

L'étude a été réalisée par un étudiant en s'inspirant d'une pompe existante.

SOMMAIRE

I PRESENTATION DE L'ETUDE

II GENERALITES

1. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT D'UNE POMPE HYDRAULIQUE
2. LES POMPES A ENGRENAGES

III PRINCIPE DE LA POMPE ETUDIEE

IV CARACTERISTIQUES DE LA POMPE ETUDIEE

1. FONCTIONNEMENT EN POMPE HYDRAULIQUE
2. FONCTIONNEMENT EN MOTEUR HYDRAULIQUE

V TRACE DES PROFILS : DEVELOPPANTE DE CERCLE

VI ASSEMBLAGE DE LA POMPE

II GENERALITES

1. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT D'UNE POMPE HYDRAULIQUE

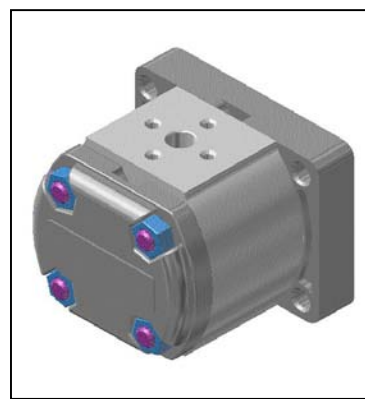
Les *pompes* hydrauliques sont des appareils conçus pour transformer l'énergie mécanique en énergie hydraulique.

Pendant son fonctionnement l'action mécanique de la pompe remplit deux fonctions:

- en premier lieu, elle crée un vide partiel à l'aspiration, ce qui permet à la pression atmosphérique régnant dans le réservoir d'obliger le liquide à remonter la canalisation jusqu'à la pompe
- en second lieu elle assure le transport du liquide jusqu'à l'orifice du refoulement.

Elles se repartissent en trois catégories principales:

- les pompes à pistons
- les pompes à palettes
- les pompes à engrenages.



2. LES POMPES A ENGRENAGES

Introduction : Les pompes à engrenages figurent parmi les plus anciens systèmes de pompage en hydrostatique.

Les pompes à engrenages sont constituées de pièces internes en rotation, elles sont de constitution simple, car elles comportent peu de pièces en mouvement.

Ce sont les pompes les moins chères; toutefois, leurs performances sont en général sous la moyenne, elles répondent à de très nombreuses applications dans les secteurs de petites et moyennes puissances.

Elles peuvent fonctionner aussi bien en pompe qu'en moteur; de plus, elles sont parfaitement réversibles, c'est à dire qu'elles autorisent la circulation du flux hydraulique dans un sens ou dans l'autre, selon le sens de rotation de l'arbre.

On distingue deux types d'engrenages:

- Les engrenages à denture externes.
- Les engrenages à denture internes.

III PRINCIPE DE LA POMPE ETUDIEE

POMPE A ENGRENAGE EXTERIEUR A JEU AXIAL COMPENSE

Construction de base : (fig. 1)

Les pignons menant 1 et mené 2 sont montés sur des paliers mobiles 8 et 8' appelés *lunettes*. L'ensemble pignons et lunettes est adapté à l'intérieur d'un carter 7 et fermé par les flasques 6 et 15. La pression de refoulement est amenée par des canaux internes derrière les lunettes 8 et 8'. Celle-ci agit à l'intérieur de surfaces judicieusement calculées et localisées par des joints plats 9 et 11. Ce système appelé compensation axiale a pour effet de créer des forces F qui rapprochent les lunettes 8 et 8' sur les flancs de pignons 1 et 2.

Cette technique garantit un jeu latéral minimum et constant dans le temps. Les performances de la pompe sont améliorées et autorisent un fonctionnement continu d'environ 200 bars.

Les fuites de lubrification qui s'écoulent le long des flancs de l'engrenage puis dans les paliers sont ramenées par des canaux internes vers l'aspiration. on dit que la pompe est *drainée intérieurement*.

La lubrification des alésages des paliers a été réalisée par des rainures. Le balayage est renouvelé de cette façon en permanence par de l'huile fraîche pour permettre un graissage optimale des pièces en mouvement.

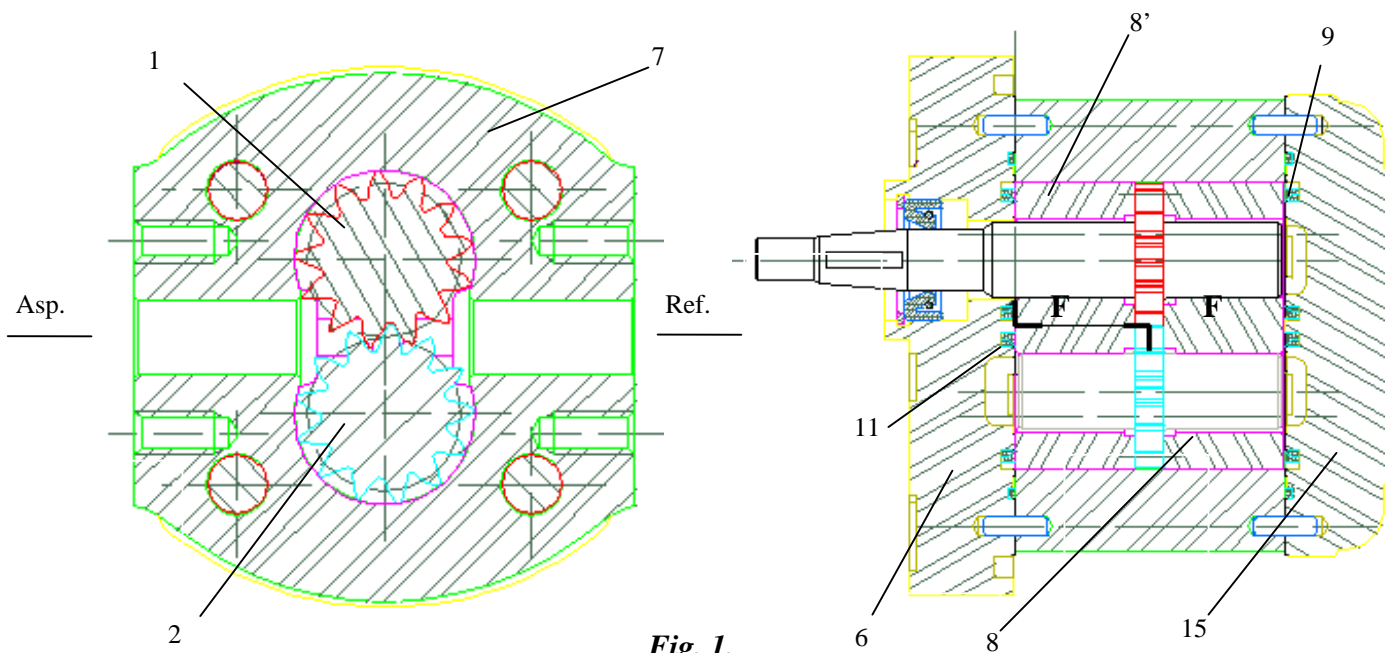


Fig. 1.

Principe de cylindrée, charges sur paliers (fig.2)

Actionnons par exemple le pignon de droite dans le sens trigonométrique :

- les dents Z1 et Z2 sont en cours de désengrènement et provoquent l'augmentation de l'espace dans la zone 1. C'est la phase aspiration et le fluide issu du réservoir comble l'augmentation de volume ainsi créée ;
- dans un deuxième temps, chaque creux de dents rempli d'huile s'achemine par la périphérie extérieure des pignons vers la zone 2. C'est la phase de transfert;
- les dents Z3 et Z4 sont en cours d'engrènement et provoquent la réduction de l'espace dans la zone 2. C'est la phase refoulement et le fluide issu des creux de dents est chassé vers l'utilisation.

Si l'on mesure la pression qui règne dans les creux de dents, on vérifie que celle-ci augmente progressivement au fur et mesure que l'on s'achemine vers le refoulement. cette remarque nous amène à conclure qu'une charge radiale R s'exerce sur les paliers du côté aspiration. Elle a pour conséquence de provoquer le rabotage des sommets de denture dans le carter côté basse-pression. Cette empreinte de 2 à 3/100 doit être considérée comme normale et n'affecte pas le bon fonctionnement de l'engin.

En actionnant l'engrenage en rotation, on constate que les volumes entre dents X et Y passent successivement par un maximum et un minimum. Théoriquement les volumes sont fermés et provoquent une élévation importante de la pression à cet endroit. Pour atténuer celle-ci on exécute deux encoches e qui décompressent sensiblement le fluide. Toutefois une certaine variation de pression subsiste dont la fréquence dépend du nombre de dents, et du régime de rotation de l'engin.

Ce phénomène entre pour une part importante dans le niveau de bruit de la pompe.

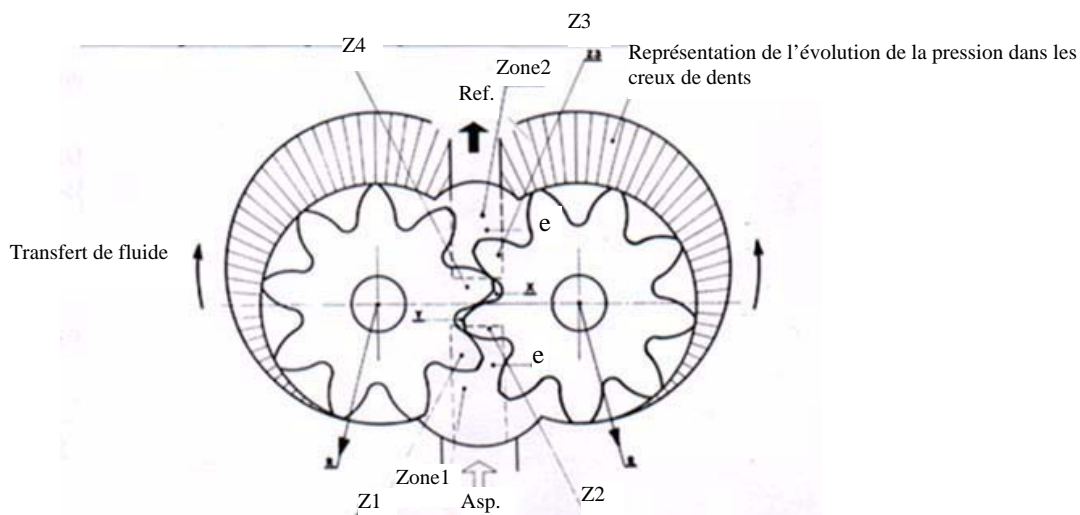


Fig. 2.

IV CARACTERISTIQUES DE LA POMPE ETUDIEE

Cahier des charges de la pompe

Caractéristiques techniques espérées

Cylindrée en cm ³ /tr	1,2	□m = rendement mécanique	95.2%
Pression maxi en bar	210	□v = rendement volumétrique	94,5%
vitesse de rotation en tr/min	600 0	□t = rendement total	90%

$$(\eta_t = \eta_v * \eta_m)$$

V = cylindrée (cm³/tr)

Q = débit (l/min)

n = vitesse (tr/min)

□ p = pression différentiel (bar)

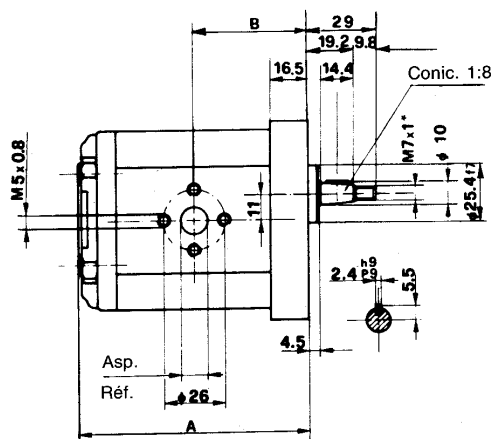
□ m = rendement mécanique

☐ v = rendement volumétrique

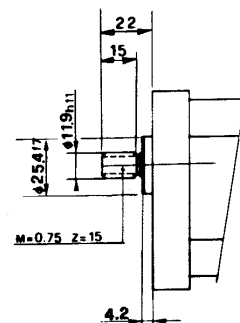
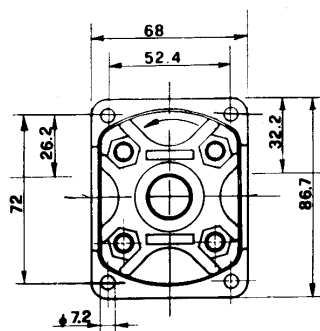
$\square t$ = rendement total

Estimation des dimensions

CO 01



ARBRE CONIQUE



ARBRE CANNELE

VERIFICATION DES CARACTERISTIQUES

1.FONCTIONNEMENT EN POMPE HYDRAULIQUE

Débit refoulé :

$$Q = (V \cdot n \cdot \eta_v) / 1000 \quad (\text{l/min})$$

$$\text{AN : } Q = (1,2 \cdot 6000 \cdot 0,945) / 1000$$

$$\underline{Q = 6,804 \text{ l/min}}$$

Puissance absorbée :

$$P = (\eta_p \cdot Q) / 600 \cdot \eta_t \quad (\text{kW})$$

$$\text{AN : } P = (210 \cdot 6,804) / 600 \cdot 0,9$$

$$\underline{P = 2,646 \text{ kW}}$$

Couple d'entraînement :

$$C = (V \cdot \eta_p) / 63 \cdot \eta_m \quad (\text{N.m})$$

$$\text{AN : } C = (1,2 \cdot 210) / 63 \cdot 0,952$$

$$\underline{C = 4,2 \text{ N.m}}$$

2. FONCTIONNEMENT EN MOTEUR HYDRAULIQUE

Débit nécessaire :

$$Q = (V \cdot n) / 1000 \cdot \eta_v \quad (\text{l/min})$$

$$\text{AN : } Q = (1,2 \cdot 6000) / 1000 \cdot 0,945$$

$$\underline{Q = 7,619 \text{ l/min}}$$

Puissance fournie:

$$P = (\eta_p \cdot \tilde{Q} \cdot \eta_t) / 600 \quad (\text{kW})$$

$$\text{AN : } P = (210 \cdot 7,619 \cdot 0,9) / 600$$

$$\underline{P = 2,399 \text{ kW}}$$

Couple fourni:

$$C = (V \cdot \tilde{p} \cdot \eta_m) / 63 \quad (\text{N.m})$$

$$\text{AN : } C = (1,2 \cdot 210 \cdot 0,952) / 63$$

$$\underline{C = 3,8 \text{ N.m}}$$

V TRACE DES PROFILS : DEVELOPPANTE DE CERCLE

La développante de cercle est une courbe engendrée par l'extrémité d'une droite qui se déplace sans glissement sur une circonférence. (fig. 2)

A chaque instant de son déplacement, la droite est tangente à la circonférence de base, normale à la courbe et sa longueur augmente constamment jusqu'à ce qu'elle devienne égale au développement de la circonférence.

Pour un moment considéré, la *normale* étant au point *I* par exemple, sa longueur est égale à l'espace parcouru sur la partie circulaire comprise entre le point de départ *Co* ou origine de la développante et le point de tangence *I*.

C'est à dire :

$$\begin{aligned} IC &= \text{arc } ICo, \\ I_1C_1 &= \text{arc } I_1Co, \\ I_2C_2 &= \text{arc } I_2Co, \text{etc...} \end{aligned}$$

Le *centre instantané* de rotation, pour un point *C* de la trajectoire, est le point de contact *I*, car la tangente *IC* au cercle de base tourne (pour l'instant considéré), autour de ce point de contact.

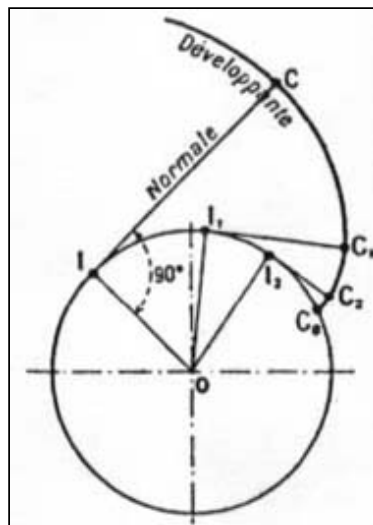


Fig. 2. - Développante et normale à la Développante

Soit à tracer la développante d'une circonférence C. (fig. 3.)

De l'axe OA porter, sur la circonférence, un certain nombre de parties égales 1,2,3,...,7 et par les points de division, mener des tangentes en élevant des perpendiculaires aux rayons 01,02,...,07.

Porter sur la première tangente, la longueur du premier arc 1A(en a) ; sur la deuxième tangente, porter deux fois cette longueur (en b), trois fois sur la troisième tangente (en c),etc...

Réunir tous les points a,b;c,etc., par une ligne courbe qui est la développante.

Calculs relatifs à la denture d'engrenage

CONDITION IMPOSEE :

Nombre de dents : $z_1 = z_2 = 13$

Module de taille : $m_0 = 1,5$ (guide du dessinateur : Série principale :
0,5 ; 0,6 ; 0,8 ; 1 ; 1,25 ; 1,5 ; 2)

Coefficient de déport : $x_1 = x_2 = 0,5$ ($z < 17$)

CONDITION D'ENGRENAGE SANS JEU

$\alpha_0 = 20^\circ$

$\text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_0 = (x_1 + x_2) / (z_1 + z_2) \cdot \text{tg } \alpha_0$. inv : involute)

$\text{inv } \alpha = \text{tg } \alpha - \pi / 180$. α en degrés ; α^2 en rd)

$\text{inv } \alpha = \text{tg } 20 - \pi / 9 + 2(x_1 + x_2) / (z_1 + z_2) \cdot \text{tg } 20$

$\text{inv } \alpha = \text{tg } 20 - \pi / 9 + 2(0,5 + 0,5) / (13 + 13) \cdot \text{tg } 20$

$\text{inv } \alpha = 0,043$ (cf tableau)

α angle de fonctionnement : $\alpha = 28^\circ$

CALCUL DU MODULE DE FONCTIONNEMENT

$m \cdot \cos \alpha = m_0 \cdot \cos \alpha_0$

$m = (m_0 \cdot \cos \alpha_0) / \cos \alpha$

$m = (1,5 \cdot \cos 20) / \cos 28$

Module de fonctionnement : $m = 1,596$

CALCUL DU DIAMETRE PIMITIF DE FONCTIONNEMENT

$d = mz$

$d = 1,596 \cdot 13$

Diamètre primitif : $d = 20.748 \text{ mm}$

CALCUL DU RAYON DE BASE :

$r_b = r \cdot \cos \alpha$

$r_b = (m \cdot z) / 2 \cdot \cos \alpha$

$r_b = (1,596 \cdot 13 / 2) \cdot \cos 28$

Rayon de base : $r_b = 9,159 \text{ mm}$

CALCUL DU DIAMETRE DE TETE

$$da = d_0 + 2(1+x).m$$

$$da = m_0.z + 2(1+x).m$$

$$da = 1,5.13 + 2(1+0,5).1,596$$

Diametre de tête : da = 24,288 mm

CALCUL DU DIAMETRE DE PIED

$$df = d_0 - 2(1,25 - x).m$$

$$df = m_0.z - 2(1,25 - x).m$$

$$df = 1,5.13 - 2(1,25 - 0,5).1,596$$

Diametre de pied : df = 17,106 mm

CALCUL DE LA LONGUEUR DES SEGMENTS TANGENTS AUX RAYONS DE BASE

$$TM = R_b . \theta$$

R_b : rayon de base (9,162 mm)

θ : angle de R_b (en radian)

θ (°)	θ (rd)	TM (mm)
3	π/60	0,479
6	π/30	0,959
9	π/20	1,439
12	π/15	1,918
15	π/12	2,398
18	π/10	2,878
21	7π/60	3,358
24	4π/30	3,837
27	3π/20	4,317
30	π/6	4,797
33	11π/60	5,276
36	π/5	5,756
39	13π/60	6,236
42	7π/30	6,716
45	π/4	7,195
48	8π/30	7,675
51	17π/60	8,155
54	9π/30	8,634
57	19π/60	9,114
60	π/3	9,594

VI ASSEMBLAGE DE LA POMPE

