$$

Le diamètre moyen D de l'enroulement du ressort :

$$D = c d \quad (6.3.6)$$

Le nombre de spires actives (utiles)

$$n_{sp} = H_s \cdot G \cdot d^4 / 8 \cdot (S_2 - S_1) \cdot D^3 \quad (6.3.7)$$

Avec H_s : course de came

G : module de cisaillement

Pour les aciers du ressort on donne les valeurs de G :

$$G = (80000 - 83000) \text{ N/mm}^2$$

Ce nombre de spires est calculé avec l'exactitude de $\frac{1}{2}$ spires .

Remarque : le plus souvent , dans les moteurs on trouve : $n_{sp} = 6 - 8$

Longueur du ressort après montage

$$L_1 = (n_{sp} + 1,5) d + (n_{sp} + 0,5) s + H_s \quad (6.3.8)$$

Avec s : jeu entre les spires quand la soupape est complètement ouverte, ce jeu est donné par $s = (0,2 - 0,4) d$ (6.3.9)

Longueur initiale du ressort (à l'état libre)

$$L_0 = L_1 + S_1/Z \quad (6.3.10)$$

Avec Z : raideur du ressort ($Z = S_2 - S_1/H_s$)

Longueur du ressort quand la soupape est complètement ouverte

$$L_2 = L_1 + H_s \quad (6.3.11)$$

Longueur du ressort à l'état bloqué

$$L_3 = (n_{sp} + 1,5) d \quad (6.3.12)$$

Force du ressort à l'état bloqué

$$S_3 = S_2 (L_0 - L_3) / (L_0 - L_2) \quad (6.3.13)$$

Longueur du fil nécessaire pour l'exécution du ressort

$$L_d = \pi D (n_{sp} + 2,5) + (L_0 - 1,5d)^2 / 2\pi D n_{sp} \quad (6.3.14)$$

VI-4- Flèche de l'arbre à cames

On a déjà mentionné auparavant, que l'arbre à cames doit être suffisamment rigide, c'est à dire, la flèche maximale dans le point de fixation fig (VI.4), doit remplir la condition suivante:

$$f \leq (0,03 - 0,05) \text{ mm} \quad (7.4.1)$$

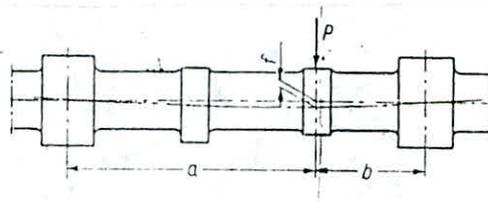


Fig (VI.4.) : Flèche de l'arbre à cames, sous l'action des efforts transmis par le poussoir

Le plus grand effort dans le mécanisme de distribution , se trouve pendant l'ouverture de la soupape d'échappement.

Cet effort est caractérisé par les forces suivantes :

- La force d'origine due à la différence de pressions, agissant sur la tête de la soupape. P_g
- La force du ressort à soupape P_s
- La force d'inertie du mécanisme P_m

La valeur maximale de la somme de ces forces, est au moment où le poussoir est tangent à la came au point de limite E.

Seulement dans les moteurs à u les cames qui collaborent avec des poussoirs à galets et surtout pour les cames à segments droits , il faut encore vérifier les efforts au moment où le galet est tangent au point de limite F

Calcul pour le point de limite E

La surpression des gaz dans le cylindre au moment de l'ouverture de la soupape d'échappement, peut atteindre la valeur :

$$P_w = 200 - 400 \text{ KPa}$$

Plus exactement cette valeur peut être prise sur la base du diagramme de travail .

La force nécessaire pour vaincre cette surpression est :

$$P_g = \frac{\pi}{4} D_c^2 P_w \left(\frac{e_z}{e_p} \right) \quad (7.4.2)$$

Avec D_c : diamètre extérieur du siège de la soupape d'échappement

La force du ressort quand la soupape est fermée, réduite à l'axe du poussoir est :

$$P_s = S_1 (e_z/e_p) \quad (7.4.3)$$

La force d'inertie agissant sur l'axe du poussoir est :

$$P_m = M_p a_E \quad (7.4.4)$$

Avec M_p : masse réduite suivant l'axe du poussoir

a_E : accélération du poussoir au point de limite E

La force totale agissant sur la came est

$$P = P_g + P_s + P_m \quad (7.4.5)$$

Donc la flèche totale est donnée par :

$$f = \frac{P}{EJ} \frac{a^2 \cdot b^2}{3(a+b)} \quad (7.4.6)$$

Avec E : module de YOUNG

pour les aciers $E = 210000 \text{ N/mm}^2$

J : moment d'inertie de la section

a et b : distances entre le point d'application de P et les points de fixation de l'arbre .

VI-5 ↻ Tige du poussoir

On suppose que dans le mécanisme de distribution, la tige du poussoir fig(VI.5.) est soumise au flambage . Les efforts qui caractérisent le flambement sont maximums au moment de l'ouverture de la soupape d'échappement (poussoir est tangent à la came dans le point de limite E) .

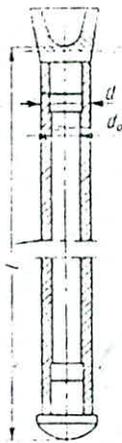


Fig (VI.5.) : Tige de poussoir

Détermination des efforts sollicitant le flambement de la tige

La force d'inertie agissant sur l'axe de la tige :

$$P_m = (M_p - (m_p + 0,5mt)) a_E \quad (7.5.1)$$

La force d'origine due à la différence de pressions :

$$P_q = \frac{\pi}{4} D_c^2 P_w \left(\frac{\rho_E}{\rho_p} \right) \quad (7.5.2)$$

La force du ressort à soupape

$$P_s = S (e_z / e_p) \quad (7.5.3)$$

Donc l'effort totale agissant sur l'axe de la tige

$$P = P_q + P_s + P_m \quad (7.5.4)$$

Le coefficient de sécurité du flambage est :

pour les moteurs industriels

$$X = 4 - 6$$

Pour les moteurs de tractions

$$X = 2,5 - 4$$

La force critique P_E est donnée par :

$$P_E = X P$$

La longueur est obtenue à partir de la formule suivante :

$$L = \left[\frac{\pi^2 E J_t}{P_E} \right]^{1/2} \quad (7.5.5)$$

Avec J_t moment d'inertie polaire de la section de la tige

$$J_t = \frac{\pi d^4}{64} - \frac{\pi d_o^4}{64}$$

d : diamètre extérieur de la tige

d_o : diamètre intérieur de la tige

VI.6 - Levier de soupape (culbuteur)

Le culbuteur doit être léger et rigide, dans le cas où il collabore directement avec la tige de soupape fig (V-4) le matériau doit se soumettre à l'endurcissement (carbonisation et trempe) .

Dans les moteurs lents , on utilise comme matériau l'acier au carbone, par contre dans les moteurs rapides on utilise l'acier allié, qui augmente la limite de plasticité et facilite le traitement thermique . Le coefficient de sécurité par rapport à la limite de plasticité est donné pour les différents moteurs :

- Pour les moteurs industriels
ne = 4 - 6
- Pour les moteurs de tractions
ne = 3 - 4,5

Calcul de résistance du culbuteur

Le calcul du culbuteur se limite essentiellement à la vérification des contraintes fléchissantes, sous l'action des efforts qui apparaissent lors de l'ouverture de la soupape d'échappement.

On peut considérer trois efforts agissant tout long de l'axe de soupape :

- l'effort agissant sur la tête de la soupape

$$P_{gz} = \frac{\pi}{4} D_c^2 p_w \quad (7.6.1)$$

avec D_c : diamètre extérieur du siège de la soupape d'échappement
 p_w : pression relative des gaz en fin de détente (pendant l'ouverture de la soupape d'échappement)

- La tension préliminaire du ressort

$$S = \frac{\pi}{4} D_c^2 \Delta p \quad (7.6.2)$$

avec Δp : coefficient de pousse qui a été déjà désigné auparavant

- La force d'inertie agissant tout au long de l'axe de soupape

$$P_{mz} = \left(mtse + \frac{1}{2} \frac{G}{e z^2} \right) \left(\frac{e z}{e p} \right) a_E \quad (7.6.3)$$

avec a_E : accélération du poussoir au point de limite E

La force totale indispensable pour le calcul du moment fléchissant du culbuteur, appliquée à l'axe de la soupape :

$$P_z = P_{gz} + S + P_{mz} \quad (7.6.4)$$

La force totale agissant sur l'axe du poussoir, est déterminée à partir de l'équation d'équilibre des moments des forces par rapport à l'axe de rotation du culbuteur.

Sur la base de la fig () on applique :

$$P_z e_z - P_p e_p = 0 \quad P_p = \left(\frac{e_z}{e_p} \right) P_z \quad (7.6.5)$$

On constate que dans les moteurs, le culbuteur a une forme à sections variables, donc on peut supposer que le culbuteur comme une poutre d'égale résistance à la flexion.

Dans le cas général de la flexion de la poutre d'égale résistance a une section qui varie suivant l'équation :

$$W(x) = \frac{|M_f(x)|}{\sigma_{fadm}} \quad (7.6.6)$$

ou

$M_f(x)$: moment fléchissant dans une section arbitraire

$W(x)$: le module de résistance de cette section

σ_{fadm} : la valeur absolue de la contrainte .

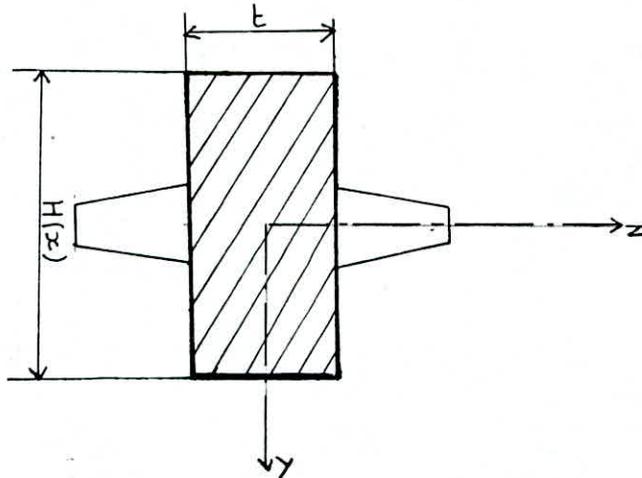
Si dans une section droite quelconque de la poutre le moment fléchissant est nul et l'effort tranchant est différent de zéro., on corrige la forme de la poutre d'égale résistance déterminée par l'équation (7.6.6)

D'après la condition de résistance au cisaillement :

$$\tau \leq \tau_{adm} \quad (7.6.7)$$

Pour une section droite de la poutre , la valeur de la contrainte tangentielle est déterminée par la formule :

$$\tau = \frac{3}{2} \frac{T}{F} \quad (7.6.8)$$



avec

T : l'effort tranchant dans la section considérée

F : l'aire de la section (dans le cas considéré $F = t H_0$)

Les largeurs des extrémités de la poutre (culbuteur) sont calculées à partir de les formules (7.6.7 et 7.6.8)

$$H_0 \geq \frac{3}{2} \frac{T}{t \cdot \tau_{adm}} \quad (7.6.9)$$

La contrainte tangentielle admissible :

$$\tau_{adm} = (0,5 ; 0,7) \sigma_{fadm} \quad (7.6.10)$$

Chapitre - VII -

ENTRAÎNEMENT DE LA CHAÎNE DE DISTRIBUTION

La puissance nécessaire pour entraîner la chaîne de distribution varie dans un cycle de travail .

En projetant la distribution , il faut connaître la puissance maximale . Cette puissance est désignée par la formule suivante :

$$N_{rmax} = (0,15 - 0,25) N_e / c \quad (8.1.1)$$

Avec N_e : puissance effective du moteur

c : nombre de cylindres

La puissance moyenne exigée par la distribution, peut être estimée à 2,5 - 4,5 % de la puissance du moteur .

$$N_{rmoy} = (0,025 - 0,045) N_e \quad (8.1.2)$$

Chapitre - VIII -

STRUCTURE DU LOGICIEL

Le logiciel que nous présentons , se compose de trois parties :

- La première partie nous permet de donner les dimensions du siège de soupape et la tête de soupape.
- La deuxième partie consiste à nous donner les caractéristiques des différents profils de cames considérées .
- La troisième partie est concernée pour le dimensionnement du ressort à soupape , ainsi que la longueur de la tige, et les dimensions du culbuteur .

Les paramètres de base pour le calcul des organes du mécanisme de distribution sont :

- .Vitesse moyenne du piston
- .Régime du moteur
- .Diamètre du cylindre
- .Les angles d'ouvertures des soupapes
- .Les masses des organes en mouvements
- .Pression relative en fin de détente
- .Les bras de leviers du culbuteur

VIII.1 - Application

Pour l'application du logiciel, nous avons adopté le moteur Deutz F4L912 ; monté sur le véhicule K66, fabriqué en ALGERIE par ENPMA .
Pour les dimensions des organes du mécanisme de distribution du moteur considéré voir fichier de résultats .

VIII.2 - Explication du logiciel

Le langage utilisé dans ce logiciel est le basic , après avoir sélectionné ce langage sur le micro-Vax, on fait appel au programme par l'instruction " ed po.bas " .

Le défiliment du programme commencera après avoir fait appel

à l'instruction "RUN ", puis on appelle le fichier de résultats par l'instruction " ed res.dat " .

Remarques : Si on veut avoir les dimensions d'un autre moteur , il suffit de changer les données de base Vmp , Dc , nm , a , b , c , d msa , mse , mr , mcc , mt , mp , IO , ez , ep , pmin , et pour cela on se refait aux instructions " read et data " .

FICHER DE RESULTATS

Dimension du siege de la soupape

admission	echappement
***	***
dga= 40.4631	dge= 36.2555
dca= 43.2955	dce= 38.7933
La= 1.79483	Ls= 1.7983

Dimension de la tete de la soupape

Soupape d admission	Soupape d echappement
***	***
dga= 39.9631	dae= 35.7555
dza= 44.7955	dze= 40.2933
Ets= 4.66283	Ets= 4.66283

Dimension de la came

Partie active	Partie passive
***	***
ra= 17	rs= 16.6094
alp1= .379417	rl= 38.0698
ka= 6	r2= 5.88125
R3= 33.0998	lc= .390638
ra= 4	
A2= 19	
X2= 15.791	
YE= 5.29644	
XB= 14.9548	
YB= 5.96303	
XF= 3.99935	
YF= .719409E-01	

Dimension du ressort

df= 4
Dars= 31.2
LO= 36.0428
nsp= 5.96266

Longueur de la tige du poussoir

Lt= 398.826

Dimension du culbuteur

Fz= 427.353
Fp= 590.753
H01= 7.63131
H02= 10.5492
H03= 29.3396

CONCLUSION

En se basant sur les formes géométriques des organes du mécanisme de distribution , on a pu élaboré un logiciel de calcul, permettant de dimensionner ces organes dans les moteurs à quatre temps .

Donc le but de notre travail , c'est de permettre au constructeur d'avoir dans un temps très court, les caractéristiques de base de la chaîne cinématique de distribution , et qui lui seront nécessaires pour la réalisation de cette chaîne .

Afin, de pouvoir mettre en évidence ce programme , nous avons adopté comme application le moteur Deutz F4L912 , et nous avons constaté que les résultats obtenus de ce programme sont proches des dimensions réels déjà conçues .

Mon plus vif souhait , la continuation de ce travail par les promotions futures , qui consisterait à améliorer le logiciel par un chemin inverse de notre travail , c'est à dire en fonction des lois de mouvements des organes , on en déduit les profils .

LISTING DE PROGRAMMATION

```

10 !#####
20 !#####
30 !## DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS DE LA CHAINE DE DISTRIBUTION ##
40 !#####
50 !#####
90 open"res.dat" for output as file #2
100 Read Dc,Vmp,nm
110 !Dc=diametre du cylindre en [mm]
120 !Vmp=vitesse moyenne du piston en [m/s]
130 !nm=vitesse de rotation du moteur en [tr/mn]
140 Data 100,11.2,2800
150 Read a,b,c,d
160 !a=angle d ouverture de la S.A avant PMH en [°]
170 !b=angle de fermeture de la S.A après PMB en [°]
180 !c=angle d ouverture de la S.E avant PMB en [°]
190 !d=angle de fermeture de la S.E après PMH en [°]
200 Data 32.5,60.5,70.5,30.5
210 Read msa,mse,mr,mcc,mt,mp,IO
220 !msa=masse de la S.A;mse=masse de la S.E en [kg]
230 !mr=masse du ressort;mt=masse de la tige du culbuteur en [kg]
240 !mp=masse du poussoir en [kg]
250 !IO=moment d inertie du culbuteur / à son axe en [kg.mm2]
260 Data 0.103,0.093,0.06,0.034,0.084,0.093,141
270 Read ez,ep,pmin,dp
280 !ez,ep=longueurs des bras de leviers du culbuteur en [mm]
300 !pmin=pression relative en fin de detente en [N/mm2]
310 !dp=coefficient de pousse en [N/mm2]
320 !dp=(0.08;0.1) pour les moteurs à essence
330 !dp=(0.04;0.07) pour les moteurs diesel
340 data 47,34,0.14,0.06
350 !DN(I)=diametres normalisés du ressort à soupape en [mm]
360 Dim DN(14)
370 For I=1 to 14
380 Read DN(I)
390 Next I
400 Data 2,2.2,2.5,2.8,3.0,3.5,4.0,4.5,5.0,5.5,6.0,6.5,7.0,8.0
410 Read G,E,Ir
420 !G=module de cisaillement en [N/mm2]
430 !E=module de Young en [N/mm2]
440 !Ir=indice du ressort [4 à 12]
450 Data 82000,210000,7.8
460 Read dte,dti,Csf
470 !dte=diametre exterieur de la tige du poussoir en [mm]
480 !dti=diametre interieur de la tige du poussoir en [mm]
490 !Csf=coefficient de sécurité sur le flambage
500 !Csf=(4;6) pour les moteurs industriels
510 !Csf=(2.5;4) pour les moteurs de traction
520 Data 8.5,7,5.5
530 Ic=ez/ep
535 mtsa=msa+mcc+0.5*mr
540 mtse=mse+mcc+0.5*mr
550 mtp=mt+mp
560 Mrpa=mtp+mtsaxIc**2+IO/ep**2
570 Mrpe=mtp+mtsexIc**2+IO/ep**2
580 Mrsa=Mrpa/Ic**2

```

```

590 Mrse=Mrpe/Ic**2
600 om=3.14*nm/30
610 !*****
620 !*** CALCUL DES DIAMETRES DU SIEGE ET TETE DE SOUPEPE ***
630 !*****
640 dt=8
650 Wme=95
660 Wma=75
670 f=(3.14*(Dc**2))/4
680 fe=(f*Vmp)/Wme
690 dke=sqrt((4*fe)/3.14+dt**2)
710 dge=dke+1
720 dce=1.07*dge
730 dae=dge-0.50
740 dze=dce+1.5
750 Ls=(dce-dge)/1.414
760 Ets=(dze-0.95*dae)/2+1.5
830 fa=fexWme/Wma
840 dka=sqrt((4*fa)/3.14+dt**2)
860 dga=dka+1
870 dca=1.07*dga
880 daa=dga-0.5
890 dza=dca+1.5
950 print #2, "dga=";dga,"dca=";dca,"daa=";daa,"dza=";dza
960 print #2, "dge=";dge,"dce=";dce,"dae=";dae,"dze=";dze
970 print #2, "Ls=";Ls,"Ets=";Ets
980 el=180+a+b
990 i=180+c+d
1000 f=el/2-a
1010 k=i/2-d
1020 m=(f+k)/2
1030 Hc=0.06*Dc
1040 Hs=Hc*Ic
1060 da=0.30*Dc
1070 rb=da/2+2
1080 alpl=(90-el/4)*3.14/180
1090 XE=rb*cos(alpl)
1100 YE=rb*sin(alpl)
1110 !*****
1120 !*** ETUDE CINEMATIQUE DE LA CHAINE DE DISTRIBUTION ***
1130 !*****
1140 print "Voulez vous came à arcs (oui ou non)"
1150 input 'CA$=';CA$
1160 IF CA$="oui" THEN 1180
1170 goto 1500
1180 REM 'CAME à ARCS'
1190 ro=0.04*Dc
1200 A2=rb+Hc-ro

1210 R3=(rb**2+A2**2-ro**2-2*rb*A2*sin(alpl))/(2*(rb-ro-A2*sin(alpl)))
1220 XB=(R3-rb)*cos(alpl)
1230 YB=(R3-rb)*sin(alpl)
1240 beta=ATN((YB+A2)/XB)*3.14/180
1250 XF=ro*cos(beta)
1260 YF=ro*sin(beta)
1270 print #2,"rb=";rb,"alpl=";alpl,"Hc=";Hc,"R3=";R3,"ro=";ro,"A2=";A2
1280 print #2,"XE=";XE,"YE=";YE,"XB=";XB,"YB=";YB,"XF=";XF,"YF=";YF
1290 print "Voulez vous poussoir plat (oui ou non)"
1300 input 'R$=';R$

```

```

1310 IF R#="oui" THEN 1330
1320 goto 1380
1330 !Calcul des accélérations des points limites du poussoir plat
1340 ae=((om/2)**2)*(R3-rb)
1350 aw=((om/2)**2)*A2
1360 af=((om/2)**2)*A2*sin(beta)
1370 goto 1660
1380 !Calcul des accélérations des points limites du poussoir à galet
1390 input 'rayon du galet rg=';rg
1400 B=(R3+rg)/(R3-rb)
1410 C=B*A2/(ro+rg)
1420 t=B/C
1430 psif=ATN((C+sin(alpl))/cos(alpl))
1440 C1=t**2-(cos(psif))**2
1450 C2=4*C1**1.5
1460 ae=((om/2)**2)*(R3-rb)*(rb+rg)/(R3+rg)
1470 af=((om/2)**2)*A2*(sin(psif)+cos(psif)/sqrt(C1)+(sin(2*psif))**2/C2)
1480 aw=((om/2)**2)*A2*(1+A2/(rg+ro))
1490 goto 1660
1500 Rem 'CAME A SEGMENTS DROITS '
1510 input 'rayon du galet rg=';rg
1520 ro=rb-Hc*sin(alpl)/(1-sin(alpl))
1530 A2=rb+Hc-ro
1540 XF=ro*cos(alpl)
1550 YF=ro*sin(alpl)
1560 print #2, "rb=";rb,"Hc=";Hc,"alpl=";alpl,"A2=";A2,"ro=";ro
1570 print #2, "XE=";XE,"YE=";YE,"XF=";XF,"YF=";YF
1580 Rem 'Calcul des accélérations des points limites du poussoir à galet'
1590 t=(rg+ro)/A2
1600 psif=ATN(A2/(rb+rg)*cos(alpl))+alpl
1610 C1=t**2-(cos(psif))**2
1620 C2=4*C1**1.5
1630 ae=((om/2)**2)*(rb+rg)
1640 af=((om/2)**2)*A2*(sin(psif)+cos(psif)/sqrt(C1)+(sin(2*psif))**2/C2)
1650 aw=((om/2)**2)*A3*(1+A3/(rg+ro))
1660 Rem ' dimensionnement de la partie passive de la came '
1670 Js=0.003*Dc+0.1
1680 Jp=Js/Ic
1690 Jc=1.35*Jp
1700 rs=rb-Jc
1710 delta=3*3.14/180
1720 eps=(alpl-delta)/2
1730 q=sin(alpl-delta)-sin(eps-delta)
1740 r1=rb+Jc*q/(sin(alpl-eps)-q)
1750 r2=rb-Jc*sin(eps-delta)/(sin(alpl-eps)-q)
1760 print #2, "Jc=";Jc,"rs=";rs,"r1=";r1,"r2=";r2
1770 !*****
1780 !***** ETUDE DYNAMIQUE DE LA CHAINE DE DISTRIBUTION *****
1790 !*****
1800 Rem 'Calcul des caractéristiques du ressort de soupape '
1810 Frmin=(3.14*Dce**2/4)*adp
1820 Fisa=(aw*Ic*Mrsa)*1E-3
1830 Frmax=1.6*Fisa
1840 k=(4*Ir+2)/(4*Ir-3)
1845 Rf=Frmax/Frmin
1850 IF Rf>1.33 and Rf<2 THEN 1860
1855 Frmin=Frmax/1.7
1860 For I=1 to 14

```

```

1870 df=DN(I)
1880 ks=(2.56*Ermax**k*Ir)/df**2
1890 IF ks<=450 then 1910
1900 NEXT I
1910 Dmr=I*df
1920 kr=(Ermax-Ermin)/Hs
1930 nsp=(G*df**4)/(8*kr*Dmr**3)
1940 Jes=0.3*df
1950 Ll=(nsp+1.5)*df+(nsp+0.5)*Jes+Hs
1960 L0=Ll+Ermax*Hs/(Ermax-Ermin)
2080 Rem 'Dimensionnement de la tige du poussoir '
2085 Fs=(3.14*dce**2/4)*pmin
2090 Fml=(Mrpe-(mt+0.5*mp))*ae**1E-3
2100 Ftl=Fml+Fs+Fg
2110 It=3.14*(dte**4-dti**4)/64
2120 Fcr=Csf*Ftl
2130 Lt=3.14*sqrt(E*It/Fcr)
2150 print #2, "df=";df,"Dmr=";Dmr,"L0=";L0,"nsp=";nsp
2160 print #2, "Lt=";Lt
2170 Rem ' Calcul du culbuteur '
2173 t1=7
2175 sigmaf=20
2176 to0=0.6*sigmaf
2180 Fgz=(3.14/4*dce**2)*pmin
2190 Fmz=(mtse+(0.5*I0/ez**2))*Ic**1E-3
2200 Fz=Fgz+Fmz+Ermin
2210 Ep=Fz*Ic
2220 print #2, "Fz=";Fz,"Ep=";Ep
2230 !Largeur du culbuteur au point de contact avec la tige de soupape
2240 H01=(3*Fz)/(2*to0*t1)
2250 print #2, "H01=";H01
2340 !Largeur du culbuteur au point de contact avec la tige du poussoir
2350 H02=(3*Ep)/(2*to0*t1)
2360 print #2, "H02=";H02
2450 !Largeur à l axe du culbuteur
2460 H03=((6*Fz*ez)/(t1*sigmaf))**0.5
2470 print #2, "H03=";H03
2480 end

```

NOTATION DU LOGICIEL

dga : diamètre intérieur du siège de soupape d'admission
dca : diamètre extérieur du siège de soupape d'admission
Ls : largeur du siège de soupape
daa : diamètre intérieur de la tête de soupape
dza : diamètre extérieur de la tête de soupape
Ets : épaisseur de la tête de soupape.
rb : rayon de base de la came
alp1 : angle d'ouverture initiale de la soupape
Hc : levée de la came
ro : rayon de l'arc au sommet de la came
rs : rayon du cercle de jeu
Jc : jeu de construction
df : diamètre du fil du ressort
Dmr : diamètre moyen du ressort
nsp : nombre de spires actives du ressort
Lt : longueur de la tige du poussoir
Fz : effort agissant suivant l'axe de soupape
Fp : effort agissant suivant l'axe du poussoir
HO1 : largeur du culbuteur au point de contact avec la soupape
HO2 : largeur du culbuteur au point de contact avec la tige du poussoir
HO3 : largeur du culbuteur à son axe de rotation

BIBLIOGRAPHIE

- "THEORIE DES MECANISMES ET DES MACHINES"

I. ARTOBOLEVSKI

- "ELEMENTS DE MACHINES"

V. DOBROVOSKI, K. ZABLONSKI,
S. MAK, A. RADTCHIK, L. ERLIKH

- TECHNIQUE DE L'INGENIEUR

- "L'AUTOMOBILE"

M. DESBOIS, F. TOUACHE,
J. TOURANCHEAU, R. MORRI

- "OBLICZANIE TLOKOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO"

JERZY JEDRZEJOWSKI

- "COURS DE RDM2"

M. KSIAZEK

