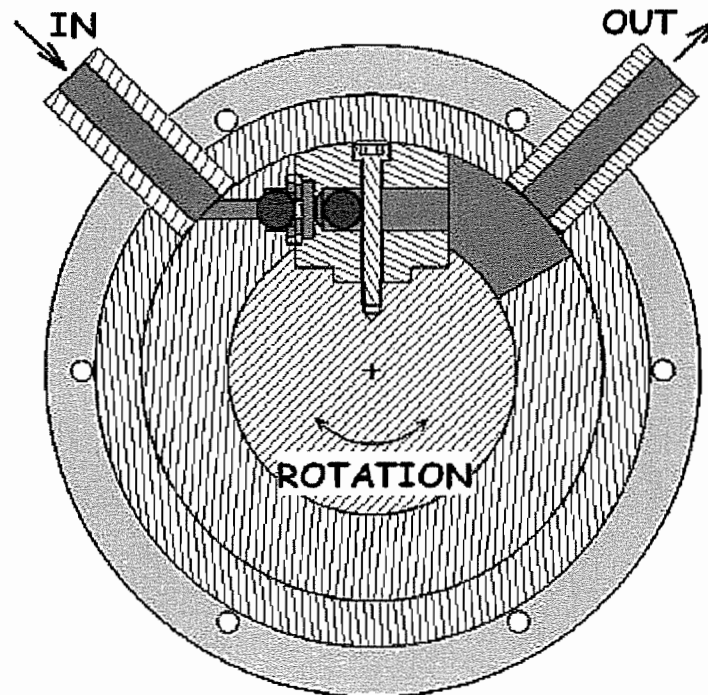


Université Libre de Bruxelles Service de mécanique analytique et cfao Av. F.D. Roosevelt, 50 CP 165/14 1050 Bruxelles N° de convention: 001/4632	Université de Liège Service de méthodes de fabrication Chemin des Chevreuils, 1 4000 Liège N° de convention : 001/4633	Université catholique de Louvain Unité PRM Place de l'université, 1 1348 Louvain-La-Neuve N° de convention : 001/4516
---	--	---

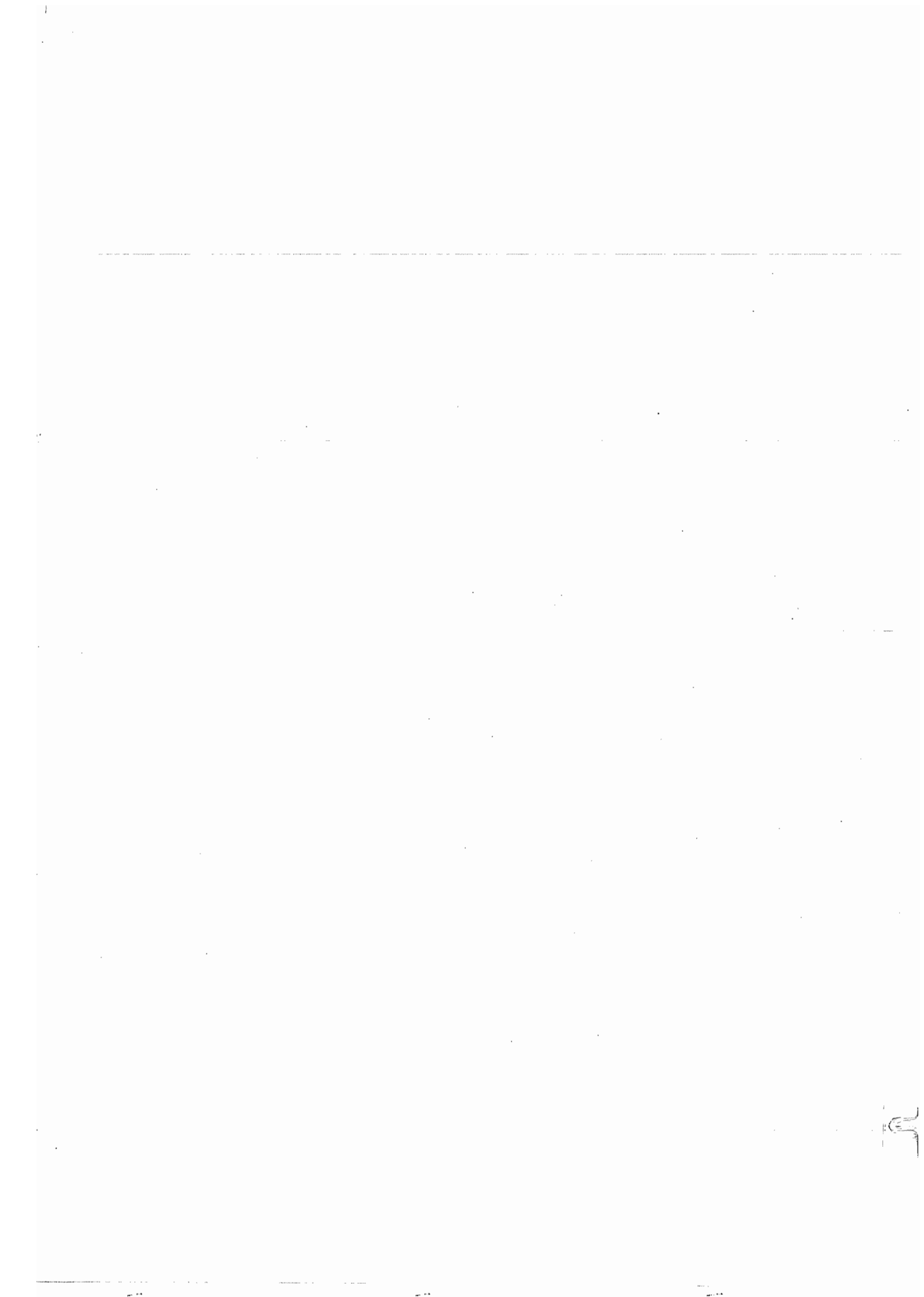
# **RAPPORT FINAL DE SYNTHÈSE DU PROJET 4M- $\mu$ POMPE (2001-2003) ANNEXES PARTIE 1/2 (SECTIONS 1-2- 3/1,2,3,4,5)**

*B.RAUCENT(UCL), E.DEREINE(UCL), O.SMAL(UCL),  
J.F.DEBONGNIE(ULG), P.MERKEN(ULG),  
A.DELCHAMBRE(ULB), V.CROQUET(ULB)*



Project sponsored by the region wallonne



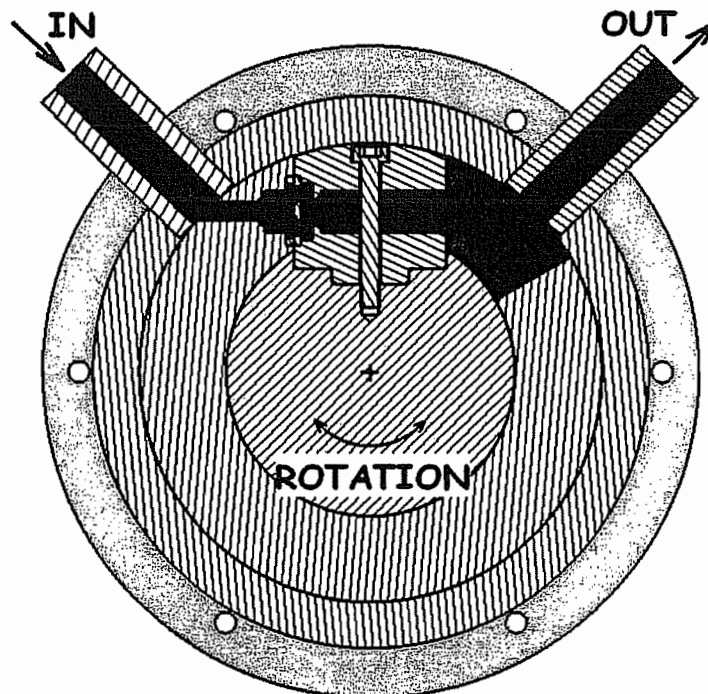




Université Libre de Bruxelles Service de mécanique analytique et cfao Av. F.D. Roosevelt, 50 CP 165/14 1050 Bruxelles N° de convention: 001/4632	Université de Liège Service de méthodes de fabrication Chemin des Chevreuils, 1 4000 Liège N° de convention : 001/4633	Université catholique de Louvain Unité PRM Place de l'université, 1 1348 Louvain-La-Neuve N° de convention : 001/4516
---	--	---

# RAPPORT FINAL DE SYNTHÈSE DU PROJET 4M- $\mu$ POMPE (2001-2003) ANNEXES PARTIE 1/2 (SECTIONS 1-2- 3/1,2,3,4,5)

B.RAUCENT(UCL), E.DEREINE(UCL), O.SMAL(UCL),  
J.F.DEBONGNIE(ULG), P.MERKEN(ULG),  
A.DELCHAMBRE(ULB), V.CROQUET(ULB)



Project sponsored by the region wallonne







## 1. Modélisation

- 1.1. Dimensionnement de membranes
- 1.2. Théorie du col circulaire
- 1.3. Modélisation dynamique et hydraulique du modèle à l'échelle 10 :1
- 1.4. Modélisation dynamique et hydraulique d'un premier design de pompe
- 1.5. Modélisation dynamique et hydraulique du prototype V01
- 1.6. Modélisation dynamique et hydraulique du prototype V03
- 1.7. Modélisation FLUX2D du moteur à aimants permanents (rapport)
- 1.8. Modélisation FLUX2D du moteur à aimants permanents (présentation)
- 1.9. Dimensionnement d'un palier aérostatique
- 1.10. Modélisation FLUX3D de l'électroaimant (rapport)
- 1.11. Modélisation analytique de l'électroaimant
- 1.12. Modélisation analytique de l'électroaimant (code matlab)
- 1.13. Code Matlab de calcul et dimensionnement

## 2. Design

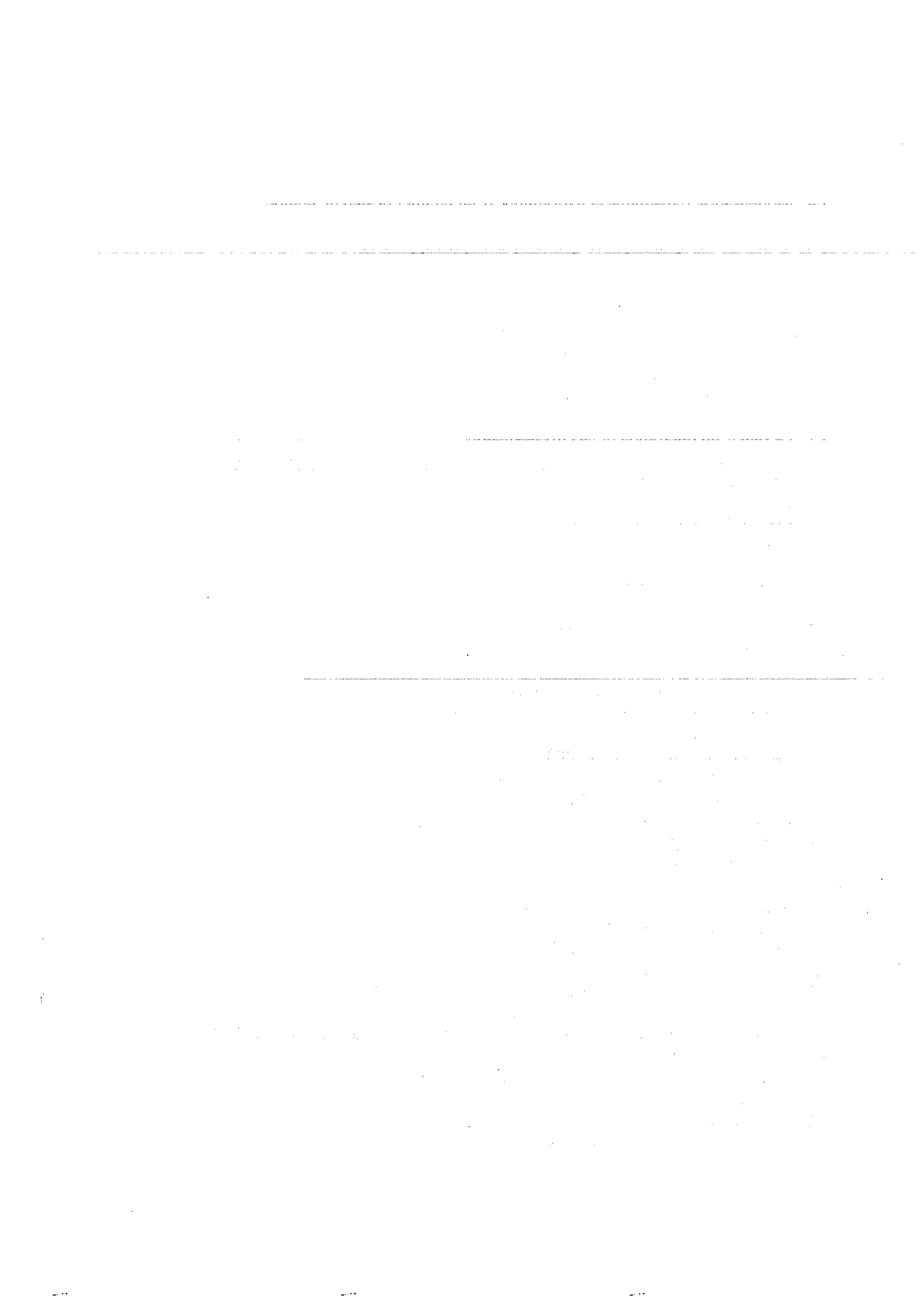
- 2.1. Design d'un micromoteur électromagnétique
- 2.2. Réalisation de l'actionneur électromagnétique de la micro-pompe pendulaire.
- 2.3. Article de synthèse commun sur la micropompe (anglais)
- 2.4. Etude des paliers
- 2.5. Etat de l'art des micromoteurs
- 2.6. Actuator 2002 - review
- 2.7. Inventaire des capteurs de couple
- 2.8. Technologie AMF (présentation)
- 2.9. Technologie AMF (animations)
- 2.10. Actionneur voice coil (présentation)
- 2.11. Micropompe avec éléments du commerces (rapport)

## 3. Plans

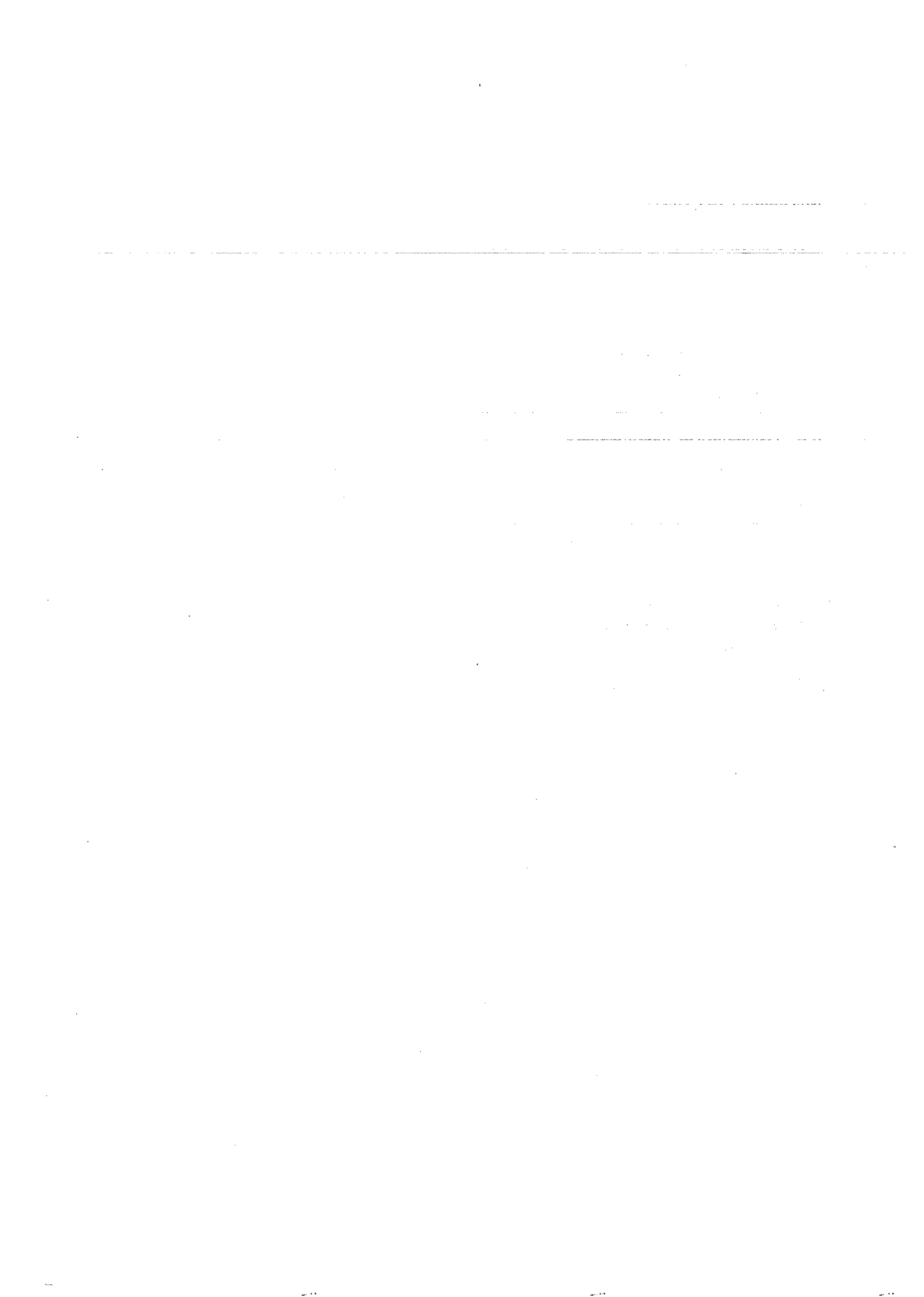
- 3.1. Récapitulatif des prototypes de pompe
- 3.2. Plans du banc essais du modèle à l'échelle 10 : 1
- 3.3. Plans du banc essai des col
- 3.4. Plans du carter du prototype V03
- 3.5. Phases de la pompe à clapet sphérique.doc
- 3.6. Plans du modèle à l'échelle 10 :1
- 3.7. Fiche technique du clapet LEE
- 3.8. Plans du prototype V02
- 3.9. Plans du prototype V03

## 4. Tests

- 4.1. Résultats des tests du modèle à l'échelle 10 : 1
- 4.2. Résultats des tests du col circulaire
- 4.3. Choix du moteur pour le banc d'essai actionneurs
- 4.4. Cahier des charges du banc essais du modèle à l'échelle 10 :1
- 4.5. Commentaires sur le banc essais du modèle à l'échelle 10 : 1
- 4.6. Description de la commande moteur du banc d'essai du modèle à l'échelle 10 :1
- 4.7. Types commandes possibles pour le moteur du banc d'essai du modèle à l'échelle 10 :1
- 4.8. Cahier des charges des tests du modèle à l'échelle 10 :1
- 4.9. Tests des clapets
- 4.10. Cahier des charges du prototype V03
- 4.11. Cahier des charges du banc d'essai électrique
- 4.12. Fiche technique du capteur force LC-01



5. Publications
  - 5.1. Design of a micro-rotative actuator test bed (ISATP 2003)
  - 5.2. Le col circulaire comme articulation flexible (Ghent 2003)
  - 5.3. Manufacturing of a circular notch hinge as guiding system by Electrical Discharge Machining (MIT 2003)
  - 5.4. A Survey of Electromagnetic Micromotors (IPAS 2003)
  - 5.5. Design and test of a circular notch hinge (IPAS 2004)
  - 5.6. Design of an implantable micropump (IPAS 2004)
  - 5.7. Innovative implantable drug delivery system: design process (IPAS 2004)
6. Fabrication
  - 6.1. Calcul des tolérances du modèle à l'échelle 10 :1.doc
  - 6.2. Inventaire des pièces réalisées
  - 6.3. Rapport de formation à l'usinage Laser à technofutur les 24-25 mars 2003
  - 6.4. Inventaire des outils employés
  - 6.5. Détail de la fabrication du corps de pompe
  - 6.6. Techniques de micro-usinage
  - 6.7. Métrologie
7. Problématique médicale
  - 7.1. Synthèse et vulgarisation des connaissances actuelles sur le diabète
  - 7.2. Liste des contacts avec le corps médical
  - 7.3. Synthèse actuelle sur les matériaux biocompatibles
8. Divers
  - 8.1. Rapport de visite à Neuchatel
  - 8.2. Variocouple CSM
  - 8.3. Rapport de visite au SIAMS
  - 8.4. Rapport de visite à Besançon et à Paris



# **1. Modélisation**



# **1.1. Dimensionnement de membranes**





```

function thickness_flat_plate

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% fonction qui calcule la déflexion sur la circonférence intérieure pour %%
%% un anneau circulaire. %%
%% PRE: / %%
%% POST: affiche le graphe de la déflexion en fonction de l'épaisseur %%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

global a b r0 charge
a = 0.0124068; %m
b = 0.00152321; %m
r0 = 0.00152321; %m
charge = 1; %N

t = 0.00002:0.0000001:0.0001;

for i = 1:length(t)
    yb(i) = deflect(t(i));
end

%évalue pour quelle épaisseur on a une déflexion de 2 mm
options = optimset('Display','iter');
x = fzero(@deflectdec,[0.0000001 0.01],options)

figure(1)
plot(t,yb)
xlabel('Epaisseur de la membrane (m)');
ylabel('Déflexion de la membrane (m)');
title('Evolution de la déflexion d\'une membrane circulaire');
text(x,deflect(x),['\leftarrow deflexion de 2 mm en t = ',num2str(x),' m'])

function decalc = deflect(epaisseur)
global a b r0 charge
decalc = flat_circ_plate(a,b,r0,charge,epaisseur);

function y = deflectdec(epaisseur)
y = deflect(epaisseur)+0.002;

function [yb] = flat_circ_plate(a,b,r0,charge,t)

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% fonction qui calcule la déflexion d'un anneau circulaire au niveau du %%
%% cercle intérieur %%
%% PRE: les rayons int et extérieur, le rayon sur lequel s'applique la charge, %%
%% la charge %%
%% et l'épaisseur de la membrane %%
%% POST: la déflexion en m sur la circonférence intérieure %%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%a = outer radius (m)
%b = inner radius (m)
%r0 = rayon ou la charge est appliquée
%charge = charge appliquée en N
%t = épaisseur de l'anneau en m

%aluminium alloy
E = 72e9; %Pa
mu = 0.33;

%steel alloy

```

```

% E = 207e9; %Pa
% mu = 0.3;

w = charge/(2*pi*r0); %N
r = b:0.001:a;

C1 = (1+mu)/2*b/a*log(a/b)+(1-mu)/4*(a/b-b/a);
C2 = 1/4*(1-(b/a)^2*(1+2*log(a/b)));
C4 = 1/2*((1+mu)*b/a+(1-mu)*a/b);
C5 = 1/2*(1-(b/a)^2);

F1 = (1+mu)/2*b./r.*log(r/b)+(1-mu)/4.*(r/b-b./r);
F2 = 1/4*(1-(b./r).^2*(1+2*log(r/b)));
F3 = b./(4*r).*((b./r).^2+1).*log(r/b)+(b./r).^2-1);

for i=1:1:length(r)
if r(i) > r0
    G3(i) = r0/(4*r(i))*(((r0/r(i))^2+1)*log(r(i)/r0)+(r0/r(i))^2-1)*(r(i)-
r0)^0;
else G3(i) = 0;
end
end

L3 = r0/(4*a)*(((r0/a)^2+1)*log(a/r0)+(r0/a)^2-1);
L6 = r0/(4*a)*((r0/a)^2-1+2*log(a/r0));

D = E*t^3/(12*(1-mu^2)); %plate constant

% case 1
% bord extérieur encastré, bord intérieur guidé
teta b = 0;
Qb = 0;
ya = 0;
teta a = 0;
yb = -w*a^3/D*(C2*L6/C5 - L3);
Mrb = w*a/C5*L6;

y = yb + teta b*r.*F1 + Mrb*r.^2/D.*F2 + Qb*r.^3/D.*F3 - w*r.^3/D.*G3;
%vertical deflection of plate

```

## **1.2. Théorie du col circulaire**



## Le col circulaire : modélisation

La modélisation du col circulaire est basée sur la résolution des équations de la mécanique des matériaux appliquées aux poutres à géométrie variable (section variable continûment). L'ordre des calculs des raideurs est semblable à celui du premier ouvrage de référence : Simon Henein, *Conception des guidages flexibles*, Presses Polytechniques et Universitaires Romandes, Collection META, 2001. Une comparaison avec les valeurs obtenue dans cet ouvrage sera réalisé.

### 1.1 Flexion

La géométrie du col est représentée sur la figure 1 ci-dessous.

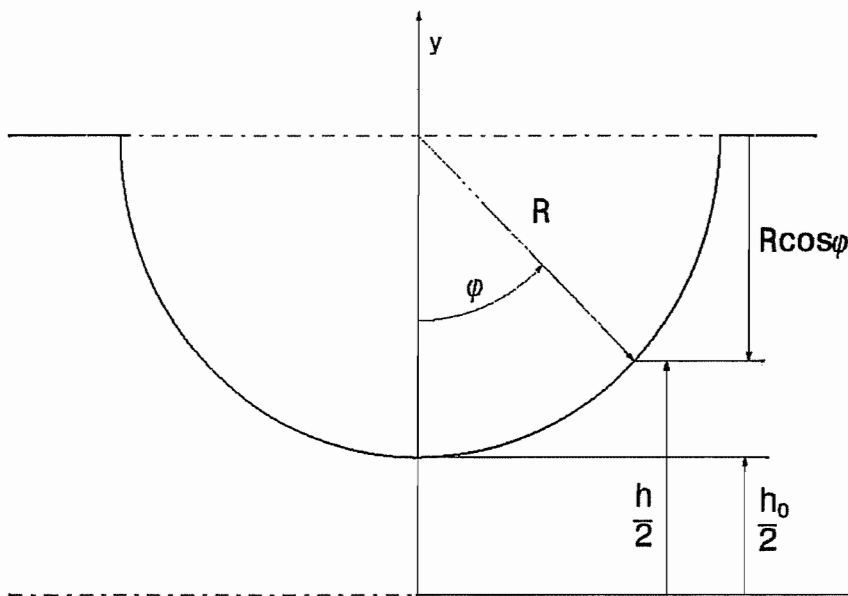


Figure 1: géométrie du col circulaire

L'angle de flexion varie avec la coordonnée du point où on le calcule. Celui-ci s'exprime par,

$$\alpha = \int_{-R}^R \frac{12M}{Eb h^3} dx = \frac{12M}{Eb} \int_{-R}^R \frac{dx}{h^3}.$$

On considère que seule la zone du col (qui s'étend de  $-R$  à  $R$ ) est soumise à l'action du moment de flexion et que le reste de la poutre est infiniment rigide.

Calculons cette dernière intégrale. La géométrie du col nous donne,

$$\begin{aligned}
 h &= h_0 + 2R(1 - \cos \varphi) = 2R \left[ \left(1 + \frac{h_0}{2R}\right) - \cos \varphi \right] \\
 &= 2R \left(1 + \frac{h_0}{2R}\right) (1 - \varepsilon \cos \varphi) \\
 &= \frac{2R}{\varepsilon} (1 - \varepsilon \cos \varphi).
 \end{aligned}$$

En posant,

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \frac{h_0}{2R}}.$$

sachant que,

$$x = R \sin \varphi, \quad dx = R \cos \varphi d\varphi,$$

on transforme l'intégrale sous la forme,

$$\int_{-R}^R \frac{dx}{h^3} = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \frac{\varepsilon^3 R \cos \varphi d\varphi}{8R^3 (1 - \varepsilon \cos \varphi)^3} = \frac{\varepsilon^3}{4R^2} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{\cos \varphi d\varphi}{(1 - \varepsilon \cos \varphi)^3} = \frac{\varepsilon^3}{4R^2} I.$$

La théorie de la lubrification, et en particulier Sommerfeld, nous donne le changement de variable nécessaire à la résolution de cette dernière intégrale. En effet, posons,

$$\cos \varphi = \frac{\cos \alpha + \varepsilon}{1 + \varepsilon \cos \alpha}.$$

Ainsi,

$$1 - \varepsilon \cos \varphi = \frac{1 + \varepsilon \cos \alpha - \varepsilon \cos \alpha - \varepsilon^2}{1 + \varepsilon \cos \alpha} = \frac{1 - \varepsilon^2}{1 + \varepsilon \cos \alpha},$$

$$\sin^2 \varphi = \frac{1 + 2\varepsilon \cos \alpha + \varepsilon^2 \cos^2 \alpha - \cos^2 \alpha - 2\varepsilon \cos \alpha - \varepsilon^2}{(1 + \varepsilon \cos \alpha)^2} = \frac{(1 - \varepsilon^2) \sin^2 \alpha}{(1 + \varepsilon \cos \alpha)^2},$$

$$\sin \varphi = \frac{\sqrt{1 - \varepsilon^2} \sin \alpha}{1 + \varepsilon \cos \alpha},$$

$$\begin{aligned}
 d(\cos \varphi) &= -\sin \varphi d\varphi = -\frac{\sqrt{1 - \varepsilon^2} \sin \alpha}{1 + \varepsilon \cos \alpha} d\varphi \\
 &= \frac{-\sin \alpha (1 + \varepsilon \cos \alpha) + (\cos \alpha + \varepsilon) \varepsilon \sin \alpha}{(1 + \varepsilon \cos \alpha)^2} d\alpha = -\frac{(1 - \varepsilon^2) \sin \alpha}{(1 + \varepsilon \cos \alpha)^2} d\alpha,
 \end{aligned}$$

$$\Rightarrow d\varphi = \frac{\sqrt{1 - \varepsilon^2}}{(1 + \varepsilon \cos \alpha)} d\alpha.$$

En ce qui concerne les bornes,

$$\begin{cases}
 \varphi = 0, \quad \cos \varphi = 1 \Rightarrow \cos \alpha + \varepsilon = 1 + \cos \alpha & \cos \alpha (1 - \varepsilon) = 1 - \varepsilon \quad \cos \alpha = 1 \quad \alpha = 0 \\
 \varphi = \frac{\pi}{2}, \quad \cos \varphi = 0 \Rightarrow \cos \alpha + \varepsilon = 0 & \cos \alpha = -\varepsilon \quad \alpha^* = \arccos(-\varepsilon)
 \end{cases}$$

Nous pouvons dès lors calculer I,

$$I = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{\cos \varphi d\varphi}{(1 - \varepsilon \cos \varphi)^3} = \int_0^{\alpha^*} \frac{\cos \alpha + \varepsilon}{1 + \varepsilon \cos \alpha} \cdot \frac{(1 + \varepsilon \cos \alpha)^3}{(1 - \varepsilon^2)^3} \cdot \frac{\sqrt{1 - \varepsilon^2}}{(1 + \varepsilon \cos \alpha)} d\alpha$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{1}{(1-\varepsilon^2)^{5/2}} \int_0^{\alpha^*} (\cos \alpha + \varepsilon)(1 + \varepsilon \cos \alpha) d\alpha \\
&= \frac{1}{(1-\varepsilon^2)^{5/2}} \int_0^{\alpha^*} (\cos \alpha + \varepsilon + \varepsilon \cos^2 \alpha + \varepsilon^2 \cos \alpha) d\alpha \\
&= \frac{1}{(1-\varepsilon^2)^{5/2}} \int_0^{\alpha^*} \left[ (1 + \varepsilon^2) \cos \alpha + \frac{\varepsilon}{2} (1 + \cos 2\alpha) + \varepsilon \right] d\alpha \\
&= \frac{1}{(1-\varepsilon^2)^{5/2}} \left\{ (1 + \varepsilon^2) \sin \alpha^* + \frac{3\varepsilon}{2} \alpha^* + \frac{\varepsilon}{4} \sin 2\alpha^* \right\}.
\end{aligned}$$

Remplaçons  $\alpha^*$  par sa valeur,

$$\sin \alpha^* = \sqrt{1 - \cos^2 \alpha^*} = \sqrt{1 - \varepsilon^2},$$

$$\sin 2\alpha^* = 2 \sin \alpha^* \cos \alpha^* = -2\varepsilon \sqrt{1 - \varepsilon^2}.$$

Finalement, l'intégrale s'écrit,

$$I = \frac{1}{(1-\varepsilon^2)^{5/2}} \left\{ (1 + \varepsilon^2) \sqrt{1 - \varepsilon^2} + \frac{3\varepsilon}{2} \ar \cos(-\varepsilon) - \frac{\varepsilon^2}{2} \sqrt{1 - \varepsilon^2} \right\}$$

Nous supposons  $\frac{h_0}{R}$  petit devant 1. Alors,

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \frac{h_0}{2R}} \approx 1 - \frac{h_0}{2R} \approx 1,$$

$$1 - \varepsilon^2 = \frac{1 + \frac{h_0}{R} + \frac{h_0^2}{4R^2} - 1}{\left(1 + \frac{h_0}{2R}\right)^2} = \frac{\frac{h_0}{R} \left(1 + \frac{h_0}{4R}\right)}{\left(1 + \frac{h_0}{2R}\right)^2} \approx \frac{h_0}{R},$$

$$\alpha^* \approx \ar \cos(-1) = \pi,$$

$$\sqrt{1 - \varepsilon^2} (1 + \varepsilon^2) \approx 2 \frac{h_0}{R},$$

$$\frac{3\varepsilon}{2} \ar \cos(-\varepsilon) \approx \frac{3}{2} \pi,$$

$$\frac{\varepsilon^2}{2} \sqrt{1 - \varepsilon^2} = \frac{h_0}{R}.$$

En remplaçant les différents termes dans l'intégrale, nous obtenons,

$$I = \left(\frac{R}{h_0}\right)^{5/2} \left[ \frac{3}{2} \pi + O\left(\frac{h_0}{R}\right) \right] \approx \frac{3}{2} \pi \left(\frac{R}{h_0}\right)^{5/2}.$$

On a donc,

$$\int_{-R}^R \frac{dx}{h^3} = \frac{\varepsilon^3}{4R^2} \frac{3}{2} \pi \left(\frac{R}{h_0}\right)^{5/2} \approx \frac{3}{8} \pi \frac{\sqrt{R}}{h_0^{5/2}}.$$

L'angle de flexion,

$$\alpha = \int_{-R}^R \frac{12M}{Eb h^3} dx = \frac{9\pi}{2Eb} M \frac{\sqrt{R}}{h_0^{5/2}}.$$

Donc,

$$\frac{M}{\alpha} = \frac{2Eb h_0^{5/2}}{9\pi \sqrt{R}}$$

il s'agit de la raideur en flexion.

En ce qui concerne la contrainte maximum au niveau du col,

$$\sigma = \frac{6M}{bh_0^2} = \frac{6}{bh_0^2} \frac{2Eb h_0^{5/2}}{9\pi \sqrt{R}} \alpha = \frac{4}{3\pi} E\alpha \sqrt{\frac{h_0}{R}},$$

soit,

$$\alpha = \frac{3\pi \sigma}{4 E} \sqrt{\frac{R}{h_0}}$$

## 1.2 Torsion

L'angle de torsion varie avec la coordonnée x car la section n'est pas constante, nous avons alors,

$$\frac{d\alpha}{dx} = \frac{M_t}{G c_1 b h^3} = \frac{M_t}{G \frac{bh^3}{3}} = \frac{3M_t}{Gbh^3}.$$

Le coefficient  $c_1$  est donné dans des tables, il dépend du rapport  $\frac{b}{h}$ . Lorsque ce rapport est supérieur à 4, le coefficient tend vers  $\frac{1}{3}$ . Ce rapport est, dans notre cas, toujours beaucoup plus grand que 4.

Calculons l'angle de torsion total, en considérant que la partie de la poutre non entamée est toujours infiniment rigide,

$$\alpha = \frac{3M_t}{Gb} \int_{-R}^R \frac{dx}{h^3} = \frac{9}{8} \pi \frac{M_t \sqrt{R}}{Gb h_0^{5/2}}.$$

La raideur en torsion vaut, quant à elle,

$$\frac{M_t}{\alpha} = \frac{8}{9\pi} Gb \frac{h_0^{5/2}}{\sqrt{R}}$$

Le coefficient  $\frac{8}{9\pi}$  vaut 0,2829, à comparer avec 0,284 obtenu dans la thèse de Lausanne.

## 1.3 Extension

Le déplacement d'une section infinitésimale de la poutre soumise à un effort de traction vaut,

$$\frac{du}{dx} = \frac{N}{Eb h},$$

$$u = \frac{N}{Eb} \int_{-R}^R \frac{dx}{h}.$$

Remplaçons h par sa valeur calculée dans la partie flexion,



$$\int_{-R}^R \frac{dx}{h} = \frac{\varepsilon}{2} \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \frac{\cos \varphi}{(1 - \varepsilon \cos \varphi)} d\varphi = \varepsilon \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{\cos \varphi}{(1 - \varepsilon \cos \varphi)} d\varphi = I.$$

On a,

$$\frac{\varepsilon \cos \varphi}{1 - \varepsilon \cos \varphi} = \frac{\varepsilon \cos \varphi - 1}{1 - \varepsilon \cos \varphi} + \frac{1}{1 - \varepsilon \cos \varphi} = -1 + \frac{1}{1 - \varepsilon \cos \varphi},$$

et,

$$I = - \int_0^{\frac{\pi}{2}} d\varphi + \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{d\varphi}{1 - \varepsilon \cos \varphi} = -\frac{\pi}{2} + \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{d\varphi}{1 - \varepsilon \cos \varphi} = -\frac{\pi}{2} + \Gamma.$$

En utilisant encore le même changement de variable,

$$\Gamma = \int_0^{\alpha^*} \frac{1 + \varepsilon \cos \alpha}{1 - \varepsilon^2} \frac{\sqrt{1 - \varepsilon^2}}{(1 + \varepsilon \cos \alpha)} d\alpha = \frac{1}{\sqrt{1 - \varepsilon^2}} \alpha^*.$$

On a donc,

$$I = -\frac{\pi}{2} + \frac{\alpha^*}{\sqrt{1 - \varepsilon^2}} \approx -\frac{\pi}{2} + \pi \sqrt{\frac{R}{h_0}} \approx \pi \sqrt{\frac{R}{h_0}}.$$

Il vient ainsi,

$$u = \frac{N}{Eb} \pi \sqrt{\frac{R}{h_0}}$$

et

$$\frac{N}{u} = \frac{1}{\pi} Eb \sqrt{\frac{h_0}{R}} = 0,3183 Eb \sqrt{\frac{h_0}{R}} \quad \text{à comparer avec } 0,353 \text{ (-9,8 \%)}.$$

## 1.4 Flexion transverse

Voyons ce qu'il se passe lorsque le col est soumis à un moment de flexion transverse,

$$\frac{d\alpha}{dx} = \frac{12M}{Ehb^3},$$

$$\alpha = \frac{12M}{Eb^3} \int_{-R}^R \frac{dx}{h} = \frac{12M}{Eb^3} \pi \sqrt{\frac{R}{h_0}}.$$

La raideur angulaire transverse vaut donc,

$$\frac{M}{\alpha} = \frac{Eb^3}{12\pi} \sqrt{\frac{h_0}{R}} = 0,02653 Eb^3 \sqrt{\frac{h_0}{R}} \quad \text{à comparer à } 0,0295 \text{ (-11 \%)}.$$

## 1.5 Translation

Par translation, on entend la translation de l'un des côtés de la poutre par rapport à l'autre côté, le col circulaire délimitant les côtés. Afin de pouvoir effectuer une translation, on doit appliquer une charge au droit du col. Cela sera réalisé grâce à un artifice montré sur la figure 2.

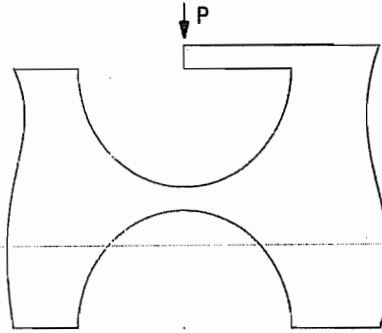


Figure 2 : application de la charge

a) Contribution de la flexion

Le moment vaut  $Px$ . La rotation vérifie,

$$\frac{d\alpha}{dx} = \frac{12M}{Ebh^3} = \frac{12Px}{Ebh^3},$$

et le déplacement est,

$$w = \int_{-R}^R \alpha dx.$$

Intégrons par partie,

$$\begin{cases} u = \alpha & dv = dx \\ du = \frac{d\alpha}{dx} dx & v = x \end{cases}$$

$$w = [x\alpha]_{-R}^R - \int_{-R}^R x \frac{d\alpha}{dx} dx.$$

On notera que,

$$-\alpha(R) = \int_{-R}^R \frac{12Px}{Ebh^3} dx = 0 \quad \text{car fonction impaire ; } \alpha(0) = 0.$$

Il vient donc,

$$\begin{aligned} w &= - \int_{-R}^R x \frac{d\alpha}{dx} dx = \frac{12P}{Eb} \int_{-R}^R \frac{x^2}{h^3} dx = \frac{12P}{Eb} \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \frac{R^2 \sin^2 \varphi}{8R^3 \varepsilon^3 (1 - \varepsilon \cos \varphi)^3} R \cos \varphi d\varphi \\ &= \frac{3P\varepsilon^3}{Eb} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{\sin^2 \varphi \cos \varphi}{(1 - \varepsilon \cos \varphi)^3} d\varphi = \frac{3P\varepsilon^3}{Eb} I. \end{aligned}$$

En utilisant toujours le même changement de variable, nous obtenons,

$$\begin{aligned} I &= \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{(1 - \varepsilon^2) \sin^2 \alpha \cos \alpha + \varepsilon (1 + \varepsilon \cos \alpha)^3}{(1 + \varepsilon \cos \alpha)^2 (1 + \varepsilon \cos \alpha) (1 - \varepsilon^2)^3} \frac{\sqrt{1 - \varepsilon^2}}{(1 + \varepsilon \cos \alpha)} d\alpha \\ &= \frac{1}{(1 - \varepsilon^2)^{3/2}} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{\sin^2 \alpha (\cos \alpha + \varepsilon)}{1 + \varepsilon \cos \alpha} d\alpha = \frac{1}{(1 - \varepsilon^2)^{3/2}} \Gamma. \end{aligned}$$

Transformons ce dernier intégrant,

$$\frac{\sin^2 \alpha (\cos \alpha + \varepsilon)}{1 + \varepsilon \cos \alpha} = \frac{\sin^2 \alpha \left( \cos \alpha + \frac{1}{\varepsilon} \right) + \left( \varepsilon - \frac{1}{\varepsilon} \right) \sin^2 \alpha}{1 + \varepsilon \cos \alpha} = \frac{1}{\varepsilon} \sin^2 \alpha + \left( \varepsilon - \frac{1}{\varepsilon} \right) \frac{\sin^2 \alpha}{1 + \varepsilon \cos \alpha},$$

$$\frac{\sin^2 \alpha}{1 + \varepsilon \cos \alpha} = \frac{1 - \cos^2 \alpha}{1 + \varepsilon \cos \alpha} = \frac{1 + \varepsilon \cos \alpha - \varepsilon \cos \alpha - \cos^2 \alpha}{1 + \varepsilon \cos \alpha} = 1 - \cos \alpha \frac{\varepsilon + \cos \alpha}{1 + \varepsilon \cos \alpha},$$

$$\frac{\cos \alpha (\varepsilon + \cos \alpha)}{1 + \varepsilon \cos \alpha} = \frac{\cos \alpha \left( \frac{1}{\varepsilon} + \cos \alpha \right) + \left( \varepsilon - \frac{1}{\varepsilon} \right) \cos \alpha}{1 + \varepsilon \cos \alpha} = \frac{1}{\varepsilon} \cos \alpha + \left( \varepsilon - \frac{1}{\varepsilon} \right) \frac{\cos \alpha}{1 + \varepsilon \cos \alpha},$$

$$\frac{\cos \alpha}{1 + \varepsilon \cos \alpha} = \frac{\left( \cos \alpha + \frac{1}{\varepsilon} \right) - \frac{1}{\varepsilon}}{1 + \varepsilon \cos \alpha} = \frac{1}{\varepsilon} - \frac{1}{\varepsilon} \left( \frac{1}{1 + \varepsilon \cos \alpha} \right).$$

Intégrons chacun des termes ; nous obtenons,

$$\int_0^{\alpha^*} \frac{1}{\varepsilon} \sin^2 \alpha \, d\alpha = \frac{1}{2\varepsilon} (\alpha - \sin \alpha \cos \alpha) \Big|_0^{\alpha^*} = \frac{1}{2\varepsilon} \left( \alpha^* - \frac{\sin 2\alpha^*}{2} \right),$$

$$\int_0^{\alpha^*} \frac{1}{\varepsilon} \cos \alpha \, d\alpha = \frac{1}{\varepsilon} \sin \alpha \Big|_0^{\alpha^*} = \frac{1}{\varepsilon} \sin \alpha^*.$$

Pour calculer la dernière intégrale, effectuons le changement de variable de Sommerfeld classique,

$$\cos \alpha = \frac{\cos \beta - \varepsilon}{1 - \varepsilon \cos \beta},$$

$$d\alpha = \frac{\sqrt{1 - \varepsilon^2}}{1 - \varepsilon \cos \beta} d\beta,$$

$$1 + \varepsilon \cos \alpha = \frac{1 - \varepsilon^2}{1 - \varepsilon \cos \beta},$$

$$\begin{cases} \alpha = 0, \quad \cos \alpha = 1 \Rightarrow 1 - \varepsilon \cos \beta = \cos \beta - \varepsilon \quad \cos \beta (1 + \varepsilon) = 1 + \varepsilon \quad \cos \beta = 1 \quad \beta = 0 \\ \alpha^* = \arccos(-\varepsilon) \Rightarrow -\varepsilon = \frac{\cos \beta - \varepsilon}{1 - \varepsilon \cos \beta} \quad -\varepsilon + \varepsilon^2 \cos \beta = \cos \beta - \varepsilon \quad \cos \beta = 0 \quad \beta = \frac{\pi}{2} \end{cases}$$

$$\int_0^{\alpha^*} \frac{d\alpha}{1 + \varepsilon \cos \alpha} = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{1 - \varepsilon \cos \beta}{1 - \varepsilon^2} \frac{\sqrt{1 - \varepsilon^2}}{1 - \varepsilon \cos \beta} d\beta = \frac{1}{\sqrt{1 - \varepsilon^2}} \beta \Big|_0^{\frac{\pi}{2}} = \frac{\pi}{2\sqrt{1 - \varepsilon^2}}.$$

Rassemblons chacun des termes, nous obtenons,

$$\begin{aligned} \Gamma &= \frac{1}{2\varepsilon} \left( \alpha^* - \frac{\sin 2\alpha^*}{2} \right) + \left( \varepsilon - \frac{1}{\varepsilon} \right) \left\{ \alpha^* - \frac{1}{\varepsilon} \sin \alpha^* - \left( \varepsilon - \frac{1}{\varepsilon} \right) \left( \frac{\alpha^*}{\varepsilon} - \frac{\pi}{2\varepsilon\sqrt{1 - \varepsilon^2}} \right) \right\} \\ &= \frac{1}{2\varepsilon} \left( \alpha^* - \frac{\sin 2\alpha^*}{2} \right) + \frac{1}{\varepsilon} \left( \varepsilon - \frac{1}{\varepsilon} \right) \left( \frac{\alpha^*}{\varepsilon} - \sin \alpha^* \right) + \left( \varepsilon - \frac{1}{\varepsilon} \right)^2 \frac{\pi}{2\varepsilon\sqrt{1 - \varepsilon^2}} \\ &= \frac{1}{2\varepsilon} \left( \pi + \varepsilon\sqrt{1 - \varepsilon^2} \right) - \frac{1}{\varepsilon^2} (1 - \varepsilon^2) \left( \frac{\pi}{\varepsilon} - \sqrt{1 - \varepsilon^2} \right) + \frac{1}{\varepsilon^2} (1 - \varepsilon^2)^2 \frac{\pi}{2\varepsilon\sqrt{1 - \varepsilon^2}} \\ &= \frac{1}{2\varepsilon} \left( \pi + \varepsilon\sqrt{1 - \varepsilon^2} \right) + \frac{1}{\varepsilon^2} (1 - \varepsilon^2) \left( \sqrt{1 - \varepsilon^2} + \frac{\pi}{2\varepsilon} \sqrt{1 - \varepsilon^2} - \frac{\pi}{\varepsilon} \right) \end{aligned}$$

$$= \frac{1}{2} \left( \pi + \sqrt{\frac{h_0}{R}} \right) + \frac{h_0}{R} \left( \sqrt{\frac{h_0}{R}} \left( 1 + \frac{\pi}{2} \right) - \pi \right)$$

$$\approx \frac{\pi}{2}$$

Finalement,

$$I \approx \frac{\pi}{2} \left( \frac{R}{h_0} \right)^{3/2}$$

et,

$$w \approx \frac{3\pi}{2} \frac{P}{Eb} \left( \frac{R}{h_0} \right)^{3/2} \quad \text{contribution de la flexion.}$$

### b) Contribution de l'effort tranchant

Le déplacement localisé vaut,

$$\frac{dw}{dx} = \frac{P}{\frac{5}{6} Ebh} = \frac{6P}{5Ebh}$$

Le déplacement,

$$w = \frac{6P}{5Eb} \int_{-R}^R \frac{dx}{h} = \frac{6\pi}{5} \frac{P}{Eb} \sqrt{\frac{R}{h_0}} \quad \text{contribution de l'effort tranchant.}$$

La flexion est largement prépondérante<sup>1</sup> et,

$$\frac{P}{w} \approx \frac{2}{3\pi} Eb \left( \frac{h_0}{R} \right)^{3/2} = 0,2122 Eb \left( \frac{h_0}{R} \right)^{3/2} \quad \text{à comparer à 0,218.}$$

## 1.6 Déplacement

Déplacement de l'extrémité du col sous l'influence d'un moment .

On a,

$$\frac{d\alpha}{dx} = \frac{12M}{Ebh^3},$$

$$w = \int_{-R}^R \alpha dx = [\alpha x]_{-R}^R - \int_{-R}^R x \frac{d\alpha}{dx} dx = \alpha(R) \cdot R - \int_{-R}^R x \frac{d\alpha}{dx} dx.$$

On connaît,

$$\alpha(R) \cdot R = \frac{9\pi}{2Eb} M \frac{R^{3/2}}{h_0^{5/2}}.$$

Calculons,

$$\int_{-R}^R x \frac{d\alpha}{dx} dx = \frac{12M}{Eb} \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \frac{R \sin \varphi R \cos \varphi d\varphi}{\frac{8R^3}{\varepsilon^3} (1 - \varepsilon \cos \varphi)^3} = \frac{3M\varepsilon^3}{EbR} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{\sin \varphi \cos \varphi}{(1 - \varepsilon \cos \varphi)^3} d\varphi = \frac{3M\varepsilon^3}{EbR} \cdot I.$$

<sup>1</sup> L'auteur de la thèse de Lausanne dit le contraire, pourtant les résultats coïncident !

$$\begin{aligned}
I &= \int_0^{\alpha^*} \frac{\sqrt{1-\varepsilon^2} \sin \alpha \cos \alpha + \varepsilon (1+\varepsilon \cos \alpha)^3}{1+\varepsilon \cos \alpha} \frac{\sqrt{1-\varepsilon^2}}{(1-\varepsilon^2)^3} \frac{1}{(1+\varepsilon \cos \alpha)} d\alpha \\
&= \frac{1}{(1-\varepsilon^2)^2} \int_0^{\alpha^*} \sin \alpha (\cos \alpha + \varepsilon) d\alpha = \frac{1}{(1-\varepsilon^2)^2} \int_0^{\alpha^*} (\sin \alpha \cos \alpha + \varepsilon \sin \alpha) d\alpha \\
&= \frac{1}{(1-\varepsilon^2)^2} \left[ \frac{\sin^2 \alpha^*}{2} + \varepsilon (1 - \cos \alpha^*) \right] \\
&= \frac{1}{(1-\varepsilon^2)^2} \left[ \frac{1}{2} (1-\varepsilon^2) + \varepsilon + \varepsilon^2 \right] = \frac{1}{(1-\varepsilon^2)^2} \left[ \frac{1}{2} (1+\varepsilon^2) + \varepsilon \right] \approx 2 \frac{R^2}{h_0^2}.
\end{aligned}$$

On a donc,

$$\int_{-R}^R \alpha \frac{d\alpha}{dx} dx = \frac{6M\varepsilon^3 R^2}{EbR h_0^2} \approx \frac{6M R}{Eb h_0^2}.$$

Au total,

$$w = \frac{M R^{3/2}}{Eb h_0^{5/2}} \left[ \frac{9\pi}{2} - 6\sqrt{\frac{h_0}{R}} \right].$$

On constate que le grand terme est  $\alpha R$ , c'est-à-dire que la rotation se fait à peu de chose près autour du col.

## 1.7 Exemple d'application

Le col circulaire est utilisé comme articulation élastique dans un montage de contrôle de profil. On retrouve ce montage dans un manuel de montage d'usinage rédigé par R.Pazot en 1978. Il porte le nom de montage à aiguille indicatrice. L'auteur mentionne que cette articulation évite la création d'axe et de ressort de rappel et élimine donc les jeux et simplifie la construction.

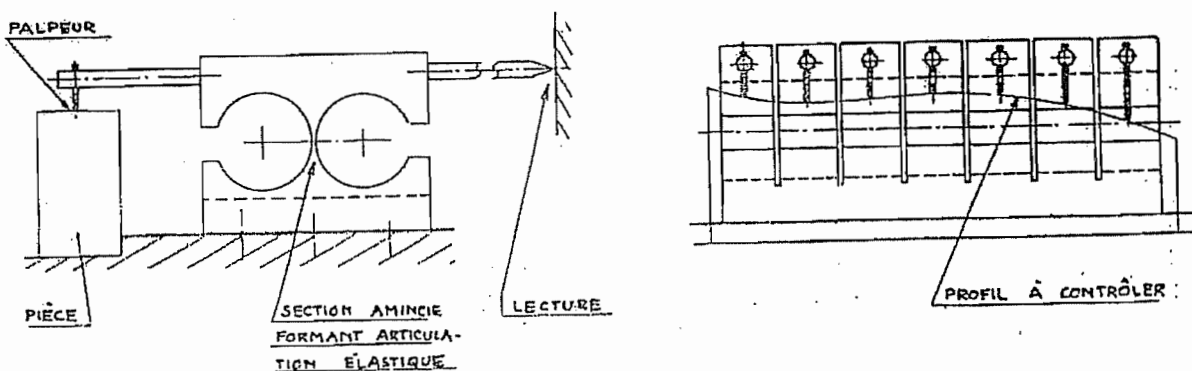


Figure 3: montage à aiguille indicatrice

## 1.8 Application numérique

Nous traiterons l'exemple d'une poutre en alliage de titane (TiAl6V4). Nous désirons que l'épaisseur de la poutre soit de 4 mm et que le rayon du col soit de 1 mm, le débattement

angulaire maximal de la poutre sera de  $3^\circ$ , soit  $0,05 \text{ rad}$ . Les caractéristiques du titane sont les suivantes :

- module de flexion :  $E = 115\,000 \text{ Mpa}$ ,
- module de torsion :  $G = 45\,000 \text{ Mpa}$ ,
- limite élastique :  $\sigma = 800 \text{ Mpa}$ .

Calculons d'abord l'épaisseur  $h_0$  minimale admissible au niveau du col, pour conserver une caractéristique élastique du col. On a,

$$\frac{h_0}{R} = \left( \frac{3\pi \sigma}{4 E \alpha} \right)^2 = \left( \frac{3\pi \cdot 800 \cdot 20}{4 \cdot 115\,000} \right)^2 = 0,098.$$

Afin de se situer légèrement en dessous de la limite élastique, appliquons un coefficient de sécurité dans ce calcul : 1,5. Autrement dit, l'épaisseur  $h_0$  sera de  $0,065 \text{ mm}$ .

Cette dernière caractéristique géométrique du col définie, déterminons les différentes raideurs du col.

$$\text{Raideur en flexion : } \frac{M}{\alpha} = \frac{2Eb h_0^{5/2}}{9\pi \sqrt{R}} = \frac{2 \cdot 115\,000 \cdot 4 \cdot 0,065^{5/2}}{9\pi \sqrt{1}} = 44,37 \text{ Nmm / rad}.$$

Le moment de flexion à appliquer pour atteindre le débattement de  $3^\circ$  demandé est,

$$M_f = \frac{283,5}{20} = 2,32 \text{ Nmm}.$$

$$\text{Raideur en torsion : } \frac{M_t}{\alpha} = \frac{8}{9\pi} Gb \frac{h_0^{5/2}}{\sqrt{R}} = \frac{8}{9\pi} \cdot 45\,000 \cdot 4 \cdot \frac{0,065^{5/2}}{\sqrt{1}} = 69,45 \text{ Nmm / rad}.$$

Cette raideur nous permet de voir l'influence qu'aurait un excentrement de la force de pression. Admettons que cet excentrement est de  $0,1 \text{ mm}$ , que la longueur de la poutre est de  $10 \text{ mm}$ , le couple de torsion agissant sur la poutre est,

$$C_t = F \cdot \Delta = \Delta P \cdot S \cdot \Delta = 10^4 \cdot 10^{-2} \cdot 4 \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 = 0,4 \text{ Nmm}.$$

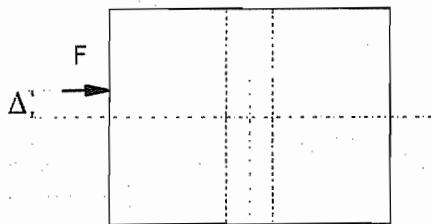


Figure 4 : excentricité de la force

$$\text{L'angle dont tournera la poutre est } \alpha = \frac{C_t}{69,45} = \frac{0,4}{69,45} = 5,76 \cdot 10^{-3} \text{ rad}.$$

Cette rotation aura une influence au niveau des jeux. Afin que la poutre ne touche pas les flasques, le jeu minimum de chaque côté de la poutre devra être, en supposant que la poutre

$$\text{ait une largeur } l = 1 \text{ mm, } j = \frac{l}{2} \cdot \alpha = 0,5 \cdot 5,76 \cdot 10^{-3} = 2,88 \cdot 10^{-3} \text{ mm} = 2,88 \mu\text{m}.$$

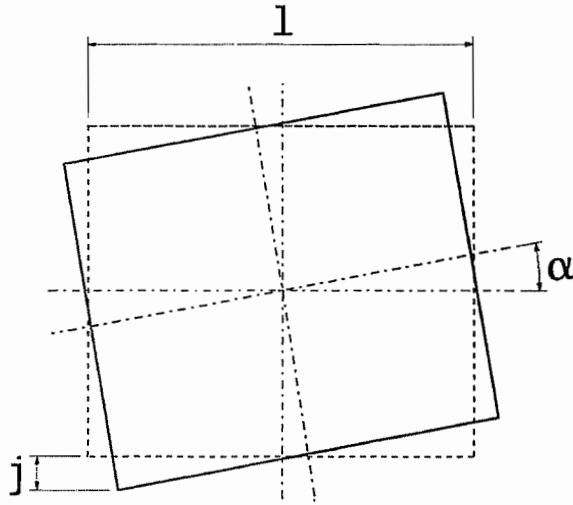


Figure 5 : jeu minimum

$$\text{Raideur en extension : } \frac{N}{u} = \frac{1}{\pi} Eb \sqrt{\frac{h_0}{R}} = \frac{1}{\pi} 115\,000 \cdot 4 \sqrt{0,065} = 4678 \text{ N/mm} .$$

$$\text{Raideur en flexion transverse : } \frac{M}{\alpha} = \frac{Eb^3}{12\pi} \sqrt{\frac{h_0}{R}} = \frac{115\,000 \cdot 4^3}{12\pi} \sqrt{0,065} = 9746 \text{ Nmm/rad} .$$

$$\text{Raideur en translation : } \frac{P}{w} \approx \frac{2}{3\pi} Eb \left( \frac{h_0}{R} \right)^{3/2} = \frac{2}{3\pi} 115\,000 \cdot 4 (0,065)^{3/2} = 2037 \text{ N/mm} .$$

Le déplacement de l'extrémité du col sous l'effet du moment de flexion nécessaire pour atteindre un débattement de  $3^\circ$  est,

$$w = \frac{M}{Eb} \frac{R^{3/2}}{h_0^{5/2}} \left[ \frac{9\pi}{2} - 6 \sqrt{\frac{h_0}{R}} \right] = \frac{14,2}{115\,000 \cdot 4} \frac{1^{3/2}}{0,065^{5/2}} \left[ \frac{9\pi}{2} - 6 \sqrt{0,065} \right] = 4,67 \cdot 10^{-2} \text{ mm} .$$

## 1.9 Exemple de réalisation possible

Voici, ci-dessous les plans de 2 réalisations possibles de corps d'éprouve avec un col circulaire. La première est classique, la seconde met en parallèle 2 cols. Cette dernière réalisation permet de s'affranchir d'une éventuelle rotation indésirable suite à un excentrement de la force de pression. La raideur en torsion est, en effet, beaucoup plus élevée dans cette version.

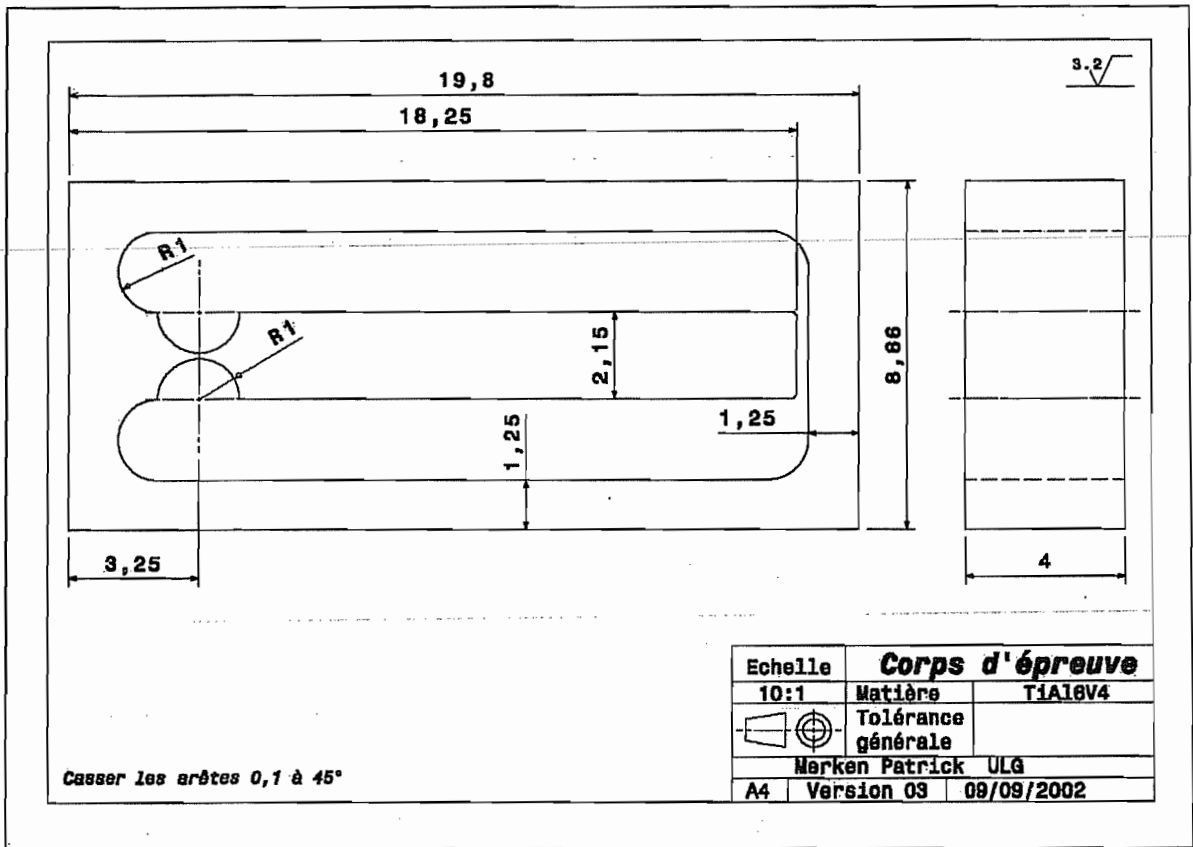


Figure 6: corps d'épreuve version 1

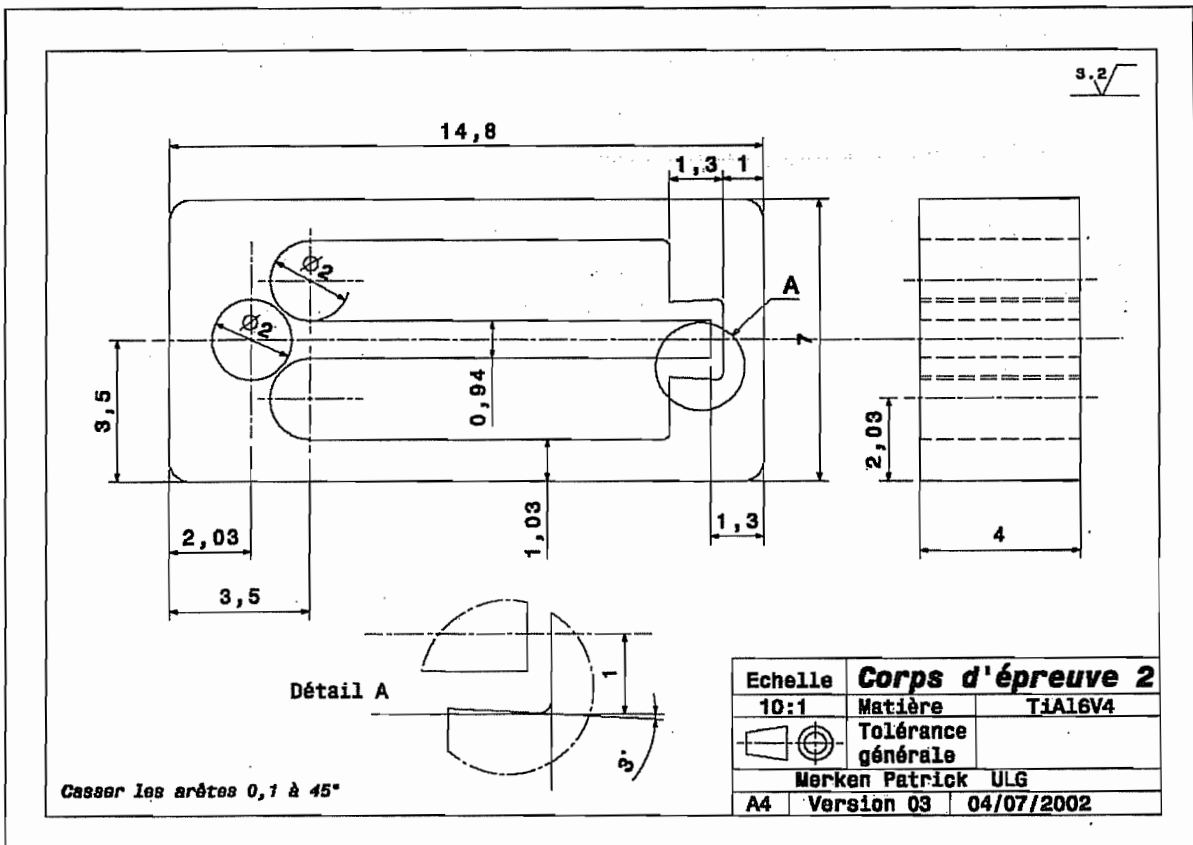


Figure 7: corps d'épreuve version 2



## 1.10 En cas d'excentricité de la force appliquée

Lorsqu'on exerce une force excentrée par rapport à la ligne de symétrie, il apparaît une déformation plus grande en flexion car le col se déforme également en torsion.

Il faut donc tenir compte de ce déplacement comme ceci, si on pousse avec un bras de levier d'une longueur  $l_1$  et de diamètre  $d$ , avec  $b$ , l'épaisseur du col,  $l_2$ , la distance entre l'application de la charge et le centre du col,  $R_t$  la rigidité en rotation du col.

$$F = \frac{M_f}{(l_1 + l_2)}$$

$$M_t = \frac{F(b + d)}{2}$$

$$\theta = \frac{M_t}{R_t}$$

$$u_t = \frac{\theta(b + d)(l_1 + l_2)}{2l_2}$$

La flexion du bras de levier s'exprime par

$$u_f = \frac{Fl_1^3}{3EI}$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64}$$

**ATTENTION**, pour pouvoir valider les résultats des tests, il faut ajouter les déplacements parasites et ensuite recalculer l'angle par

$$u = u_t + u_f + u_{théorique}$$

$$\theta = a \tan\left(\frac{u}{l_1 + l_2}\right)$$



# **1.3. Modélisation dynamique et hydraulique du modèle à l'échelle 10 :1**

1. The first part of the document discusses the importance of maintaining accurate records of all transactions and activities. It emphasizes the need for transparency and accountability in financial reporting.

2. The second part of the document outlines the various methods and techniques used to collect and analyze data. It includes a detailed description of the experimental procedures and the statistical tools employed.

3. The third part of the document presents the results of the study, including a comparison of the different methods and a discussion of the implications of the findings.

4. The final part of the document provides a conclusion and a list of references. It also includes a section on the limitations of the study and suggestions for future research.



**4M**

**Pompe implantable**

**Modélisation dynamique et  
hydraulique**

**Modèle 10 :1**

**Pompe à balancier**

<b>1</b>	<b>PRÉAMBULE</b>	<b>3</b>
<b>1.1</b>	<b>HYPOTHÈSES FAITES LORS DE LA MODÉLISATION DE LA POMPE</b>	<b>3</b>
A)	HYPOTHÈSE GÉNÉRALES	3
B)	COUPLE DE PRESSION	3
C)	COUPLE DE FROTTEMENT VISQUEUX	3
D)	DÉBIT	3
<b>2</b>	<b>COUPLE DE PRESSION</b>	<b>4</b>
<b>3</b>	<b>COUPLE DE FROTTEMENT VISQUEUX</b>	<b>5</b>
<b>3.1</b>	<b>1<sup>ÈRE</sup> ZONE</b>	<b>6</b>
E)	1 <sup>ÈRE</sup> PARTIE	6
F)	2 <sup>ÈME</sup> PARTIE	7
G)	TOTAL	7
<b>3.2</b>	<b>2<sup>ÈME</sup> ZONE</b>	<b>7</b>
H)	1 <sup>ÈRE</sup> PARTIE	7
I)	2 <sup>ÈME</sup> PARTIE	7
<b>3.3</b>	<b>3<sup>ÈME</sup> ZONE</b>	<b>8</b>
<b>3.4</b>	<b>COUPLE TOTAL</b>	<b>8</b>
<b>3.5</b>	<b>JEU OPTIMAL</b>	<b>9</b>
<b>4</b>	<b>DÉBIT</b>	<b>10</b>

# 1 Préambule

Nous définirons un certain nombre de grandeurs et de coefficients sans dimension caractérisant la géométrie de la pompe. Tous ces paramètres seront définis, l'illustration de ceux-ci sera donnée par la suite.

$r_1$  rayon minimal de la palette, il s'agit de la grandeur de base, toutes les autres grandeurs seront divisées par celle-ci afin d'obtenir les paramètres sans dimensions,

$\rho_p = \frac{r_p}{r_1}$   $r_p$  correspond au rayon du piston,

$\rho_c = \frac{r_c}{r_1}$   $r_c$  correspond au rayon de la portée de l'arbre sur lequel la palette est fixée,

$\lambda = \frac{l}{r_1}$   $l$  correspond à la longueur du piston,

$H = \frac{h}{r_1}$   $h$  correspond au jeu dans la pompe,

$\theta$   $\theta$  correspond à la course angulaire de la palette,

$\varepsilon = \frac{e}{r_1}$   $e$  correspond à l'épaisseur de la palette et du piston.

Une similitude parfaite entre 2 pompes est caractérisée par l'égalité entre leurs coefficients géométriques sans dimension.

## 1.1 Hypothèses faites lors de la modélisation de la pompe

### a) Hypothèse générales

Les hypothèses suivantes sont valables pour tous les calculs :

- on néglige l'action du frottement sec,
- fluide en régime laminaire,
- jeu constant quel que soit l'endroit où l'on se trouve. Or il est probablement différent selon que l'on se trouve au niveau des flasques ou sur la partie annulaire.

### b) Couple de pression

Pressions constantes de chaque côté du piston durant toute la procédure de pompage.

### c) Couple de frottement visqueux

Influence de la pression négligée pour une partie des surfaces (2<sup>ème</sup> zone).

### d) Débit

On prend en compte le débit du au déplacement du piston auquel on déduit la perte due au jeu interne à la pompe et à la différence de pression.

On néglige toutes les pertes de charge internes à la pompe.

## 2 Couple de pression

Ce couple est simplement dû à la différence de pression qu'il existe, par le fonctionnement de la pompe même, entre les 2 chambres. Il est évident que ce couple sera d'autant plus élevé que la différence de pression est grande. Il s'agit donc de faire un compromis entre la nécessité d'avoir une dépression dans le réservoir pour éviter toute fuite de liquide et celle évoquée ici, qui est d'avoir un couple le plus faible possible, pour une question de longévité de la pile, et donc de la pompe.

La géométrie de la partie mobile soumise à la différence de pression est celle-ci :

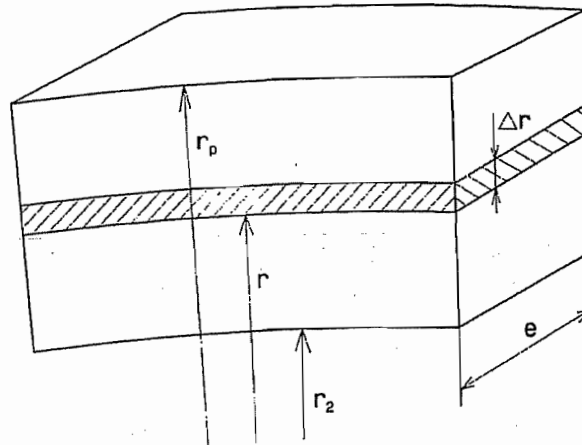


Figure 1 : partie active de la palette

Le couple de pression se calcule comme suit :

$$C_p = \int_{r_2}^{r_p} dC_p$$

$$dC_p = dF_p \cdot r$$

$$dF_p = (p_2 - p_1) e dr$$

$$\Rightarrow C_p = \int_{r_2}^{r_p} (p_2 - p_1) e r dr = \frac{e}{2} (p_2 - p_1) (r_p^2 - r_2^2)$$

Cette équation s'écrit encore, en introduisant les paramètres adimensionnels définis précédemment,

$$C_p = \frac{r_1^3}{2} \Delta p \varepsilon (\rho_p^2 - \rho^2).$$

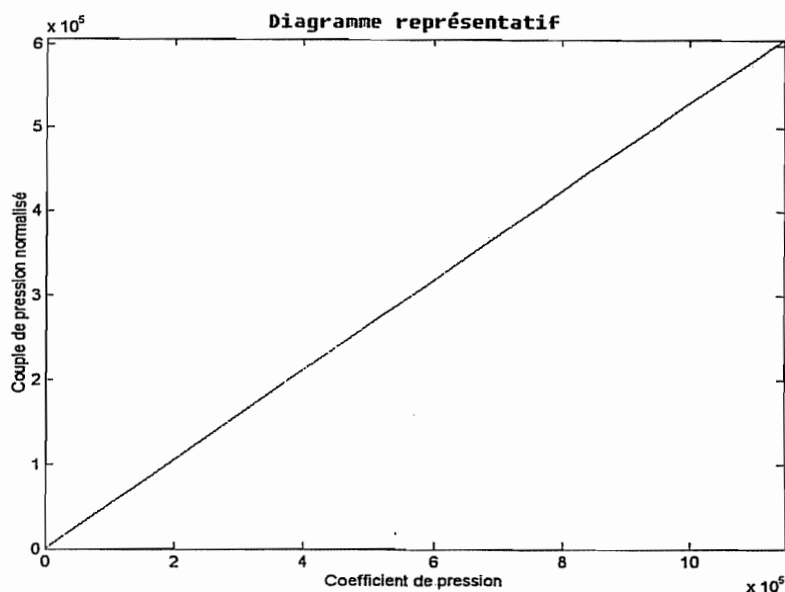
L'introduction d'un nouveau nombre sans dimension caractéristique de la pression  $P = \frac{\Delta p}{\mu \omega}$ , permet de mettre l'équation sous la forme,

$$C_p = \frac{\mu \omega r_1^3}{2} P \varepsilon (\rho_p^2 - \rho^2) = \mu \omega r_1^3 \Phi_p.$$

Nous pouvons alors tracer la courbe de  $\Phi_p$  en fonction du paramètre P, qui est simplement une droite.

Pour un coefficient P donné et donc une différence de pression entrée-sortie fixée, un fluide donné et une vitesse donnée, il est facile de retrouver, à partir de cette courbe, le couple de pression qui entrera en action.





**Figure 2 : couple de pression normalisé**

### 3 Couple de frottement visqueux

Ce couple est dû au frottement fluide entre la palette et les flasques du corps de la pompe. Pour calculer ce couple, nous pouvons considérer qu'il y a 3 zones, illustrées sur la figure 2.

- La première (1) de celles-ci correspond au téton qui est la partie active de la palette,
- la seconde zone (2) correspond au reste de la palette sans la partie 3,
- la troisième correspond à la zone soumise à l'influence de la différence de pression.

Dans la zone 2, on peut considérer qu'il n'y a pas apport de fluide extérieur. Les pertes de charges devraient, en effet, y être plus élevées que le long du chemin prévu pour la circulation du fluide. Donc, le fluide subit les oscillations de la palette dans un mouvement de rotation sans être renouvelé.

Les surfaces à prendre en compte varient au cours du temps. La partie annulaire de la palette évoluant devant les évidements correspondant aux chambres d'aspiration et de refoulement, il faudrait, à chaque instant, évaluer la surface active à considérer. Cependant, pour une question de facilité, nous ferons l'hypothèse suivante : nous considérons les surfaces constantes et égales à leurs valeurs maximales. Cette simplification nous met également en sécurité.

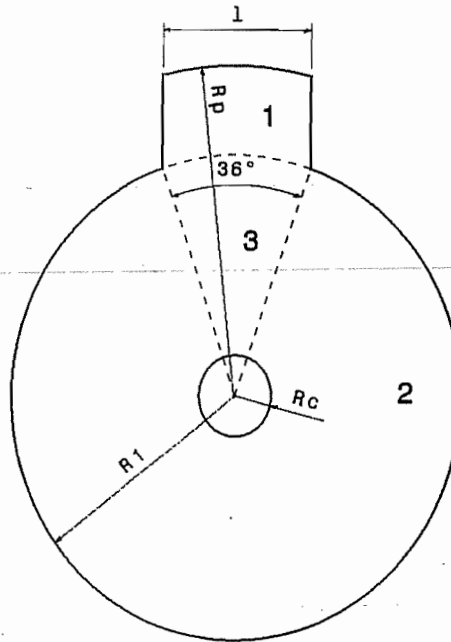


Figure 3 : géométrie de la palette

Il faut donc calculer les couples pour les 3 zones et ensuite les ajouter.

### 3.1 1<sup>ère</sup> zone

Cette première zone se découpe encore en 2 parties :

- la première correspond aux 2 faces en contact avec les flasques,
- la seconde correspond à la partie annulaire de rayon  $r = r_p$ .

Etant donné la faible étendue angulaire du téton, nous pouvons assimiler l'arc de cercle avec la corde et considérer que la longueur du téton est égal à  $l$  (ne pas confondre avec  $l = un!$ ).

#### e) 1<sup>ère</sup> partie

La force s'exerçant sur une tranche d'épaisseur  $\Delta r$ , située à un rayon  $r$  du centre de la palette (voir figure 1) a pour expression,

$$dF = \tau_{xy}|_{y=h} l dr .$$

Le couple élémentaire associé à cette force élémentaire s'exprime par,

$$dC = \tau_{xy}|_{y=h} l r dr .$$

L'expression de la force de viscosité est déjà connue,

$$\tau_{xy}|_{y=h} = \mu \frac{V}{h} + \frac{h}{2l} (p_2 - p_1), \quad h \text{ correspond à l'épaisseur du film de fluide.}$$

En remplaçant la vitesse  $V$  par sa valeur  $\omega r$ , nous pouvons facilement calculer la contribution des faces,

$$\begin{aligned} C_{11} &= 2 \int_{r_2}^{r_p} dC = 2 \int_{r_2}^{r_p} \left[ \mu \frac{\omega r}{h} + \frac{h}{2l} (p_2 - p_1) \right] l r dr = 2 \int_{r_2}^{r_p} \left[ \mu \frac{l \omega r^2}{h} + \frac{h}{2} (p_2 - p_1) r \right] dr \\ &= 2 \mu \frac{l \omega}{h} \frac{r^3}{3} + h (p_2 - p_1) \frac{r^2}{2} \Big|_{r_2}^{r_p} = \frac{2}{3} \mu \frac{l \omega}{h} (r_p^3 - r_2^3) + \frac{h}{2} (p_2 - p_1) (r_p^2 - r_2^2) \end{aligned}$$

En introduisant les nombres sans dimension définis auparavant, nous obtenons,

$$C_{11} = \mu \omega r_1^3 \left[ \frac{2}{3} \frac{\lambda}{H} (\rho_p^3 - \rho^3) + \frac{1}{2} PH (\rho_p^2 - \rho^2) \right] = \mu \omega r_1^3 \Phi_{11}.$$

f) 2<sup>ème</sup> partie

La contribution de la seconde partie de cette zone est simple,

$$C_{12} = F \cdot r_p = \tau_{xy}|_{y=h} l e r_p = \left[ \mu \frac{\omega r_p}{h} + \frac{h}{2l} (p_2 - p_1) \right] l e r_p = \mu \frac{\omega r_p^2}{h} l e + \frac{h}{2} (p_2 - p_1) e r_p.$$

Avec les nombres sans dimension,

$$C_{12} = \mu \omega r_1^3 \left( \frac{\rho_p^2}{H} \lambda \varepsilon + \frac{H}{2} P \varepsilon \rho_p \right) = \mu \omega r_1^3 \Phi_{12}.$$

g) Total

La somme des contributions des 2 parties nous donne le couple appliqué sur la zone 1,

$$C_1 = \mu \frac{l \omega}{h} \left[ \frac{2}{3} (r_p^3 - r_2^3) + r_p^2 e \right] + \frac{h}{2} (p_2 - p_1) (r_p^2 - r_2^2 + e r_p).$$

### 3.2 2<sup>ème</sup> zone

De nouveau, on distingue 2 parties dans cette seconde zone :

- les faces en contact avec les flasques,
- une partie annulaire de  $(360^\circ - 36^\circ)$  au rayon  $r = r_1$ .

h) 1<sup>ère</sup> partie

La force s'exerçant sur un anneau de rayon  $r$ , de largeur  $\Delta r$  et d'extension  $\alpha$  s'exprime par,

$$dF = \tau_{xy}|_{y=h} \alpha r dr.$$

Le couple par,

$$dC = \tau_{xy}|_{y=h} \alpha r^2 dr.$$

Si nous considérons que l'effet de pression ne se transmet pas dans cette zone de la palette, le second terme de l'expression de la contrainte de viscosité est égal à 0 et donc, il nous reste,

$$\tau_{xy}|_{y=h} = \mu \frac{V}{h}.$$

La première partie sera donc soumise à un couple de valeur,

$$C_{21} = 2 \int_{r_c}^{r_1} dC = 2 \int_{r_c}^{r_1} \left( \mu \frac{\omega r}{h} \right) \alpha r^2 dr = 2 \mu \alpha \frac{\omega}{h} \frac{r^4}{4} \Big|_{r_c}^{r_1} \\ = \frac{9}{10} \pi \mu \frac{\omega}{h} (r_1^4 - r_c^4).$$

Avec les nombres sans dimension,

$$C_{21} = \mu \omega r_1^3 \frac{9}{10} \frac{\pi}{H} (1 - \rho_c^4) = \mu \omega r_1^3 \Phi_{21}.$$

i) 2<sup>ème</sup> partie

DE nouveau, la contribution de la seconde partie de cette zone est simple,

$$C_{22} = F r_1 = \tau_{xy}|_{y=h} e \alpha r_1^2 = \mu \frac{\omega}{h} e \alpha r_1^3 = \mu \omega r_1^3 \frac{9 \pi e}{5 h}.$$

Avec les nombres sans dimension,

$$C_{22} = \mu\omega r_1^3 \left( \frac{9\pi\varepsilon}{5H} \right) = \mu\omega r_1^3 \Phi_{22}.$$

### 3.3 3<sup>ème</sup> zone

Ici, il n'y a plus qu'une partie : les faces en contact avec les flasques, il n'y a plus de surface annulaire.

Cette partie est considérée être entièrement soumise à la différence de pression,

La contrainte de viscosité dans la surface 1 s'exprime par,

$$\tau_{xy}|_{y=h} = \mu \frac{V}{h} + \frac{h(p_2 - p_1)}{2 \frac{\pi}{5} r} = \mu \frac{V}{h} + \frac{5h(p_2 - p_1)}{2 \pi r}.$$

Le couple s'exerçant sur cette surface s'exprime donc par,

$$\begin{aligned} C &= 2 \int_{r_c}^{r_1} dC = 2 \int_{r_c}^{r_1} \left( \mu \frac{\omega r}{h} + \frac{5h(p_2 - p_1)}{2 \pi r} \right) \frac{\pi}{5} r^2 dr = \frac{2\pi}{5} \mu \frac{\omega r^4}{h} + h(p_2 - p_1) \frac{r^2}{2} \Big|_{r_c}^{r_1} \\ &= \frac{\pi}{10} \mu \frac{\omega}{h} (r_1^4 - r_c^4) + \frac{h}{2} (p_2 - p_1) (r_1^2 - r_c^2). \end{aligned}$$

En introduisant les nombres sans dimension,

$$C_{31} = \mu\omega r_1^3 \left[ \frac{\pi}{10H} (1 - \rho_c^4) + \frac{H}{2} P (1 - \rho_c^2) \right] = \mu\omega r_1^3 \Phi_{31}.$$

### 3.4 Couple total

En additionnant tous les différents couples, nous obtenons le couple total dû à la viscosité du fluide,

$$\begin{aligned} C_\mu &= C_{11} + C_{12} + C_{21} + C_{22} + C_{31} = \mu\omega r_1^3 (\Phi_{11} + \Phi_{12} + \Phi_{21} + \Phi_{22} + \Phi_{31}) \\ &= \mu\omega r_1^3 \Phi_\mu. \end{aligned}$$

Où,

$$\Phi_{11} = \frac{2}{3} \frac{\lambda}{H} (\rho_p^3 - \rho^3) + \frac{1}{2} PH (\rho_p^2 - \rho^2),$$

$$\Phi_{12} = \frac{\rho_p^2}{H} \lambda \varepsilon + \frac{H}{2} P \varepsilon \rho_p,$$

$$\Phi_{21} = \frac{9\pi}{10H} (1 - \rho_c^4),$$

$$\Phi_{22} = \frac{9\pi\varepsilon}{5H},$$

$$\Phi_{31} = \frac{\pi}{10H} (1 - \rho_c^4) + \frac{H}{2} P (1 - \rho_c^2).$$

Nous pouvons alors tracer les courbes du couple normalisé en fonction du jeu réduit, pour différentes valeurs du coefficient de pression P. Notons que cette courbe ne dépend pas directement de la vitesse de rotation de la palette.

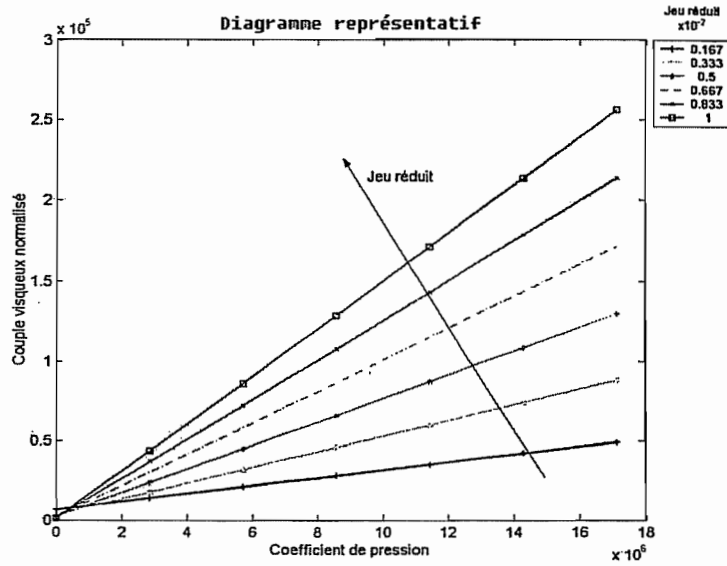


Figure 4 : courbes  $\phi_{\mu} = f(P, H)$

### 3.5 Jeu optimal

Nous constatons que certains termes sont des fonctions croissantes de H tandis que d'autres sont des fonctions inverses de H.

Le couple total peut donc se mettre sous la forme  $C_{\mu} = AH + \frac{B}{H} + C$ . L'allure des courbes du couple de viscosité en fonction du jeu présente l'allure suivante.

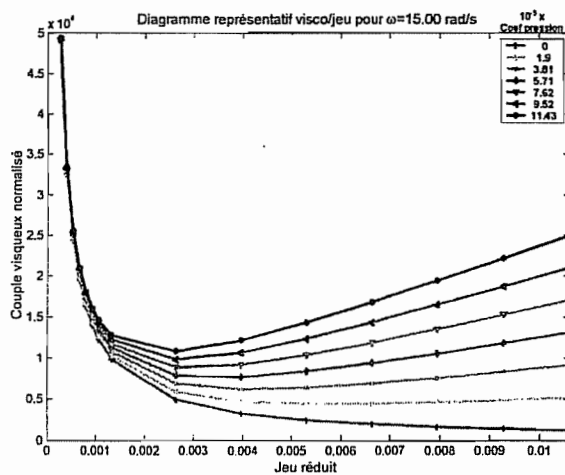


Figure 5 : diagramme de  $\phi_{\mu} = f(H, P)$

Nous constatons que ces courbes présentent un minimum. Il est ainsi possible de déterminer le jeu optimal H qui minimise le couple résistant. Ce jeu optimal dépend cependant de la vitesse angulaire de la palette, comme en témoignent les figures suivantes.

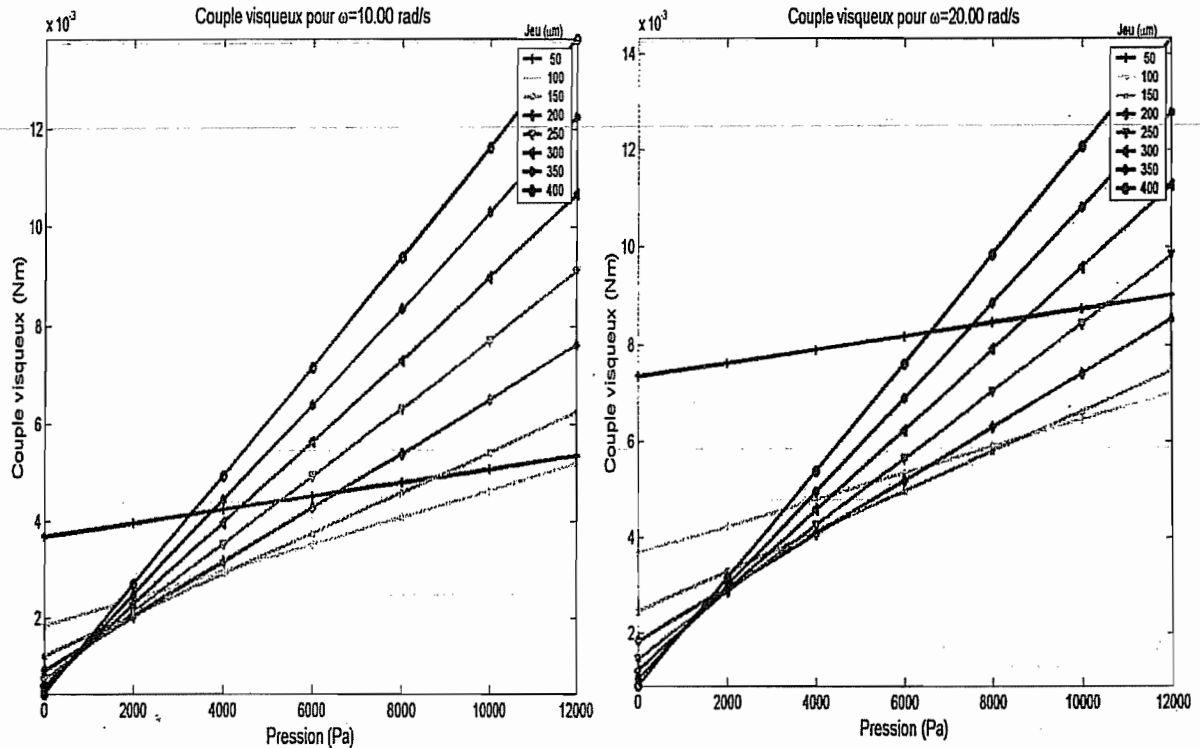


Figure 6 : couple visqueux suivant la vitesse

Dérivons l'expression du couple, nous obtenons  $\frac{dC_{\mu}}{dH} = A - \frac{B}{H^2}$ . Le jeu optimal est donc

$$H_{opt} = \sqrt{\frac{B}{A}}$$

En remplaçant A et B par leurs valeurs numériques, nous obtenons,

$$H_{opt} = \sqrt{\frac{\frac{2}{3} \lambda (\rho_p^3 - \rho^3) + \rho_p^2 \lambda \varepsilon + \pi (1 - \rho_c^4) + \frac{9\pi \varepsilon}{10}}{\frac{1}{2} P [(\rho_p^2 - \rho^2) + \varepsilon \rho_p + (1 - \rho_c^2)]}}$$

Nous voyons directement que le jeu optimal est inversement proportionnel à la racine carrée de la différence de pression entre l'entrée et la sortie.

En effet,

$$h_{opt} \propto \frac{r_1 \sqrt{\mu \omega}}{\sqrt{\Delta p}}$$

## 4 Débit

L'équation de la caractéristique de la pompe avait déjà été trouvée dans un document datant du 19 novembre 2001 (modèle prédesign, annexe 1.4). Cependant, celle-ci avait été calculée dans une configuration qui n'est plus la configuration actuelle, nous devons donc la réévaluer pour tenir compte des changements de géométrie.

Le seul changement qui intervient se situe au niveau des bornes d'intégration,

$$Q = \int_{r_2}^{r_p} Q' dr = \int_{r_2}^{r_p} \left[ \omega r (e+h) - \frac{h^3}{6\mu l} (p_2 - p_1) \right] dr = \omega (e+h) \frac{(r_p^2 - r_2^2)}{2} - \frac{h^3}{6\mu l} \Delta p (r_p - r_2).$$

Introduisons un coefficient que nous pourrions appeler *facteur d'intermittence*. Celui-ci a pour but de prendre en compte le fait que la pompe effectue des aller-retour et donc qu'il n'y a un débit qu'un temps sur 2, toujours lorsque le piston va dans le même sens. Ce facteur d'intermittence pourra être défini par le temps mis par la pompe pour donner du débit divisé par le temps total d'un *stroke*. Nous obtenons donc,

$$f = \frac{t}{T}, \text{ si on appelle } t \text{ le temps de pompage et } T \text{ la période.}$$

Représentons ceux-ci sur une ligne de temps,



Durant la première phase (de pompage), le piston se déplace sur un angle  $\theta$  à une vitesse  $\omega_1$ . Durant la seconde phase, le piston se déplace sur la même distance, à la vitesse  $\omega_2$ . Donc,

$$\begin{aligned} \omega_1 t &= \omega_2 (T - t) \\ \Rightarrow \frac{t}{T} &= \frac{\omega_2}{\omega_1 + \omega_2} \end{aligned}$$

Notons que si le piston se déplace à la même vitesse dans les 2 sens, le facteur d'intermittence vaut  $\frac{1}{2}$ .

Nous obtenons alors,

$$Q_{\text{eff}} = fQ = f\omega (e+h) \frac{(r_p^2 - r_2^2)}{2} - f \frac{h^3}{6\mu l} \Delta p (r_p - r_2).$$

Par la suite, nous remplacerons  $Q_{\text{eff}}$  par  $Q_1$ , par soucis de simplicité.

En appelant le premier terme de cette dernière expression  $Q_0$ , nous pouvons la mettre sous une forme sans dimension,

$$\begin{aligned} \frac{Q_1}{fQ_0} &= 1 - \frac{2h^3 \Delta p (r_p - r_2)}{6\mu l \omega (e+h)(r_p^2 - r_2^2)} = 1 - \frac{h^3 \Delta p}{3\mu l \omega (e+h)(r_p + r_2)} \\ &= 1 - \frac{H^3 P}{3\lambda(\varepsilon + H)(\rho_p + \rho)} \\ &= 1 - \beta P. \end{aligned}$$

Ce qui représente l'équation d'une droite dont la pente ( $\beta$ ) est fixée par les coefficients géométrique sans dimension de la pompe. Avec,

$$Q_0 = \frac{\omega r_1^3}{2} (\varepsilon + H) (\rho_p^2 - \rho^2).$$

Ou,

$$\frac{Q_0}{\omega r_1^3} = \frac{1}{2} (\varepsilon + H) (\rho_p^2 - \rho^2) = f(\text{similitude dimensionnelle}).$$

Notons ce paramètre D.

Ce nombre sans dimension correspond exactement au coefficient de débit (un des nombres de Rateau) que l'on rencontre dans l'étude des turbomachines.

Nous avons également trouvé une relation permettant de relier ce coefficient qu'à des paramètres géométrique sans dimension caractéristique de notre pompe.

Nous pouvons encore transformer l'équation de débit sous la forme,

$$D_1 = fD(1 - \beta P) \text{ en appelant } D_1 \text{ le paramètre } \frac{Q_1}{\omega r_1^3}.$$

Cette équation ne dépend que du jeu réduit et de la pression normalisée, comme le montre la figure suivante.

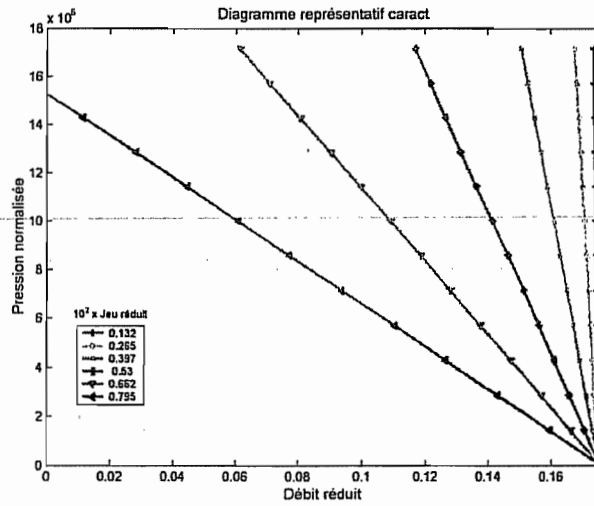
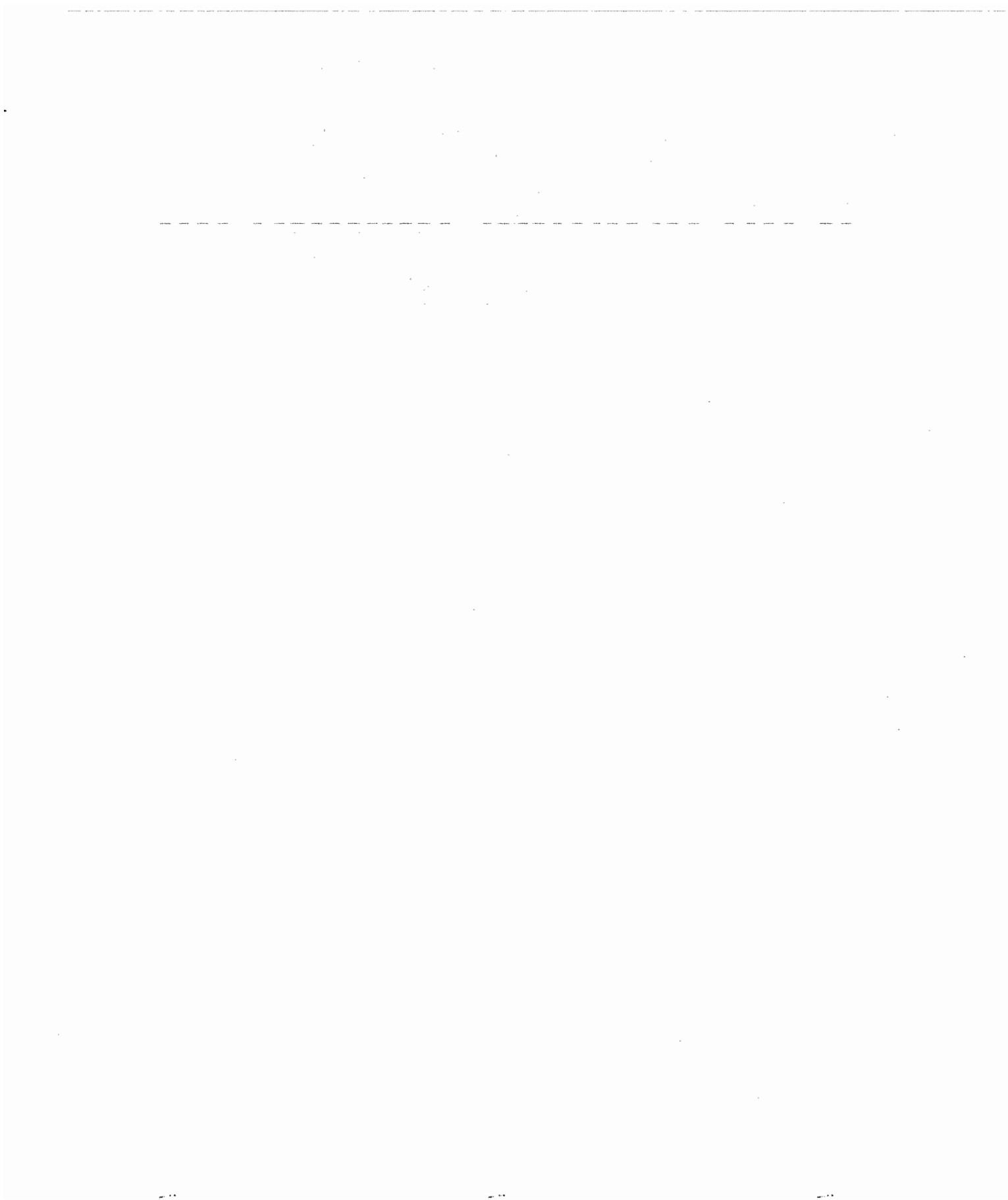


Figure 7 : diagramme  $D_1 = f(P, H)$



# **1.4. Modélisation dynamique et hydraulique d'un premier design de pompe**





**4M**

**Pompe implantable**

**Modélisation hydraulique**

**Modèle pré design**

**Pompe à balancier**

**CARACTÉRISTIQUE DE LA POMPE** **3**

**CARACTÉRISTIQUE DE LA CANALISATION** **4**

**PUISSANCE NÉCESSAIRE AU REFOULEMENT** **6**

**IL FAUT VAINCRE LES PRESSIONS** **6**

**IL FAUT VAINCRE LA VISCOSITÉ** **6**

**AU TOTAL** **6**

**COURSE RETOUR** **6**

**POINT DE FONCTIONNEMENT DE LA POMPE** **7**

## Caractéristique de la pompe

La figure 1 ci-dessous représente une coupe transversale de la pompe. On peut y voir le corps de la pompe, noté *fixe* et la palette, animée d'une vitesse  $V$ .

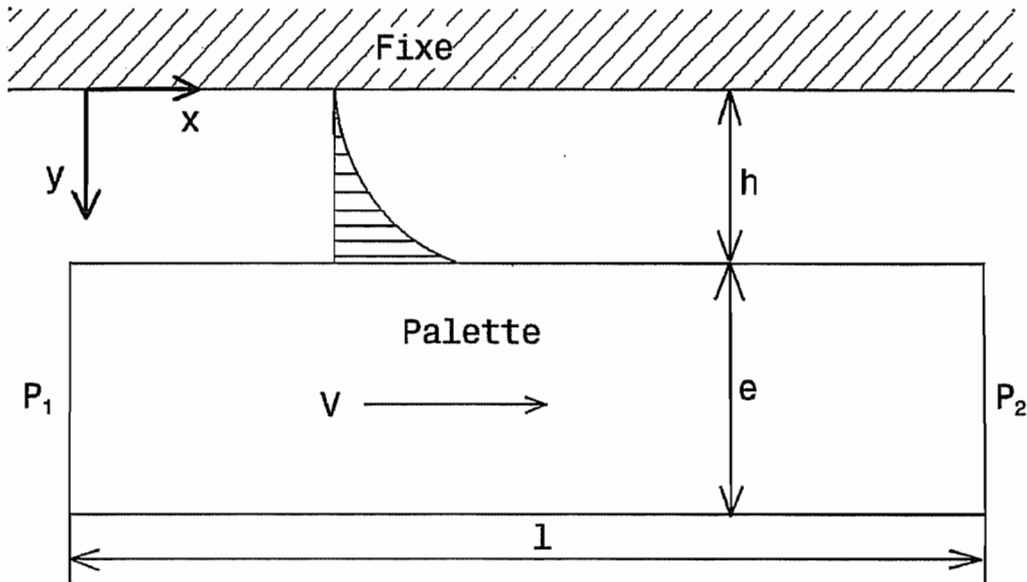


Figure 1 : représentation des vitesses

La vitesse du fluide compris dans l'espace (le jeu) entre la palette et le corps de la pompe résulte de la composition de 2 effets : un écoulement de Poiseuille en forme de parabole dirigée vers la gauche et un écoulement de Couette du au mouvement du piston vers la droite, en forme de triangle.

Son expression générale est la suivante :  $u = \frac{Vy}{h} - A(hy - y^2)$

Calculons la constante  $A$  :  $\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{V}{h} - A(h - 2y)$

$$\tau_{xy} = \mu \frac{\partial u}{\partial y} = \mu \left[ \frac{V}{h} + A(2y - h) \right]$$

$$\frac{dp}{dx} = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} = 2\mu A \Rightarrow A = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx}$$

Ainsi  $u = \frac{Vy}{h} - \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} (hy - y^2)$ .

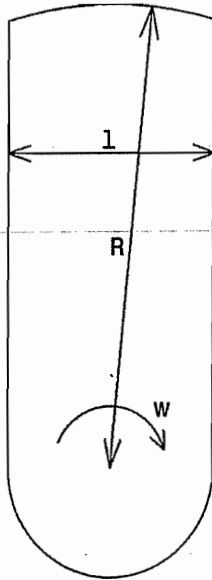
Le débit de fuite d'un côté de la palette, par unité de longueur de celle-ci, est donc de

$$Q'_{\text{jeu}} = \int_0^h u \, dy = V \frac{h}{2} - \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} \left( \frac{h^3}{2} - \frac{h^3}{3} \right) = V \frac{h}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{dp}{dx}$$

$$Q'_{\text{jeu}} = V \frac{h}{2} - \frac{h^3}{12\mu l} (p_2 - p_1)$$

Le débit global ou effectif est donc de

$$Q' = Ve + 2Q'_{\text{jeu}} = V(e + h) - \frac{h^3}{6\mu l} (p_2 - p_1)$$



En supposant que la largeur de la palette est constante, on a

$$V(r) = \omega r$$

et le débit vaut alors

$$Q = \int_0^R Q' dr = (e+h)\omega \frac{R^2}{2} - \frac{h^3 R}{6\mu l} (p_2 - p_1) = Q_0 - \frac{h^3 R}{6\mu l} (p_2 - p_1)$$

pour la course aller.

Figure 2 : schéma de la palette

Ces considérations nous permettent d'obtenir les caractéristiques de la pompe au refoulement

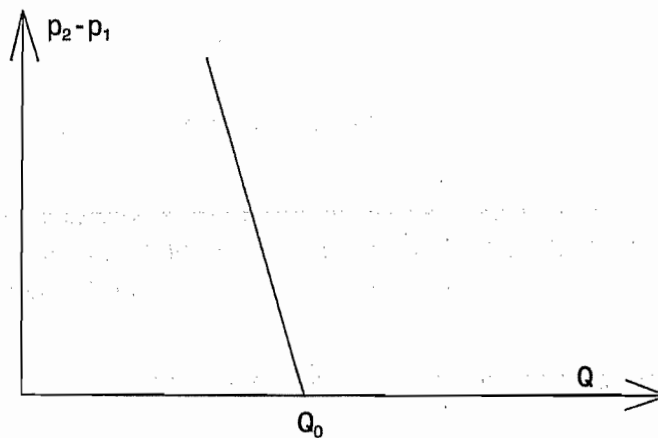


Figure 3 : caractéristique de la pompe

## Caractéristique de la canalisation

Dans un tuyau,

$$\frac{\Delta p}{\rho} = \frac{64}{Re} \frac{L}{D} \frac{u^2}{2} = \frac{64\nu}{uD} \frac{L}{D} \frac{u^2}{2} = \frac{32\nu L}{D^2} u = \frac{32\nu L}{D^2} \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{128}{\pi} \frac{\nu L}{D^4} Q$$

soit

$$\Delta p = \frac{128}{\pi} \frac{\mu L}{D^4} Q = \mathfrak{R} Q \quad \mathfrak{R} = \text{résistance hydraulique}$$

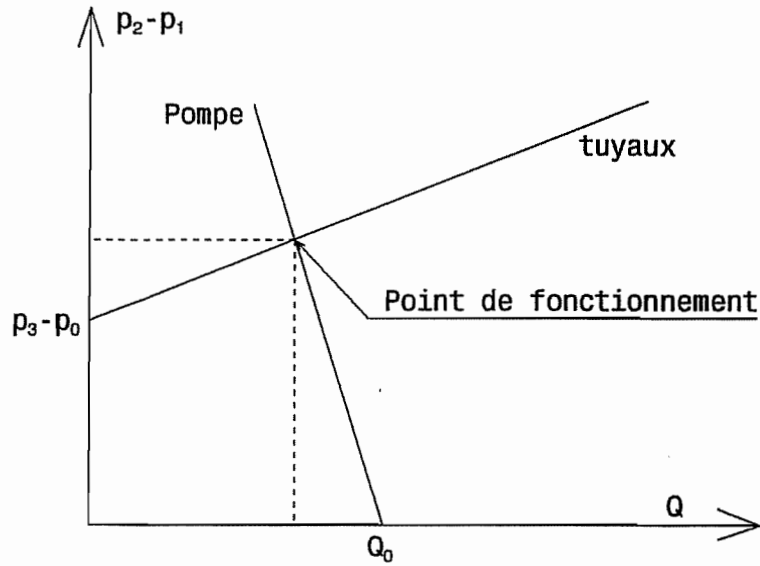
Entrée :  $p_0 - p_1 = \mathfrak{R}_{01} Q$

Sortie :  $p_2 - p_3 = \mathfrak{R}_{23} Q$

On a donc  $(p_2 - p_1) + (p_0 - p_3) = (\mathfrak{R}_{01} + \mathfrak{R}_{23}) Q$

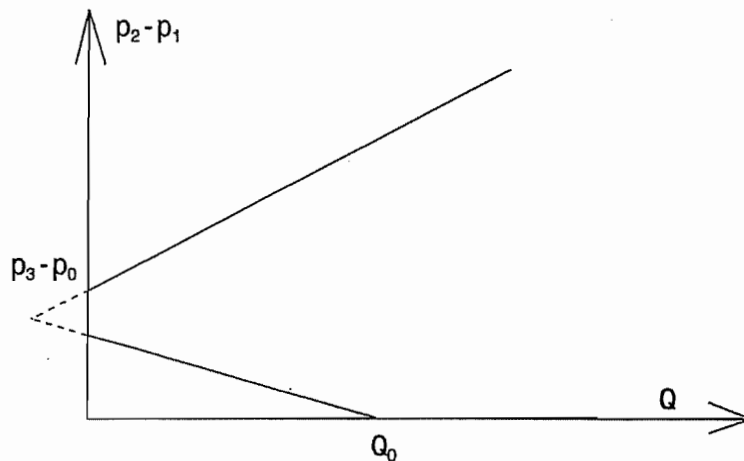
ou  $p_2 - p_1 = p_3 - p_0 + (\mathfrak{R}_{01} + \mathfrak{R}_{23}) Q$

Cette caractéristique de tuyauterie nous donne alors le point de fonctionnement de la pompe.



**Figure 4 : point de fonctionnement**

Pour que cela fonctionne, il faut que la caractéristique de la pompe soit suffisamment verticale. La figure 5 montre un exemple de pompe inadéquate dans ce cas.



**Figure 5 : mauvaise caractéristique de la pompe**

Le fonctionnement cesse d'être possible dès que pour  $Q = 0$ ,  $p_2 - p_1 = p_3 - p_0$ . Cette condition s'écrit

$$Q_0 = \frac{h^3 R}{6\mu l} (p_3 - p_0)$$

Soit

$$(e+h)\omega \frac{R^2}{2} = \frac{h^3 R}{6\mu l} (p_3 - p_0)$$

ou encore

$$p_3 - p_0 = 3\mu l \omega R \frac{(e+h)}{h^3}$$

Pour que cela fonctionne, la pression  $p_2 - p_1$  correspondant à un débit nul devra être  $K$  fois supérieure à  $p_3 - p_0$ ,  $K > 1$ . C'est-à-dire

$$p_3 - p_0 = 3\mu l \omega R \frac{(e+h)}{Kh^3}$$

## Puissance nécessaire au refoulement

Il faut vaincre les pressions

$$P_p = \int_0^R (p_2 - p_1) e \omega r dr = (p_2 - p_1) e \omega \frac{R^2}{2}$$

Il faut vaincre la viscosité

$$\tau_{xy}|_{y=h} = \mu \left[ \frac{V}{h} + \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} h \right] = \mu \frac{V}{h} + \frac{h}{2} \frac{dp}{dx}$$

$$\int_0^l \tau_{xy} dx = \mu V \frac{l}{h} + \frac{h}{2} (p_2 - p_1) = \mu \omega r \frac{l}{h} + \frac{h}{2} (p_2 - p_1)$$

$$P_\mu = 2 \int_0^R \left[ \mu \frac{l}{h} \omega^2 r^2 + \frac{h}{2} (p_2 - p_1) \omega r \right] dr = 2\mu \frac{l}{h} \omega^2 \frac{R^3}{3} + h (p_2 - p_1) \omega \frac{R^2}{2}$$

Au total

$$P = (p_2 - p_1) (e+h) \omega \frac{R^2}{2} + 2\mu \frac{l}{h} \omega^2 \frac{R^3}{3}$$

A quoi il faut ajouter la puissance nécessaire pour vaincre le ressort.

## course retour

Ici, les valves d'entrée et de sortie sont fermées. Entre les 2 chambres, il existe une canalisation de résistance  $\mathfrak{R}_{12}$  et

$$p_1 - p_2 = \mathfrak{R}_{12} Q$$

Pour le reste, le fonctionnement est symétrique de celui de la course aller et

$$Q = Q_0 - \frac{h^3 R}{6\mu l} (p_1 - p_2)$$



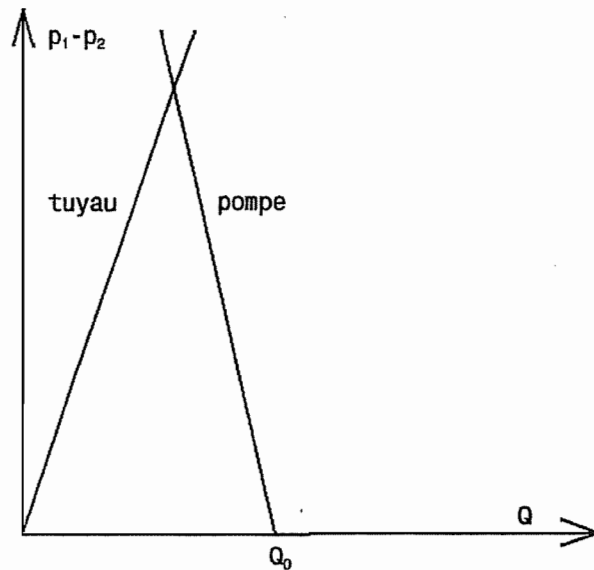


Figure 6 : course retour du piston

## Point de fonctionnement de la pompe

Ce point de fonctionnement dépend de la géométrie générale de la pompe, en particulier des dimensions de la palette et des jeux entre la palette et le carter de la pompe.

Dans les calculs qui suivent, la géométrie envisagée est la suivante :

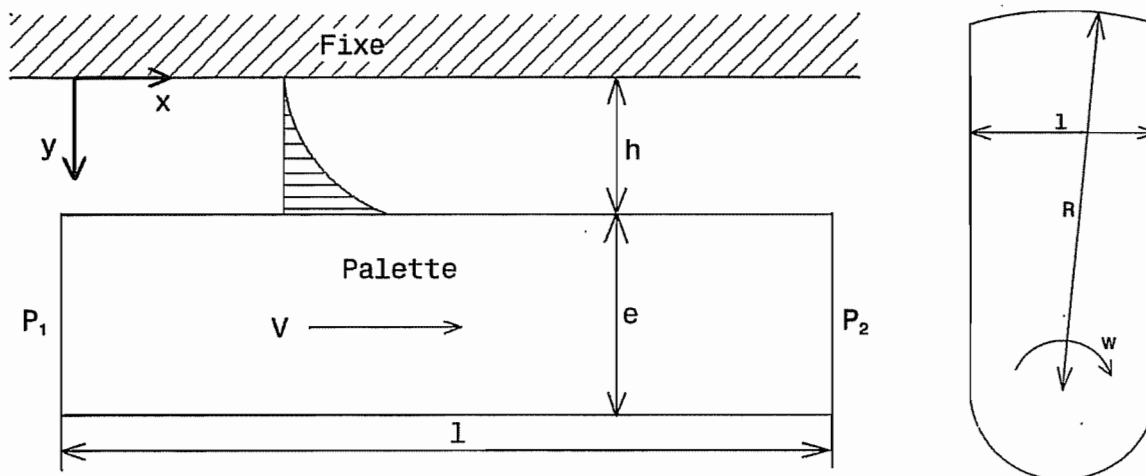


Figure 7 : géométrie de la pompe

Mais il dépend aussi des pertes de charge extérieures. Celles-ci sont, dans ce cas, les pertes de charges dues aux cathéters d'aspiration et de refoulement. Les dimensions à prendre en compte sont donc les longueurs et diamètres des différents cathéters.

Enfin, le point de fonctionnement dépend également des paramètres de fonctionnement de la pompe, c'est-à-dire de la vitesse de rotation de la palette et de la différence de pression entrée - sortie. Nous aurons donc toute une série de point de fonctionnement qui dépendent de ces paramètres.

La détermination du point de fonctionnement ainsi que tous les graphiques sont réalisés grâce au logiciel Matlab®.

Pour rappel, le point de fonctionnement se détermine par l'intersection des 2 courbes suivantes :

$$Q = (e+h)\omega \frac{R^2}{2} - \frac{h^3 R}{6\mu l} (p_2 - p_1) = Q_0 - \frac{h^3 R}{6\mu l} (p_2 - p_1)$$

et

$$p_2 - p_1 = p_3 - p_0 + (\mathfrak{R}_{01} + \mathfrak{R}_{23})Q$$

avec

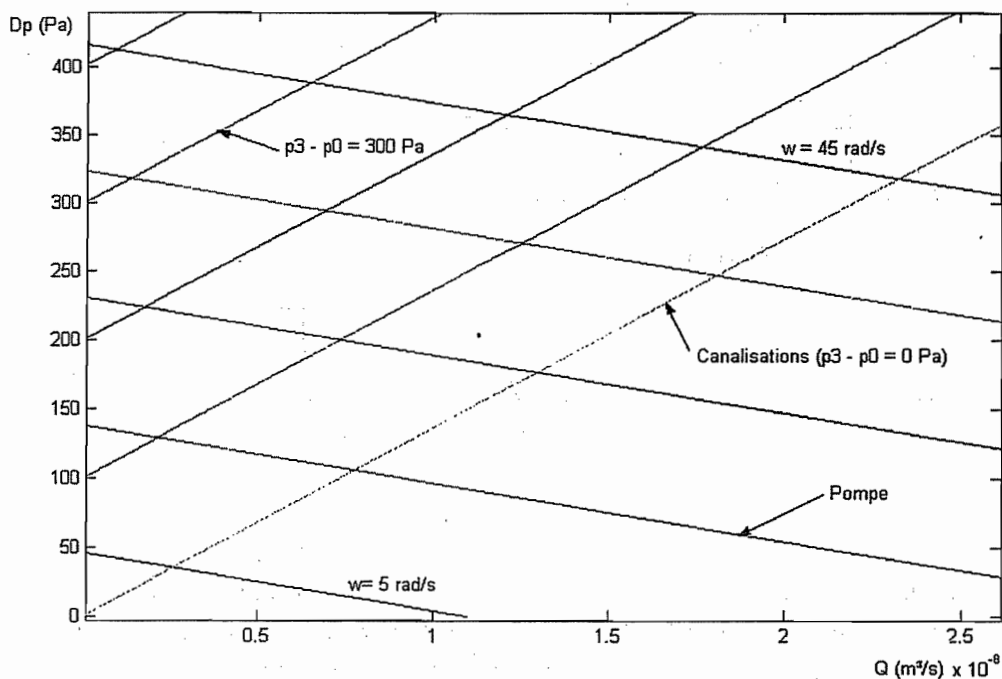
$$\mathfrak{R} = \frac{128 \mu L}{\pi D^4}$$

## Première approximation des dimensions de la pompe

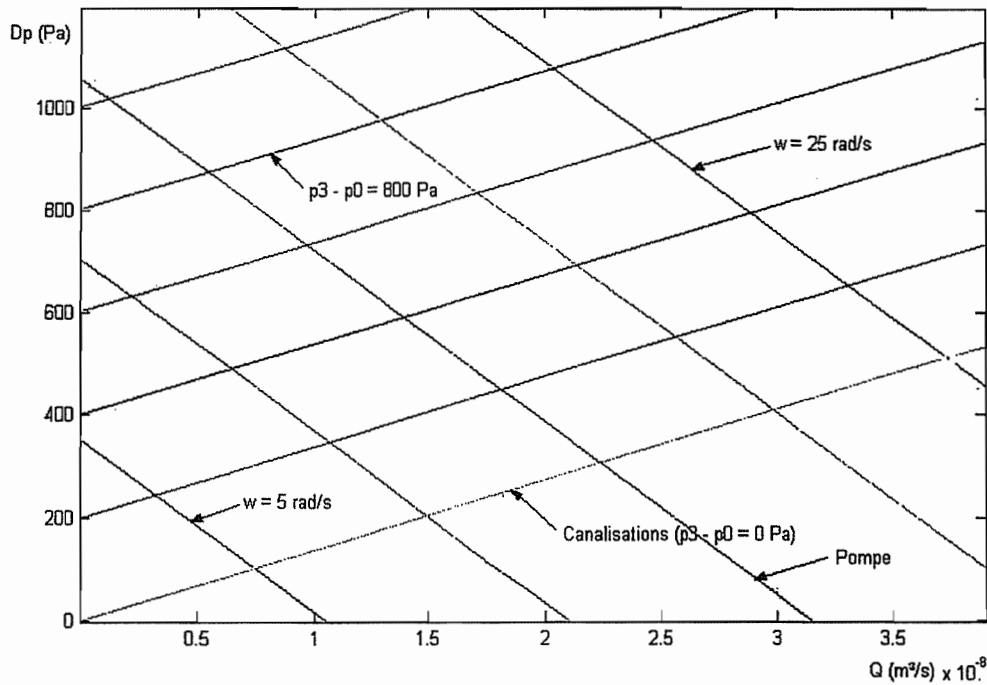
Les indices 1 et 2 désignent respectivement les cathéters d'admission et de refoulement.

$e = 1e-3$  m ;  $h = 1e-4$  m ;  $R = 2e-3$  m ;  $l = 2e-3$  m ;  $\mu = 7e-4$  kg/ms ;  $l_1 = 1e-2$  m ;  $l_2 = 2e-2$  m ;  $d_1 = 5e-4$  m et  $d_2 = 5e-4$  m.

Ces dimensions donnent les points de fonctionnement suivants pour la course aller :



Si nous réduisons le jeu ( $h$ ) à  $5e-5$  m, nous obtenons les points de fonctionnement suivants :



Ainsi, si nous désirons obtenir un débit de  $10 \text{ mm}^3/\text{s}$  (qui correspond donc à  $1 \text{e-}9 \text{ m}^3/\text{s}$ ), la palette doit tourner à  $15 \text{ rad/s}$ , la dépression du réservoir par rapport à l'extérieur doit être de  $800 \text{ Pa}$  et le jeu de  $0,05 \text{ mm}$ .

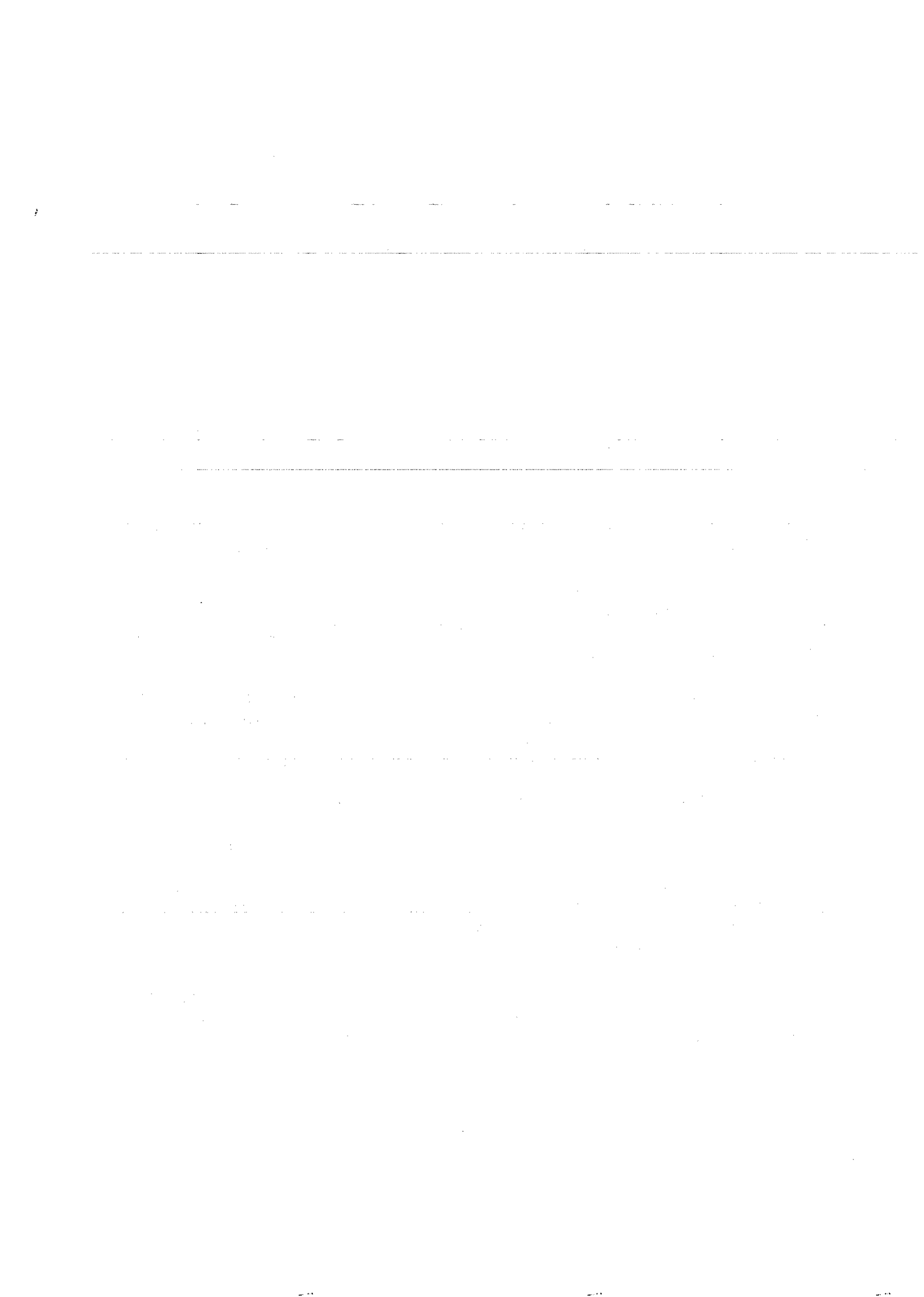
Une analyse plus poussée doit être effectuée pour tenir compte de la géométrie particulière de la nouvelle version de la pompe (VANE 3). Les longueurs de fuite sont, en effet, réduites. Les pertes de charge dues aux soupapes doivent également être modélisées.

Il faut ensuite modéliser la course retour du piston. A la place d'un canal dans le piston, il y a des pertes de charge locales, qui dépendent uniquement de la vitesse du fluide, ainsi qu'une perte de charge continue dans la tubulure d'admission.

La tubulure d'admission a, approximativement un diamètre de  $1 \text{ mm}$  et une longueur de  $1 \text{ mm}$ . Les 2 pertes de charge locales à l'entrée sont en  $\frac{1}{2} \frac{u^2}{2}$  tandis que celles en sortie sont

en  $\frac{u^2}{2}$ . L'important est donc de connaître la vitesse du fluide, ou plutôt la section de passage car le débit se conserve (fluide incompressible). Ici, nous sommes confrontés à une énigme : quelle sont les sections de passage à prendre en compte car 2 de celles-ci sont variables. La détermination de ces valeurs permettra alors de déterminer le point de fonctionnement de la pompe lors de la course retour du piston.

On peut conclure que, étant donné les longueurs de fuite plus faible, la perte de charge associée sera plus faible et donc il faudra diminuer le jeu ou user de moyens augmentant la perte de charge (par exemple, usiner des stries sur le piston).



# **1.5. Modélisation dynamique et hydraulique du prototype V01**





**4M**

**Pompe implantable**

**Modélisation dynamique et hy-  
draulique**

**Version 01**

**Pompe à balancier**

<b>1</b>	<b>PRÉAMBULE</b>	<b>3</b>
1.1	HYPOTHÈSES FAITES LORS DE LA MODÉLISATION DE LA POMPE	3
<b>2</b>	<b>COUPLE DE PRESSION</b>	<b>4</b>
<b>3</b>	<b>COUPLE DE FROTTEMENT VISQUEUX</b>	<b>5</b>
3.1	1 <sup>ÈRE</sup> ZONE	6
3.2	2 <sup>ÈME</sup> ZONE	7
3.3	3 <sup>ÈME</sup> ZONE	9
3.4	COUPLE TOTAL	11
3.5	JEU OPTIMAL	12
<b>4</b>	<b>COUPLE DE RAPPEL DU RESSORT</b>	<b>13</b>
<b>5</b>	<b>RAPPORT DES COUPLES DE VISCOSITÉ, PRESSION ET DU RESSORT</b>	<b>14</b>
<b>6</b>	<b>EFFORT SUR L'AXE</b>	<b>14</b>
<b>7</b>	<b>LOIS DE SIMILITUDE</b>	<b>17</b>
<b>8</b>	<b>DÉBIT</b>	<b>18</b>
<b>9</b>	<b>VOLUME PERDU DANS LES CLAPETS À BILLE</b>	<b>19</b>
<b>10</b>	<b>RENDEMENT</b>	<b>21</b>
<b>11</b>	<b>PROCÉDURE DE CALCUL DE LA FORCE NÉCESSAIRE À L'ACTIONNEMENT DE LA POMPE</b>	<b>21</b>



# 1 Préambule

Nous définirons un certain nombre de grandeurs et de coefficients sans dimension caractérisant la géométrie de la pompe. Tous ces paramètres seront définis, l'illustration de ceux-ci sera donnée par la suite.

$r_1$  rayon minimal de la palette, il s'agit de la grandeur de base, toutes les autres grandeurs seront divisées par celle-ci afin d'obtenir les paramètres sans dimensions,

$\rho = \frac{r_2}{r_1}$   $r_2$  correspond au rayon maximal de la palette,

$\rho_p = \frac{r_p}{r_1}$   $r_p$  correspond au rayon du piston,

$\rho_c = \frac{r_c}{r_1}$   $r_c$  correspond au rayon de la portée de l'arbre sur lequel la palette est fixée,

$\lambda = \frac{l}{r_1}$   $l$  correspond à la longueur du piston,

$\varepsilon_x = \frac{ex}{r_1}$   $ex$  correspond à l'excentricité de la palette par rapport au bâti,

$H = \frac{h}{r_1}$   $h$  correspond au jeu dans la pompe,

$\theta$   $\theta$  correspond à la course angulaire de la palette,

$\varepsilon = \frac{e}{r_1}$   $e$  correspond à l'épaisseur de la palette et du piston.

Une similitude parfaite entre 2 pompes est caractérisée par l'égalité entre leurs coefficients géométriques sans dimension.

## 1.1 Hypothèses faites lors de la modélisation de la pompe

### 1.1.1 Hypothèse générales

Les hypothèses suivantes sont valables pour tous les calculs :

- on néglige l'action du frottement sec,
- fluide en régime laminaire,
- jeu constant quel que soit l'endroit où l'on se trouve. Or il est probablement différent selon que l'on se trouve au niveau des flasques ou sur la partie annulaire.

### 1.1.2 Couple de pression

Pressions constantes de chaque côté du piston durant toute la procédure de pompage.

### 1.1.3 Couple de frottement visqueux

Influence de la pression négligée pour une partie des surfaces (2<sup>ème</sup> zone et un morceau de la 3<sup>ème</sup> zone).

### 1.1.4 Débit

On prend en compte le débit du au déplacement du piston auquel on déduit la perte due au jeu interne à la pompe et à la différence de pression.

On néglige toutes les pertes de charge internes à la pompe.

### 1.1.5 Volume perdu dans les clapets

Ici, la question se pose de savoir quelle est la vitesse fluide que nous devons prendre en compte. Nous avons en effet plusieurs possibilités :

- On considère que le fluide est au repos, ce qui correspond à un fluide avec la vitesse du piston, celui-ci ayant une vitesse nulle.
- On considère que la vitesse relative est celle que l'on peut déduire du débit précédemment calculé, par l'intermédiaire du diamètre du clapet, en sachant que l'on commet une erreur puisqu'on ne tient pas compte du débit perdu dans les clapets pour le calcul de cette vitesse. Une amélioration serait de faire une boucle sur la vitesse du fluide.

L'effet de la gravité n'est pas pris en compte.

## 2 Couple de pression

Ce couple est simplement dû à la différence de pression qu'il existe, par le fonctionnement de la pompe même, entre les 2 chambres. Il est évident que ce couple sera d'autant plus élevé que la différence de pression est grande. Il s'agit donc de faire un compromis entre la nécessité d'avoir une dépression dans le réservoir pour éviter toute fuite de liquide et celle évoquée ici, qui est d'avoir un couple le plus faible possible, pour une question de longévité de la pile, et donc de la pompe.

La géométrie de la partie mobile soumise à la différence de pression est celle-ci :

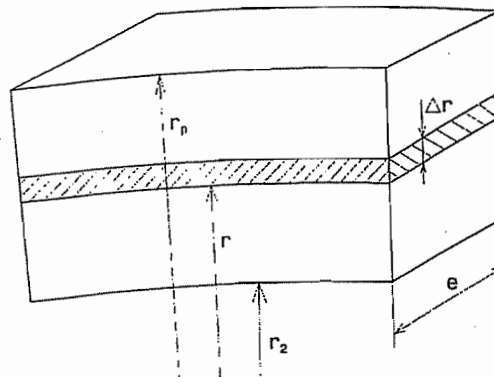


Figure 1 : partie active de la palette

Le couple de pression se calcule comme suit :

$$C_p = \int_{r_2}^{r_p} dC_p$$

$$dC_p = dF_p \cdot r$$

$$dF_p = (p_2 - p_1) e dr$$

$$\Rightarrow C_p = \int_{r_2}^{r_p} (p_2 - p_1) e r dr = \frac{e}{2} (p_2 - p_1) (r_p^2 - r_2^2)$$

Cette équation s'écrit encore, en introduisant les paramètres adimensionnels définis précédemment,

$$C_p = \frac{r_1^3}{2} \Delta p \varepsilon (\rho_p^2 - \rho^2).$$

L'introduction d'un nouveau nombre sans dimension caractéristique de la pression  $P = \frac{\Delta p}{\mu \omega}$ ,

permet de mettre l'équation sous la forme,

$$C_p = \frac{\mu \omega r_1^3}{2} P \varepsilon (\rho_p^2 - \rho^2) = \mu \omega r_1^3 \Phi_p.$$

Nous pouvons alors tracer la courbe de  $\Phi_p$  en fonction du paramètre P, qui est simplement une droite.

Pour un coefficient P donné et donc une différence de pression entrée-sortie fixée, un fluide donné et une vitesse donnée, il est facile de retrouver, à partir de cette courbe, le couple de pression qui entrera en action.

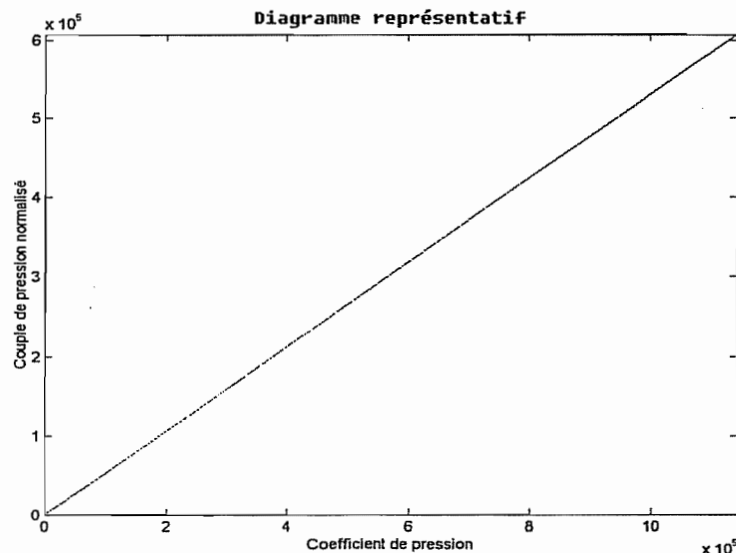


Figure 2 : couple de pression normalisé

### 3 Couple de frottement visqueux

Ce couple est dû au frottement fluide entre la palette et les flasques du corps de la pompe. Pour calculer ce couple, nous pouvons considérer qu'il y a 3 zones, illustrées sur la figure 2.

- La première (1) de celles-ci correspond au téton qui est la partie active de la palette,
- la seconde zone (2) correspond au reste de la palette sans l'anneau (3),

- la troisième correspond à l'anneau.

Dans les 2 dernières zones, on peut considérer qu'il n'y a pas apport de fluide extérieur. Les pertes de charges devraient, en effet, y être plus élevées que le long du chemin prévu pour la circulation du fluide. Donc, le fluide subit les oscillations de la palette dans un mouvement de rotation sans être renouvelé.

Les surfaces à prendre en compte varient au cours du temps. La palette évoluant devant les évidements ménagés dans les flasques, il faudrait, à chaque instant, évaluer la surface active à considérer. Cependant, pour une question de facilité, nous ferons l'hypothèse suivante : nous considérons les surfaces constantes et égales à leurs valeurs maximales. Cette simplification nous met également en sécurité.

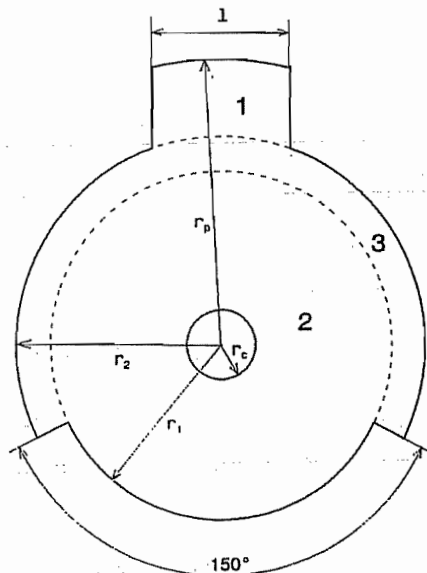


Figure 3 : géométrie de la palette

Il faut donc calculer les couples pour les 3 zones et ensuite les ajouter.

### 3.1 1<sup>ère</sup> zone

Cette première zone se découpe encore en 2 parties :

- la première correspond aux 2 faces en contact avec les flasques,
- la seconde correspond à la partie annulaire de rayon  $r = r_p$ .

Etant donné la faible étendue angulaire du téton, nous pouvons assimiler l'arc de cercle avec la corde et considérer que la longueur du téton est égal à  $l$  (ne pas confondre avec  $l = \pi r$ !).

#### 3.1.1 1<sup>ère</sup> partie

La force s'exerçant sur une tranche d'épaisseur  $\Delta r$ , située à un rayon  $r$  du centre de la palette (voir figure 1) a pour expression,

$$dF = \tau_{xy} \Big|_{y=h} l dr .$$

Le couple élémentaire associé à cette force élémentaire s'exprime par,

$$dC = \tau_{xy} \Big|_{y=h} l r dr .$$

L'expression de la force de viscosité est déjà connue,

$$\tau_{xy} \Big|_{y=h} = \mu \frac{V}{h} + \frac{h}{2l} (p_2 - p_1), \quad h \text{ correspond à l'épaisseur du film de fluide.}$$

En remplaçant la vitesse  $V$  par sa valeur  $\omega r$ , nous pouvons facilement calculer la contribution des faces,

$$C_{11} = 2 \int_{r_2}^{r_p} dC = 2 \int_{r_2}^{r_p} \left[ \mu \frac{\omega r}{h} + \frac{h}{2l} (p_2 - p_1) \right] l r dr = 2 \int_{r_2}^{r_p} \left[ \mu \frac{l \omega r^2}{h} + \frac{h}{2} (p_2 - p_1) r \right] dr$$

$$= 2 \mu \frac{l \omega}{h} \frac{r^3}{3} + h (p_2 - p_1) \frac{r^2}{2} \Big|_{r_2}^{r_p} = \frac{2}{3} \mu \frac{l \omega}{h} (r_p^3 - r_2^3) + \frac{h}{2} (p_2 - p_1) (r_p^2 - r_2^2)$$

En introduisant les nombres sans dimension définis auparavant, nous obtenons,

$$C_{11} = \mu \omega r_1^3 \left[ \frac{2}{3} \frac{\lambda}{H} (\rho_p^3 - \rho^3) + \frac{1}{2} PH (\rho_p^2 - \rho^2) \right] = \mu \omega r_1^3 \Phi_{11}$$

### 3.1.2 2<sup>ème</sup> partie

La contribution de la seconde partie de cette zone est simple,

$$C_{12} = F \cdot r_p = \tau_{xy}|_{y=h} l e r_p = \left[ \mu \frac{\omega r_p}{h} + \frac{h}{2l} (p_2 - p_1) \right] l e r_p = \mu \frac{\omega r_p^2}{h} l e + \frac{h}{2} (p_2 - p_1) e r_p$$

Avec les nombres sans dimension,

$$C_{12} = \mu \omega r_1^3 \left( \frac{\rho_p^2}{H} \lambda \varepsilon + \frac{H}{2} P \varepsilon \rho_p \right) = \mu \omega r_1^3 \Phi_{12}$$

### 3.1.3 Total

La somme des contributions des 2 parties nous donne le couple appliqué sur la zone 1,

$$C_1 = \mu \frac{l \omega}{h} \left[ \frac{2}{3} (r_p^3 - r_2^3) + r_p^2 e \right] + \frac{h}{2} (p_2 - p_1) (r_p^2 - r_2^2 + e r_p)$$

## 3.2 2<sup>ème</sup> zone

De nouveau, on distingue 2 parties dans cette seconde zone :

- les faces en contact avec les flasques,
- une partie annulaire de 150° au rayon  $r = r_1$ .

### 3.2.1 1<sup>ère</sup> partie

La force s'exerçant sur un anneau de rayon  $r$ , de largeur  $\Delta r$  s'exprime par,

$$dF = \tau_{xy}|_{y=h} 2\pi r dr$$

Le couple par,

$$dC = \tau_{xy}|_{y=h} 2\pi r^2 dr$$

Si nous considérons que l'effet de pression ne se transmet pas dans cette zone de la palette, le second terme de l'expression de la contrainte de viscosité est égal à 0 et donc, il nous reste,

$$\tau_{xy}|_{y=h} = \mu \frac{V}{h}$$

La première partie sera donc soumise à un couple de valeur,

$$C_{21} = 2 \int_{r_c}^{r_1} dC = 2 \int_{r_c}^{r_1} \left( \mu \frac{\omega r}{h} \right) 2\pi r^2 dr = 4\pi \mu \frac{\omega}{h} \frac{r^4}{4} \Big|_{r_c}^{r_1}$$

$$= \pi \mu \frac{\omega}{h} (r_1^4 - r_c^4)$$

Avec les nombres sans dimension,

$$C_{21} = \mu \omega r_1^3 \frac{\pi}{H} (1 - \rho_c^4) = \mu \omega r_1^3 \Phi_{21}$$

### 3.2.2 2<sup>ème</sup> partie

Le calcul de la force de frottement fait intervenir l'épaisseur  $h$  du film de fluide, qui n'est pas constante comme le montre la figure 3.

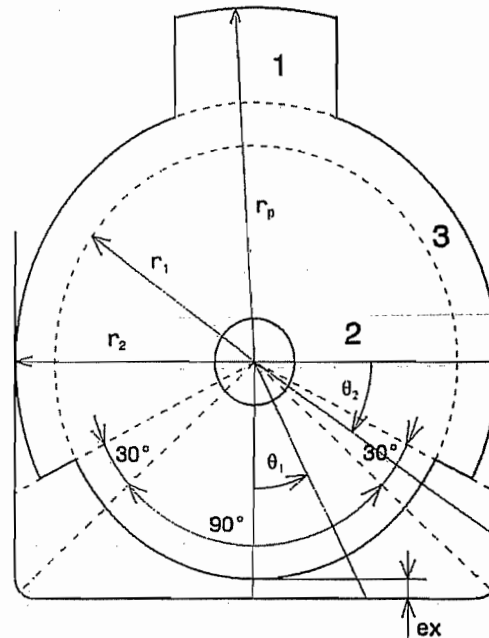


Figure 4 : partie annulaire de la 2<sup>ème</sup> zone

La force élémentaire s'exerçant sur un secteur d'extension  $d\theta$  s'exprime par,

$$dF = \mu e r_1 d\theta \frac{\omega r_1}{h(\theta)}$$

On distingue alors 2 surfaces dont l'épaisseur de fluide ne varie pas de la même façon :

- le secteur de  $90^\circ$ , dont l'épaisseur de film augmente lorsque l'on se déplace le long de la palette et que l'on part de la vertical vers l'horizontal ( $\theta_1$ ),
- les 2 secteur de  $30^\circ$  chacun, dont l'épaisseur de fluide varie de façon opposée à la première surface ( $\theta_2$ ).

Faisons observer que les extensions des secteurs ( $90^\circ$  et  $30^\circ$ ) ne sont pas exactes. En réalité,

elles valent respectivement  $2 \arctg \frac{r_2}{r_1 + ex}$  et  $\frac{5\pi}{12} - \arctg \frac{r_2}{r_1 + ex}$ . Lorsque  $ex$  tend vers  $(r_2 - r_1)$ ,

ces 2 valeurs tendent bien vers la valeurs annoncées. La raison de l'assimilation de ces 2 angles à leurs valeurs limite est une approximation destinée à simplifier les calculs (et l'écriture).

Sur la première surface, la hauteur  $h$  de l'épaisseur de film s'exprime par,

$$h_1 = \frac{r_1 + ex}{\cos \theta_1} - r_1 \approx r_1 \frac{\theta_1^2}{2} + ex$$

Nous obtenons donc,

$$F_1 = \mu \varepsilon r_1 \omega \int_{\frac{\pi}{4}}^{\frac{\pi}{2}} \frac{d\theta}{\theta^2 + \varepsilon_x}, \text{ en appelant } \varepsilon_x \text{ le paramètre réduit } \frac{ex}{r_1}.$$

Calculons l'intégrale,

$$\int_{\frac{\pi}{4}}^{\frac{\pi}{2}} \frac{d\theta}{\theta^2 + \varepsilon_x} = 2 \int_{\frac{\pi}{4}}^{\frac{\pi}{2}} \frac{d\theta}{\theta^2 + 2\varepsilon_x} = \frac{1}{\varepsilon_x} \operatorname{arctg} \frac{\theta}{2\varepsilon_x} \Big|_{\frac{\pi}{4}}^{\frac{\pi}{2}} = \frac{2}{\varepsilon_x} \operatorname{arctg} \frac{\pi}{8\varepsilon_x}.$$

La hauteur  $h$  du film de fluide de la 2<sup>ème</sup> surface s'exprime par,

$$h_2 = \frac{r_2}{\cos \theta_2} - r_1 = r_2 - r_1 \left( 1 - \frac{\theta_2^2}{2} \right) = \frac{r_1}{2} (2(\rho-1) + \theta_2^2), \text{ en appelant } \rho \text{ le paramètre réduit } \frac{r_2}{r_1}.$$

Cela nous donne la force de frottement suivante,

$$F_2 = 2\mu \varepsilon r_1 \omega 2 \int_{\frac{\pi}{12}}^{\frac{\pi}{4}} \frac{d\theta}{2(\rho-1) + \theta^2}.$$

Calculons cette dernière intégrale,

$$\int_{\frac{\pi}{12}}^{\frac{\pi}{4}} \frac{d\theta}{2(\rho-1) + \theta^2} = \frac{1}{\sqrt{2(\rho-1)}} \operatorname{arctg} \frac{\theta}{\sqrt{2(\rho-1)}} \Big|_{\frac{\pi}{12}}^{\frac{\pi}{4}} = \frac{1}{\sqrt{2(\rho-1)}} \left( \operatorname{arctg} \frac{\pi}{4\sqrt{2(\rho-1)}} - \operatorname{arctg} \frac{\pi}{12\sqrt{2(\rho-1)}} \right).$$

Le couple appliqué à cette partie est donc,

$$C_{22} = r_1 (F_1 + F_2) = 2\mu \varepsilon r_1^2 \omega \left[ \frac{1}{\varepsilon_x} \operatorname{arctg} \frac{\pi}{8\varepsilon_x} + \sqrt{\frac{2}{(\rho-1)}} \left( \operatorname{arctg} \frac{\pi}{4\sqrt{2(\rho-1)}} - \operatorname{arctg} \frac{\pi}{12\sqrt{2(\rho-1)}} \right) \right].$$

Avec les nombres sans dimension,

$$C_{22} = \mu \omega r_1^3 2\varepsilon \left[ \frac{1}{\varepsilon_x} \operatorname{arctg} \frac{\pi}{8\varepsilon_x} + \sqrt{\frac{2}{(\rho-1)}} \left( \operatorname{arctg} \frac{\pi}{4\sqrt{2(\rho-1)}} - \operatorname{arctg} \frac{\pi}{12\sqrt{2(\rho-1)}} \right) \right] = \mu \omega r_1^3 \Phi_{22}.$$

### 3.2.3 Total

La somme des contributions des 2 parties nous donne le couple appliqué sur la zone 2,

$$C_2 = \mu \omega \frac{\pi}{h} (r_1^4 - r_c^4) + 2\mu \omega \varepsilon r_1^2 \left[ \frac{1}{\varepsilon_x} \operatorname{arctg} \frac{\pi}{8\varepsilon_x} + \sqrt{\frac{2}{(\rho-1)}} \left( \operatorname{arctg} \frac{\pi}{4\sqrt{2(\rho-1)}} - \operatorname{arctg} \frac{\pi}{12\sqrt{2(\rho-1)}} \right) \right]$$

### 3.3 3<sup>ème</sup> zone

De nouveau, on distingue 2 parties dans cette troisième zone :

- les faces en contact avec les flasques,
- la partie annulaire .

Chacune de ces 2 parties sera encore séparée en 2, cela sera expliqué par la suite.

### 3.3.1 1<sup>ère</sup> partie

Cette partie est composée de 2 surfaces (voir figure 4) soumises à des conditions différentes :

- une soumise à la différence de pression (notée 1),
- une qui ne voit pas de gradient de pression (notée 2).

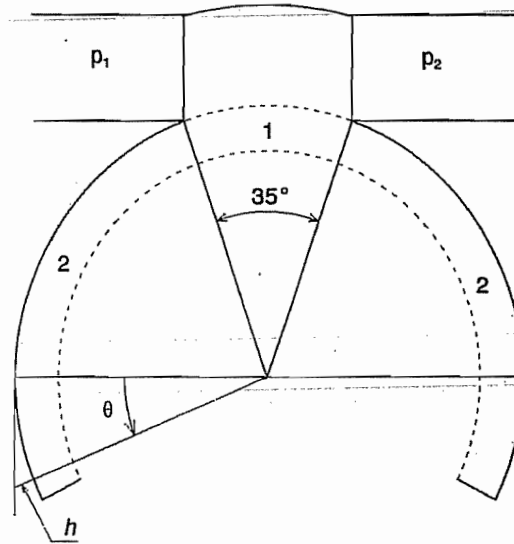


Figure 5 : troisième zone

La contrainte de viscosité dans la surface 1 s'exprime par,

$$\tau_{xy}|_{y=h} = \mu \frac{V}{h} + \frac{h(p_2 - p_1)}{2} \frac{\pi}{5} r = \mu \frac{V}{h} + \frac{5h(p_2 - p_1)}{2\pi}$$

Le couple s'exerçant sur cette surface s'exprime donc par,

$$C = 2 \int_{r_1}^{r_2} dC = 2 \int_{r_1}^{r_2} \left( \mu \frac{\omega r}{h} + \frac{5h(p_2 - p_1)}{2\pi} \right) \frac{\pi}{5} r^2 dr = \frac{2\pi}{5} \mu \frac{\omega}{h} \frac{r^4}{4} + h(p_2 - p_1) \frac{r^2}{2} \Big|_{r_1}^{r_2}$$

$$= \frac{\pi}{10} \mu \frac{\omega}{h} (r_2^4 - r_1^4) + \frac{h}{2} (p_2 - p_1) (r_2^2 - r_1^2)$$

La seconde surface est plus simple car non soumise au gradient de pression,

$$C = 2 \int_{r_1}^{r_2} dC = 2 \int_{r_1}^{r_2} \left( \mu \frac{\omega r}{h} \right) \frac{4}{5} \pi r^2 dr = \frac{8}{5} \pi \mu \frac{\omega}{h} \frac{r^4}{4} \Big|_{r_1}^{r_2}$$

$$= \frac{2\pi}{5} \mu \frac{\omega}{h} (r_2^4 - r_1^4)$$

Les 2 surfaces ensemble donnent l'équation, en introduisant les nombres sans dimension,

$$C_{31} = \mu \omega r_1^3 \left[ \frac{\pi}{2} (\rho^4 - 1) + \frac{H}{2} P (\rho^2 - 1) \right] = \mu \omega r_1^3 \Phi_{31}$$

### 3.3.2 2<sup>ème</sup> partie

Il ne reste plus qu'à calculer la partie annulaire. On distingue de nouveau 2 surfaces soumises à des conditions différentes :

- la première surface est caractérisée par une épaisseur de film de fluide  $h$  constante,
- la seconde surface voit cette épaisseur de film de fluide  $h$  varier.



Considérons d'abord la surface dont l'épaisseur de film ne varie pas, le couple de frottement s'exprime par,

$$C = F \cdot r_2 = \tau_{xy}|_{y=h} \frac{4}{5} \pi r_2^2 = \left( \mu \frac{\omega r_2}{h} \right) \frac{4}{5} \pi r_2^2 = \frac{4}{5} \pi \mu \frac{\omega r_2^3}{h} e.$$

En ce qui concerne la seconde surface, nous remarquons qu'elle se compose de 2 parties symétriques de 15° chacune. L'épaisseur  $h$  du film s'exprime par (voir figure 4),

$$h = \frac{r_2}{\cos \theta} - r_2 \approx r_2 \frac{\theta^2}{2}.$$

Le couple s'évalue donc par :

$$C = r_2 \cdot F = r_2 \int dF = 2r_2 \int_0^{\frac{\pi}{12}} \mu e r_2 d\theta \frac{\omega r_2}{\frac{r_2 \theta^2}{2}} = 4r_2^2 \mu \omega e \int_0^{\frac{\pi}{12}} \frac{d\theta}{\theta^2} = 4r_2^2 \mu \omega e \left| \frac{-1}{\theta} \right|_0^{\frac{\pi}{12}}$$

$$= \frac{48}{\pi} \mu \omega r_2^2 e.$$

Avec les nombres sans dimension,

$$C_{32} = \mu \omega r_1^3 \left( \frac{48}{\pi} \rho^2 \varepsilon + \frac{4\pi}{5} \frac{\rho^3 \varepsilon}{H} \right) = \mu \omega r_1^3 \Phi_{32}.$$

### 3.3.3 Total

Au total,

$$C_3 = \frac{\pi}{2} \mu \frac{\omega}{h} (r_2^4 - r_1^4) + \frac{4}{5} \pi \mu \frac{\omega r_2^3}{h} e + \frac{h}{2} (p_2 - p_1) (r_2^2 - r_1^2) + \frac{48}{\pi} \mu \omega r_2^2 e.$$

### 3.4 Couple total

En additionnant tous les différents couples, nous obtenons le couple total dû à la viscosité du fluide,

$$C_\mu = C_{11} + C_{12} + C_{21} + C_{22} + C_{31} + C_{32} = \mu \omega r_1^3 (\Phi_{11} + \Phi_{12} + \Phi_{21} + \Phi_{22} + \Phi_{31} + \Phi_{32})$$

$$= \mu \omega r_1^3 \Phi_\mu.$$

Où,

$$\Phi_{11} = \frac{2}{3} \frac{\lambda}{H} (\rho_p^3 - \rho^3) + \frac{1}{2} PH (\rho_p^2 - \rho^2),$$

$$\Phi_{12} = \frac{\rho_p^2}{H} \lambda \varepsilon + \frac{H}{2} P \varepsilon \rho_p,$$

$$\Phi_{21} = \frac{\pi}{H} (1 - \rho_c^4),$$

$$\Phi_{22} = 2 \frac{\varepsilon}{\varepsilon_x} \arctg \frac{\pi}{8 \varepsilon_x} + 2 \frac{\varepsilon}{(\rho - 1)} \left( \arctg \frac{\pi}{8 (\rho - 1)} - \arctg \frac{\pi}{24 (\rho - 1)} \right),$$

$$\Phi_{31} = \frac{\pi}{2} (\rho^4 - 1) + \frac{H}{2} P (\rho^2 - 1),$$

$$\Phi_{32} = \frac{48}{\pi} \rho^2 \varepsilon + \frac{4\pi}{5} \frac{\rho^3 \varepsilon}{H}.$$

Nous pouvons alors tracer les courbes du couple normalisé en fonction du jeu réduit, pour différentes valeurs du coefficient de pression P. Notons que cette courbe ne dépend pas directement de la vitesse de rotation de la palette.

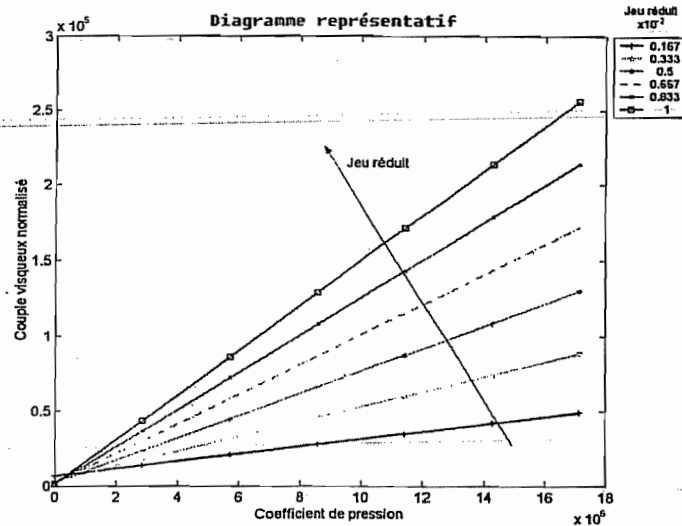


Figure 6 : courbes  $\phi_\mu = f(P, H)$

### 3.5 Jeu optimal

Nous constatons que certains termes sont des fonctions croissantes de H tandis que d'autres sont des fonctions inverses de H.

Le couple total peut donc se mettre sous la forme  $C_\mu = AH + \frac{B}{H} + C$ . L'allure des courbes du couple de viscosité en fonction du jeu présente l'allure suivante.

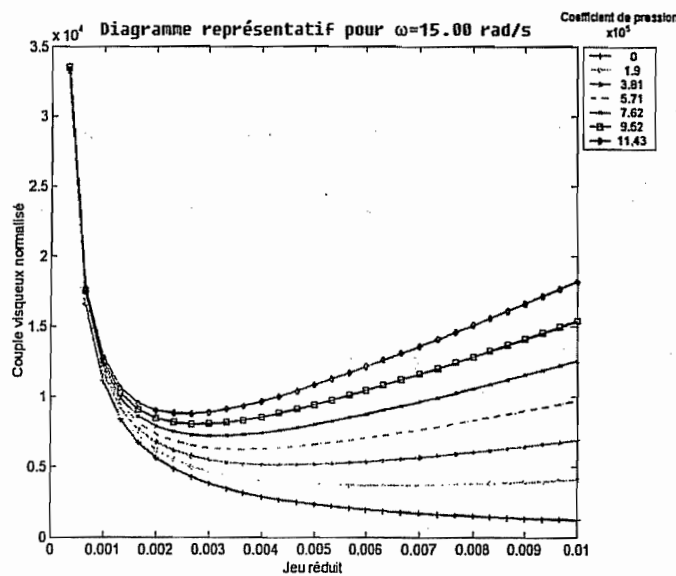


Figure 7 : diagramme de  $\phi_\mu = f(H, P)$

Nous constatons que ces courbes présentent un minimum. Il est ainsi possible de déterminer le jeu optimal H qui minimise le couple résistant. Ce jeu optimal dépend cependant de la vitesse angulaire de la palette, comme en témoignent les figures suivantes.

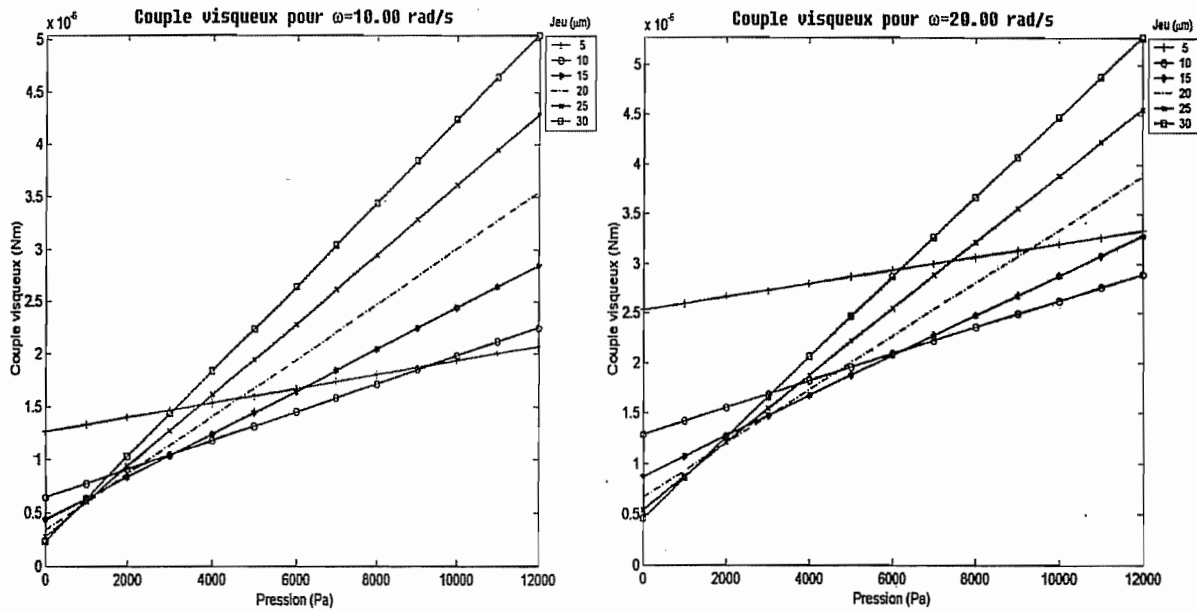


Figure 8 : couple visqueux suivant la vitesse

Dérivons l'expression du couple, nous obtenons  $\frac{dC_{\mu}}{dH} = A - \frac{B}{H^2}$ . Le jeu optimal est donc

$$H_{opt} = \sqrt{\frac{B}{A}}$$

En remplaçant A et B par leurs valeurs numériques, nous obtenons,

$$H_{opt} = \sqrt{\frac{\frac{2}{3} \lambda (\rho_p^3 - \rho^3) + \rho_p^2 \lambda \varepsilon + \pi (1 - \rho_c^4) + \frac{4\pi}{5} \rho^3 \varepsilon}{\frac{1}{2} P [(\rho_p^2 - \rho^2) + \varepsilon \rho_p + (\rho^2 - 1)]}}$$

Nous voyons directement que le jeu optimal est inversement proportionnel à la racine carrée de la différence de pression entre l'entrée et la sortie.

En effet,

$$h_{opt} \div \frac{r_1 \sqrt{\mu \omega}}{\sqrt{\Delta p}}$$

## 4 Couple de rappel du ressort

Ce couple est maximum à la fin du refoulement. Il croît linéairement avec le déplacement angulaire de la palette. L'expression du couple de rappel est le suivant :  $C_r = k \cdot \alpha$ , où k est la rigidité en rotation du ressort, paramètre qu'il faut déterminer, et  $\alpha$  est le déplacement angulaire de la palette. Il faut aussi tenir compte d'une éventuelle précontrainte du ressort, qui augmenterait alors le couple de rappel de celui-ci. Il faut donc une précontrainte la plus faible possible, par soucis d'économie de la pile.

La géométrie du ressort envisagé est la suivante (il s'agit d'un ressort que l'on retrouve sur toutes les disquettes informatiques) :

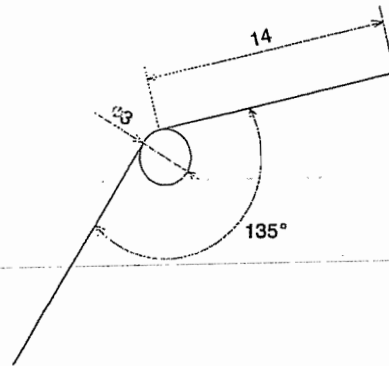


Figure 9 : géométrie du ressort

D'après les données que nous possédons, ce ressort a besoin d'une force de 1 N pour ramener ses 2 bras l'un contre l'autre. Nous pouvons donc aisément calculer sa rigidité.

En effet, nous avons :  $C_r = 1\text{ N} \cdot 14\text{ mm} = k \cdot 135^\circ \Rightarrow k = \frac{1410^{-3} \cdot 90}{135\pi} = 3.21 \cdot 10^{-3} \text{ Nm/rad}.$

Le couple de rappel du ressort s'exprime donc par,

$$C_r = k\theta = k\Phi_r, \text{ qui est déjà une expression sous forme adimensionnelle et } \Phi_r = \theta.$$

## 5 Rapport des couples de viscosité, pression et du ressort

Nous avons vu que ces différents couples se mettaient sous la forme,

$$C_p = \mu\omega r_1^3 \Phi_p,$$

$$C_\mu = \mu\omega r_1^3 \Phi_\mu,$$

$$C_r = k \Phi_r.$$

Nous savons que le ressort doit vaincre les couples de viscosité et de pression. Le rapport entre les couples résistants et le couple moteur est donné par,

$$\frac{C_p + C_\mu}{C_r} = \frac{\mu\omega r_1^3 (\Phi_p + \Phi_\mu)}{k\Phi_r} = K \frac{\Phi_p + \Phi_\mu}{\Phi_r}.$$

Le paramètre adimensionnel  $K = \frac{\mu\omega r_1^3}{k}$  caractérise donc le rapport entre le couple résistant et

le couple moteur. Pour que la pompe fonctionne, il faut donc que  $K < \frac{\Phi_r}{\Phi_p + \Phi_\mu}.$

## 6 Effort sur l'axe

Cet effort est introduit par les forces hydrodynamiques mises en jeu dans le processus d'amortissement. La zone d'action prise en compte pour le calcul de cet effort sera limitée à un intervalle de  $60^\circ$  autour du rétrécissement.

Le calcul est basé sur l'équation de Reynolds de l'hydrodynamique :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{V}{2} \frac{\partial h}{\partial x}.$$

Dans cette équation, les axes x, y et z correspondent à un système d'axe centré au point où le jeu h est évalué. La direction y correspond à la direction dans laquelle h est évalué, c'est à dire perpendiculaire à la surface de l'arbre. La direction z se situe dans l'axe de l'arbre et la direction x, parallèlement à la surface de l'arbre et perpendiculaire à l'axe z.

La résolution de cette équation fournit la répartition des pressions développées par le film de liquide. De cette répartition de pression, on déduit la résultante ainsi que sa direction pour obtenir l'effort appliqué à l'axe.

La figure 6 montre la géométrie de la zone à laquelle nous devons particulariser cette équation.

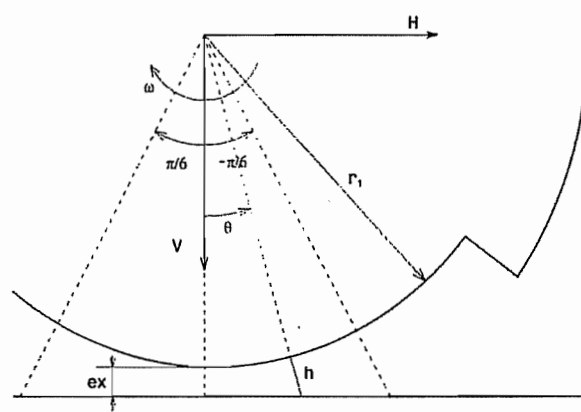


Figure 10 : géométrie de la zone active

Nous pouvons supposer que la pression est indépendante de  $z$  et effectuer les calculs dans une tranche unitaire ; il faudra alors multiplier les résultats par l'épaisseur  $e$  de la palette. Le second terme du premier membre de l'équation peut alors être négligé.

Un changement de variable s'impose, nous noterons  $x = r_1 \cdot \theta$ . De même,  $V = \omega \cdot r_1$ .

L'épaisseur  $h$  du film de fluide s'exprime sous la forme :

$$h = \frac{r_1 + e}{\cos \theta} - r_1 = \frac{r_1(1 - \cos \theta) + e}{\cos \theta}.$$

En limitant l'extension de la zone d'action à un intervalle de  $[-30^\circ, 30^\circ]$ , nous pouvons simplifier cette équation grâce à l'approximation suivante :  $\cos \theta = 1 - \frac{\theta^2}{2}$ .

$$h = \frac{r_1 \left( \frac{\theta^2}{2} \right) + e}{1} = r_1 \left( \frac{\theta^2}{2} + \frac{e}{r_1} \right) = r_1 \left( \frac{\theta^2}{2} + \varepsilon_x \right) = r_1 H, \text{ en introduisant le paramètre sans di-}$$

mension  $\varepsilon_x$  caractérisant la section de passage minimale du fluide.

Nous pouvons ainsi mettre l'équation sous la forme :

$$\frac{\partial}{r_1 \partial \theta} \left( \frac{r_1^3 H^3}{12 \mu r_1 \partial \theta} \right) = \frac{\omega r_1}{2} \frac{\partial H}{r_1 \partial \theta},$$

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{H^3}{12 \mu \partial \theta} \right) = \frac{\omega}{2} \frac{\partial H}{\partial \theta}.$$

En intégrant, nous obtenons,

$$\frac{H^3}{12 \mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} = \frac{\omega}{2} H + C,$$

$$\Rightarrow \frac{\partial p}{\partial \theta} = \frac{6 \mu \omega}{H^2} + \frac{C}{H^3}.$$

La constante s'évalue comme suit, en notant qu'à la fin de l'arc actif,  $\frac{\partial p}{\partial \theta} = 0$ ,

$$0 = \frac{6\mu\omega}{H_1^2} + \frac{C}{H_1^3} \Rightarrow C = -6\mu\omega H_1, \text{ où } H_1 = \frac{(\pi/6)^2}{2} + \varepsilon_x.$$

Ce qui nous donne l'équation suivante,

$$\frac{\partial p}{\partial \theta} = \frac{6\mu\omega}{H^2} \left(1 - \frac{H_1}{H}\right).$$

Cependant, ici, nous sommes en présence d'un gradient de pression non-nul aux limites de l'intervalle pris en compte. Une surpression est, en effet, introduite suite au déplacement de l'épaulement de la palette dans la cavité d'amortissement. Ce déplacement entraîne également un certain débit de fluide qui nous permettra d'évaluer la condition à la fin de l'arc actif.

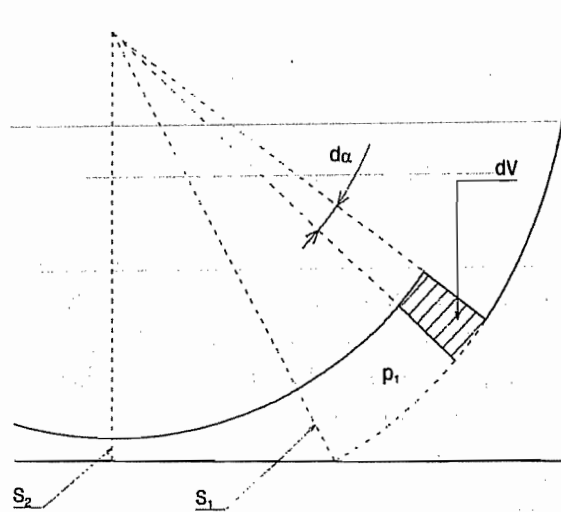


Figure 11 : géométrie de la zone d'amortissement

Il reste encore à relier le débit avec la vitesse de la palette. Il est évident que le débit est la variation de volume sur un temps donné. Il suffit donc d'évaluer la variation de volume pour obtenir l'expression de ce débit. Cette variation de volume dépend encore du déplacement angulaire  $d\alpha$  de la palette,

$$Q = \frac{dV}{dt},$$

$$dV = e(r_2 - r_1) \left( \frac{r_1 + r_2}{2} \right) d\alpha = \frac{e}{2} (r_2^2 - r_1^2) d\alpha,$$

$$Q = \frac{e}{2} (r_2^2 - r_1^2) \frac{d\alpha}{dt} = \frac{e}{2} (r_2^2 - r_1^2) \omega.$$

Ce débit nous donne une vitesse moyenne, calculée au niveau de la section 1 sur la figure 7, endroit où l'on estime que le gradient de pression commence à se faire ressentir,

$$u_{\text{moy}} = \frac{Q}{S_1} = \frac{\frac{e}{2} (r_2^2 - r_1^2) \omega}{e(r_2 - r_1)} = \frac{\omega}{2} (r_2 + r_1).$$

Cette vitesse moyenne provient également de l'intégrale des vitesses sur la section de passage,

$$u_{\text{moy}} = \frac{1}{h} \int_0^h u dy = \frac{1}{h} \int_0^h \left[ \frac{Vy}{h} - \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} (hy - y^2) \right] dy = \frac{V}{2} - \frac{h^2}{12\mu} \frac{dp}{dx}.$$

En égalant les 2 expressions de cette vitesse moyenne, nous obtenons l'expression du gradient de pression au début de l'arc actif, sachant que  $V = \omega r_1$ ,  $h = r_1 H$  et  $dx = r_1 d\theta$ .

$$\frac{\omega}{2} (r_2 + r_1) = \frac{V}{2} - \frac{h^2}{12\mu} \frac{dp}{dx},$$

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{6\omega\mu}{h^2} r_2,$$

$$\frac{dp}{d\theta} = -\frac{6\omega\mu}{H_1^2} \frac{r_2}{r_1}.$$

De là, nous calculons la constante C,

$$-\frac{6\omega\mu}{H_1^2} \frac{r_2}{r_1} = \frac{6\mu\omega}{H_1^2} + \frac{C}{H_1^3} \Rightarrow C = -6\mu\omega \left(1 + \frac{r_2}{r_1}\right) H_1.$$

Nous obtenons alors l'équation recherchée,

$$\frac{\partial p}{\partial \theta} = \frac{6\mu\omega}{H^2} \left[ 1 - \left(1 + \frac{r_2}{r_1}\right) \frac{H_1}{H} \right], \text{ ce qui est inférieur à la solution à gradient de pression nul au début de l'arc actif.}$$

Nous pouvons introduire les paramètres sans dimension  $P_2 = \frac{P}{6\mu\omega}$  (cette expression est différente de celle de P, cela pour ne pas confondre les 2 paramètres qui représentent des choses différentes) et  $\rho = \frac{r_2}{r_1}$  pour obtenir l'équation sans dimension,

$$\frac{\partial P_2}{\partial \theta} = \frac{1}{H^2} \left[ 1 - (1 + \rho) \frac{H_1}{H} \right].$$

Les composantes de l'effort appliqué à la palette et donc sur l'axe se calculent comme suit,

$$\text{comp}V = \int_0^{\theta_f} \int_{\theta_i}^{\theta_f} pr \cos \theta d\theta dz$$

$$\text{comp}H = \int_0^{\theta_f} \int_{\theta_i}^{\theta_f} pr \sin \theta d\theta dz.$$

La direction d'application de cet effort est simplement,

$$\alpha = \text{arctg} \frac{\text{comp}V}{\text{comp}H}.$$

## 7 Lois de similitude

Nous avons déjà identifié 3 paramètres sans dimension qui pourraient servir de base à une loi de similitude. Pour rappel, ces 3 paramètres sont les suivantes :

1. Similitude géométrique.

2. Paramètre de pression : le paramètre caractéristique est  $P = \frac{\Delta p}{\mu\omega}$ . Il faut noter que

ce paramètre s'apparente au coefficient manométrique (premier coefficient de Rateau) des turbomachines. En effet, si nous divisons ce paramètre par le nombre de

Reynolds, nous obtenons,  $\frac{P}{Re} = \frac{\Delta p}{\mu\omega} \frac{\nu}{\omega r^2} = \frac{\rho g H_t}{\rho \nu \omega} \frac{\nu}{\omega r^2} = \frac{g H_t}{\omega^2 r^2} = \frac{g H_t}{U^2}$  ( $H_t$  est la

hauteur manométrique). Ce dernier terme est exactement le premier coefficient de Rateau.

3. Paramètre de rappel : le paramètre important est  $K = \frac{\mu\omega r_1^3}{k}$ . ce paramètre permet de relier l'actionnement de la pompe par ressort avec des caractéristiques intrinsèques ou de fonctionnement de la pompe. Ce paramètre est donc intéressant en ce qui concerne le dimensionnement du ressort.

Notons que  $P \cdot K = \frac{\Delta p r_1^3}{k}$ , ce paramètre lie directement la dépression et la géométrie à la force de rappel, sans passer par la vitesse angulaire de la palette.

## 8 Débit

L'équation de la caractéristique de la pompe avait déjà été trouvée dans un document datant du 19 novembre 2001 (modélisation hydraulique, modèle 10 :1). Cependant, celle-ci avait été calculée dans une configuration qui n'est plus la configuration actuelle, nous devons donc la réévaluer pour tenir compte des changements de géométrie.

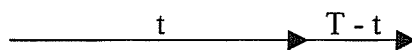
Le seul changement qui intervient se situe au niveau des bornes d'intégration,

$$Q = \int_{r_2}^{r_p} Q' dr = \int_{r_2}^{r_p} \left[ \omega r (e+h) - \frac{h^3}{6\mu l} (p_2 - p_1) \right] dr = \omega (e+h) \frac{(r_p^2 - r_2^2)}{2} - \frac{h^3}{6\mu l} \Delta p (r_p - r_2).$$

Introduisons un coefficient que nous pourrions appeler *facteur d'intermittence*. Celui-ci a pour but de prendre en compte le fait que la pompe effectue des aller-retour et donc qu'il n'y a un débit qu'un temps sur 2, toujours lorsque le piston va dans le même sens. Ce facteur d'intermittence pourra être défini par le temps mis par la pompe pour donner du débit divisé par le temps total d'un *stroke*. Nous obtenons donc,

$$f = \frac{t}{T}, \text{ si on appelle } t \text{ le temps de pompage et } T \text{ la période.}$$

Représentons ceux-ci sur une ligne de temps,



Durant la première phase (de pompage), le piston se déplace sur un angle  $\theta$  à une vitesse  $\omega_1$ . Durant la seconde phase, le piston se déplace sur la même distance, à la vitesse  $\omega_2$ . Donc,

$$\omega_1 t = \omega_2 (T - t)$$

$$\Rightarrow \frac{t}{T} = \frac{\omega_2}{\omega_1 + \omega_2}$$

Notons que si le piston se déplace à la même vitesse dans les 2 sens, le facteur d'intermittence vaut  $\frac{1}{2}$ .

Nous obtenons alors,

$$Q_{\text{eff}} = fQ = f\omega (e+h) \frac{(r_p^2 - r_2^2)}{2} - f \frac{h^3}{6\mu l} \Delta p (r_p - r_2).$$

Par la suite, nous remplacerons  $Q_{\text{eff}}$  par  $Q_1$ , par soucis de simplicité.

En appelant le premier terme de cette dernière expression  $Q_0$ , nous pouvons la mettre sous une forme sans dimension,



$$\begin{aligned} \frac{Q_1}{fQ_0} &= 1 - \frac{2h^3 \Delta p (r_p - r_2)}{6\mu l \omega (e+h)(r_p^2 - r_2^2)} = 1 - \frac{h^3 \Delta p}{3\mu l \omega (e+h)(r_p + r_2)} \\ &= 1 - \frac{H^3 P}{3\lambda(\varepsilon + H)(\rho_p + \rho)} \\ &= 1 - \beta P. \end{aligned}$$

Ce qui représente l'équation d'une droite dont la pente ( $\beta$ ) est fixée par les coefficients géométrique sans dimension de la pompe. Avec,

$$Q_0 = \frac{\omega r_1^3}{2} (\varepsilon + H) (\rho_p^2 - \rho^2).$$

Ou,

$$\frac{Q_0}{\omega r_1^3} = \frac{1}{2} (\varepsilon + H) (\rho_p^2 - \rho^2) = f(\text{similitude dimensionnelle}).$$

Notons ce paramètre D.

Ce nombre sans dimension correspond exactement au coefficient de débit (un des nombres de Rateau) que l'on rencontre dans l'étude des turbomachines.

Nous avons également trouvé une relation permettant de ne relier ce coefficient qu'à des paramètres géométrique sans dimension caractéristique de notre pompe.

Nous pouvons encore transformer l'équation de débit sous la forme,

$$D_1 = fD(1 - \beta P) \text{ en appelant } D_1 \text{ le paramètre } \frac{Q_1}{\omega r_1^3}.$$

Cette équation ne dépend que du jeu réduit et de la pression normalisée, comme le montre la figure suivante.

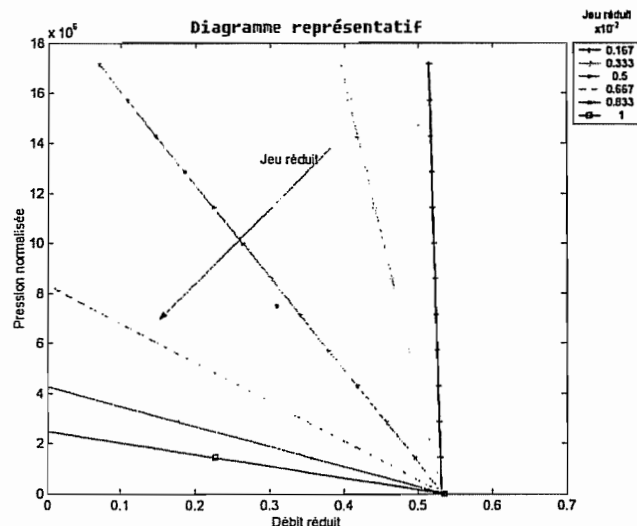


Figure 12 : diagramme  $D_1 = f(P, H)$

## 9 Volume perdu dans les clapets à bille

A la fin de chaque phase (aspiration - refoulement et transfert), les clapets ne se referment pas instantanément. Il faut un certain temps pour que les billes retournent sur leur siège afin d'obturer le passage du fluide. Durant ce laps de temps, une certaine quantité de fluide se sera échappé par l'ouverture laissée libre.

Pour évaluer ce volume, partons de l'équation de mouvement de la bille. La bille est soumise à la fore de traînée aérodynamique. Celle-ci s'exprime par  $6\pi r\mu v$  ou  $r$  est le rayon de la bille,  $\mu$  la viscosité dynamique du fluide et  $v$  la vitesse de la bille par rapport au fluide.

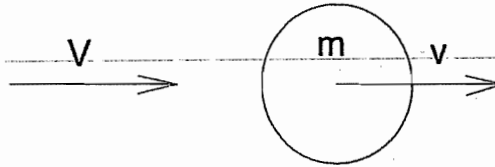


Figure 13 : mouvements respectifs de la bille et du fluide

L'équation de mouvement s'écrit,

$$m \frac{dv}{dt} = 6\pi r \mu (V - v).$$

Réolvons l'équation,

$$m \frac{dv}{dt} + 6\pi r \mu v = 6\pi r \mu V.$$

La solution particulière de l'équation est  $v=V$ .

La solution de l'équation homogène s'écrit  $v = Ae^{-\frac{6\pi r \mu}{m}t} = Ae^{-\alpha t}$ ;  $\alpha = \frac{6\pi r \mu}{m}$ .

D'où la solution,

$$v = V + Ae^{-\alpha t}.$$

La condition limite est  $v(0)=0$ , d'où  $A=-V$ .

En intégrant, nous retrouvons l'équation de mouvement de la bille, en supposant  $x(0)=0$ ,

$$\left. \begin{aligned} x &= V \left( t + \frac{e^{-\alpha t}}{\alpha} \right) + B \\ x(0) &= \frac{V}{\alpha} + B \end{aligned} \right\} x = V \left[ t - \frac{1}{\alpha} (1 - e^{-\alpha t}) \right].$$

Calculons le temps mis par la bille pour parcourir une distance  $l$ ,

$$l = V \left[ t - \frac{1}{\alpha} (1 - e^{-\alpha t}) \right]$$

$$t - \frac{1}{\alpha} (1 - e^{-\alpha t}) = \frac{l}{V}.$$

Posons  $\alpha = \frac{1}{T}$  et développons le contenu de la parenthèse en série,

$$1 - e^{-\frac{t}{T}} = 1 - \left( 1 - \frac{t}{T} + \frac{1}{2} \frac{t^2}{T^2} - \frac{1}{6} \frac{t^3}{T^3} \right) = \frac{t}{T} - \frac{1}{2} \frac{t^2}{T^2} + \frac{1}{6} \frac{t^3}{T^3}.$$

Nous obtenons ainsi le temps recherché,

- si la solution correspond à  $\frac{t}{T}$  petit,  $\frac{t}{T} \approx \sqrt{\frac{2l}{VT}}$ ,
- si la solution correspond à  $\frac{t}{T}$  grand,  $\frac{t}{T} \approx \frac{l}{VT} + 1$  (ce qui constitue une borne supérieure).

Cherchons l'expression de  $T$ ,

$$T = \frac{m}{6\pi r \mu} = \frac{\rho_{bille} \frac{4}{3} \pi d^3}{6\pi \mu \frac{d}{2}} = \frac{4}{9} \frac{\rho_{bille} d^2}{\mu} = \frac{4}{9} \frac{\rho_{bille} d^2}{\rho_{eau} \nu}$$

Pour une section de passage  $S$  supposée maintenue constante jusqu'à fermeture complète, le volume de fluide perdu vaut, au maximum,

$$Vol = VSt = VS \left( \frac{l}{V} + T \right) = S \left( l + \frac{4}{9} \frac{\rho_{bille} d^2}{\rho_{eau} \nu} V \right)$$

Mettons cette expression sous une forme sans dimensions,

$$\begin{aligned} \frac{Vol}{Sl} &= 1 + \frac{4}{9} \frac{\rho_{bille} d^2}{\rho_{eau} \nu} \frac{V}{l} \\ &= 1 + \frac{4}{9} \frac{\rho_{bille} d}{\rho_{eau} l} Re \\ &= 1 + \frac{1}{\alpha} \frac{V}{l} \end{aligned}$$

## 10 Rendement

Dans notre analyse, nous pouvons le définir comme le rapport entre la puissance hydraulique recueillie et la puissance électrique fournie

$$\eta = \frac{P_{ut}}{P_e} = \frac{\Delta p \cdot Q}{VA \cos \phi}$$

En tenant compte des différentes sources de pertes, nous pouvons encore définir :

- le rendement de l'actionneur comme le rapport entre la puissance mécanique recueillie à l'arbre et la puissance électrique fournie,

$$\eta_{act} = \frac{P_m}{P_e}$$

- le rendement de la pompe comme le rapport entre la puissance hydraulique et la puissance à l'arbre,

$$\eta_{pmp} = \frac{P_{ut}}{P_m}$$

La puissance à l'arbre peut encore être décomposée en plusieurs parties :

- la puissance utile,  $P_{ut}$ ,
- les pertes par frottement sec,  $P_f$ ,
- les pertes par frottement visqueux,  $P_\mu$ .

## 11 Procédure de calcul de la force nécessaire

1. The first part of the document discusses the importance of maintaining accurate records of all transactions.

2. It also emphasizes the need for regular audits to ensure the integrity of the financial data.

3. The following section details the various methods used to collect and analyze financial information.

4. This includes a thorough review of all accounts and a comparison of actual results against budgeted figures.

5. The results of these analyses are then used to identify areas of strength and weakness.

6. Finally, the document concludes with a series of recommendations for improving financial management practices.

7. These recommendations are based on the findings of the audit and are designed to help the organization achieve its financial goals.

8. The overall objective of this report is to provide a clear and concise overview of the organization's financial performance.

9. It is hoped that this information will be helpful in making informed decisions about the future of the organization.

10. The following table provides a summary of the key findings and recommendations.

11. The table is organized into two columns: Findings and Recommendations.

12. Each row represents a specific area of concern and the corresponding action plan.

13. The findings are listed in the left column, and the recommendations are listed in the right column.

14. The table is intended to provide a clear and concise overview of the key findings and recommendations.

15. The following table provides a summary of the key findings and recommendations.

16. The table is organized into two columns: Findings and Recommendations.

17. Each row represents a specific area of concern and the corresponding action plan.

18. The findings are listed in the left column, and the recommendations are listed in the right column.

# **1.6. Modélisation dynamique et hydraulique du prototype V03**





**4M**

**Pompe implantable**

**Modélisation dynamique et  
hydraulique**

**Version 03**

**Pompe à col circulaire**

<b>2</b>	<b>PRÉAMBULE</b>	<b>3</b>
<b>2.1</b>	<b>HYPOTHÈSES FAITES LORS DE LA MODÉLISATION DE LA POMPE</b>	<b>3</b>
2.1.1	HYPOTHÈSE GÉNÉRALES	3
2.1.2	COUPLE DE PRESSION	3
2.1.3	COUPLE DE FROTTEMENT VISQUEUX	3
2.1.4	DÉBIT	3
<b>3</b>	<b>COUPLE DE PRESSION</b>	<b>3</b>
<b>4</b>	<b>COUPLE DE FROTTEMENT VISQUEUX</b>	<b>5</b>
<b>4.1</b>	<b>1<sup>ÈRE</sup> ZONE</b>	<b>5</b>
4.1.1	1 <sup>ÈRE</sup> PARTIE	6
4.1.2	2 <sup>ÈME</sup> PARTIE	6
4.1.3	TOTAL	6
<b>4.2</b>	<b>2<sup>ÈME</sup> ZONE</b>	<b>6</b>
4.2.1	1 <sup>ÈRE</sup> PARTIE	6
4.2.2	2 <sup>ÈME</sup> PARTIE	7
4.2.3	TOTAL	7
<b>4.3</b>	<b>COUPLE TOTAL</b>	<b>7</b>
<b>4.4</b>	<b>JEU OPTIMAL</b>	<b>8</b>
<b>5</b>	<b>COUPLE DE RAPPEL DU COL</b>	<b>9</b>
<b>6</b>	<b>RAPPORT DES COUPLES DE VISCOSITÉ, PRESSION ET DU COL</b>	<b>10</b>
<b>7</b>	<b>LOIS DE SIMILITUDE</b>	<b>10</b>
<b>8</b>	<b>RENDEMENT</b>	<b>11</b>
<b>9</b>	<b>DÉBIT</b>	<b>11</b>



# 1 Préambule

Nous définirons un certain nombre de grandeurs et de coefficients sans dimension caractérisant la géométrie de la pompe. Tous ces paramètres seront définis, l'illustration de ceux-ci sera donnée par la suite.

$r_1$  rayon minimal de la palette, il s'agit de la grandeur de base, toutes les autres grandeurs seront divisées par celle-ci afin d'obtenir les paramètres sans dimensions,

$\rho_p = \frac{r_p}{r_1}$   $r_p$  correspond au rayon du piston,

$\lambda = \frac{l}{r_1}$   $l$  correspond à la longueur du piston,

$H = \frac{h}{r_1}$   $h$  correspond au jeu dans la pompe,

$\alpha$   $\alpha$  correspond à l'extension angulaire de la palette,

$\theta$   $\theta$  correspond à la course angulaire de la palette,

$\varepsilon = \frac{e}{r_1}$   $e$  correspond à l'épaisseur de la palette et du piston.

Une similitude parfaite entre 2 pompes est caractérisée par l'égalité entre leurs coefficients géométriques sans dimension.

## 1.1 Hypothèses faites lors de la modélisation de la pompe

### 1.1.1 Hypothèse générales

Les hypothèses suivantes sont valables pour tous les calculs :

- on néglige l'action du frottement sec,
- fluide en régime laminaire,
- jeu constant quel que soit l'endroit où l'on se trouve. Or il est probablement différent selon que l'on se trouve au niveau des flasques ou sur la partie annulaire.

### 1.1.2 Couple de pression

Pressions constantes de chaque côté du piston durant toute la procédure de pompage.

### 1.1.3 Couple de frottement visqueux

Influence de la pression négligée pour une partie des surfaces (2<sup>ème</sup> zone et un morceau de la 3<sup>ème</sup> zone).

### 1.1.4 Débit

On prend en compte le débit du au déplacement du piston auquel on déduit la perte due au jeu interne à la pompe et à la différence de pression.

On néglige toutes les pertes de charge internes à la pompe.

## 2 Couple de pression

Ce couple est simplement dû à la différence de pression qu'il existe, par le fonctionnement de la pompe même, entre les 2 chambres. Il est évident que ce couple sera d'autant plus élevé

que la différence de pression est grande. Il s'agit donc de faire un compromis entre la nécessité d'avoir une dépression dans le réservoir pour éviter toute fuite de liquide et celle évoquée ici, qui est d'avoir un couple le plus faible possible, pour une question de longévité de la pile, et donc de la pompe.

La géométrie de la partie mobile soumise à la différence de pression est celle-ci :

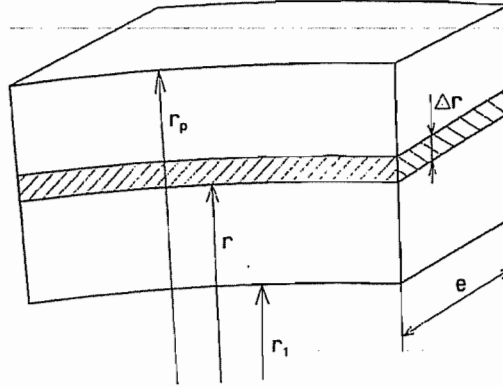


Figure 1 : partie active de la palette

Le couple de pression se calcule comme suit :

$$C_p = \int_{r_1}^{r_p} dC_p$$

$$dC_p = dF_p \cdot r$$

$$dF_p = (p_2 - p_1) e dr$$

$$\Rightarrow C_p = \int_{r_1}^{r_p} (p_2 - p_1) e r dr = \frac{e}{2} (p_2 - p_1) (r_p^2 - r_1^2).$$

Cette équation s'écrit encore, en introduisant les paramètres adimensionnels définis précédemment,

$$C_p = \frac{r_1^3}{2} \Delta p \varepsilon (\rho_p^2 - 1).$$

L'introduction d'un nouveau nombre sans dimension caractéristique de la pression  $P = \frac{\Delta p}{\mu \omega}$ , permet de mettre l'équation sous la forme,

$$C_p = \frac{\mu \omega r_1^3}{2} P \varepsilon (\rho_p^2 - 1) = \mu \omega r_1^3 \Phi_p.$$

Nous pouvons alors tracer la courbe de  $\Phi_p$  en fonction du paramètre P, qui est simplement une droite.

Pour un coefficient P donné et donc une différence de pression entrée-sortie fixée, un fluide donné et une vitesse donnée, il est facile de retrouver, à partir de cette courbe, le couple de pression qui entrera en action.

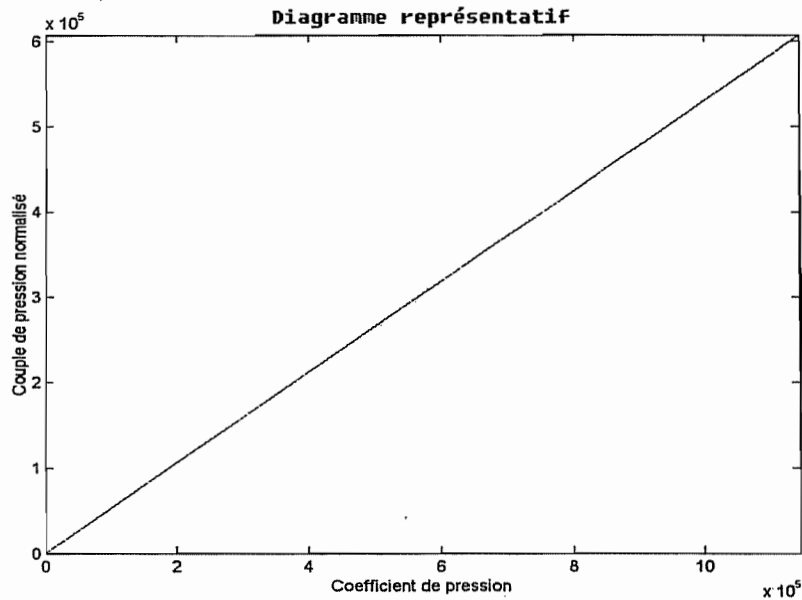


Figure 2 : couple de pression normalisé

### 3 Couple de frottement visqueux

Le couple est dû au frottement fluide entre la palette et les flasques du corps de la pompe. Pour calculer ce couple, nous pouvons considérer qu'il y a 2 zones, illustrées sur la figure 2.

- La première (1) de celles-ci correspond au téton qui est la partie active de la palette,
- la seconde zone (2) correspond au reste de la palette.

Dans la dernière zone, on peut considérer qu'il n'y a pas d'apport de fluide extérieur. Les pertes de charges devraient, en effet, y être plus élevées que le long du chemin prévu pour la circulation du fluide. Donc, le fluide subit les oscillations de la palette dans un mouvement de rotation sans être renouvelé.

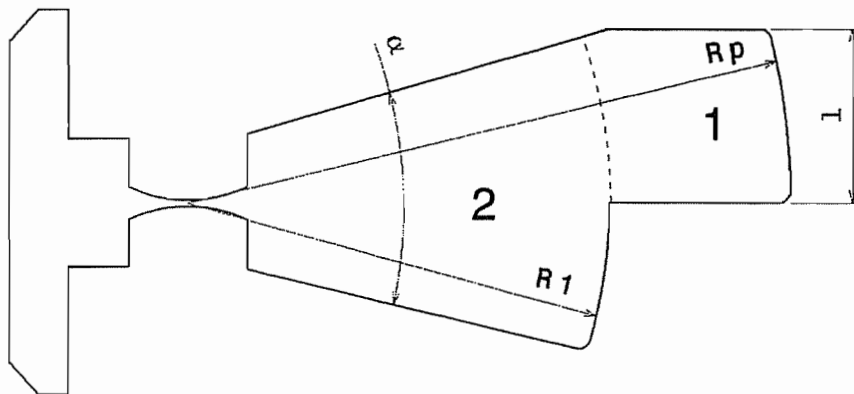


Figure 3 : géométrie de la palette

Il faut donc calculer les couples pour les 2 zones et ensuite les ajouter.

#### 3.1 1<sup>ère</sup> zone

Cette première zone se découpe encore en 2 parties :

- la première correspond aux 2 faces en contact avec les flasques,
- la seconde correspond à la partie annulaire de rayon  $r = r_p$ .

Etant donné la faible étendue angulaire du téton, nous pouvons assimiler l'arc de cercle avec la corde et considérer que la longueur du téton est égal à  $l$  (ne pas confondre avec  $l = \text{un!}$ ).

### 3.1.1 1<sup>ère</sup> partie

La force s'exerçant sur une tranche d'épaisseur  $\Delta r$ , située à un rayon  $r$  du centre de la palette (voir figure 1) a pour expression,

$$dF = \tau_{xy}|_{y=h} l dr.$$

Le couple élémentaire associé à cette force élémentaire s'exprime par,

$$dC = \tau_{xy}|_{y=h} l r dr.$$

L'expression de la force de viscosité est déjà connue,

$$\tau_{xy}|_{y=h} = \mu \frac{V}{h} + \frac{h}{2l} (p_2 - p_1), \quad h \text{ correspond à l'épaisseur du film de fluide.}$$

En remplaçant la vitesse  $V$  par sa valeur  $\omega r$ , nous pouvons facilement calculer la contribution des faces,

$$\begin{aligned} C_{11} &= 2 \int_{r_1}^{r_p} dC = 2 \int_{r_1}^{r_p} \left[ \mu \frac{\omega r}{h} + \frac{h}{2l} (p_2 - p_1) \right] l r dr = 2 \int_{r_1}^{r_p} \left[ \mu \frac{l \omega r^2}{h} + \frac{h}{2} (p_2 - p_1) r \right] dr \\ &= 2 \mu \frac{l \omega}{h} \frac{r^3}{3} + h (p_2 - p_1) \frac{r^2}{2} \Big|_{r_1}^{r_p} = \frac{2}{3} \mu \frac{l \omega}{h} (r_p^3 - r_1^3) + \frac{h}{2} (p_2 - p_1) (r_p^2 - r_1^2). \end{aligned}$$

En introduisant les nombres sans dimension définis auparavant, nous obtenons,

$$C_{11} = \mu \omega r_1^3 \left[ \frac{2}{3} \frac{\lambda}{H} (\rho_p^3 - 1) + \frac{1}{2} PH (\rho_p^2 - 1) \right] = \mu \omega r_1^3 \Phi_{11}.$$

### 3.1.2 2<sup>ème</sup> partie

La contribution de la seconde partie de cette zone est simple,

$$C_{12} = F \cdot r_p = \tau_{xy}|_{y=h} l e r_p = \left[ \mu \frac{\omega r_p}{h} + \frac{h}{2l} (p_2 - p_1) \right] l e r_p = \mu \frac{\omega r_p^2}{h} l e + \frac{h}{2} (p_2 - p_1) e r_p.$$

Avec les nombres sans dimension,

$$C_{12} = \mu \omega r_1^3 \left( \frac{\rho_p^2}{H} \lambda \varepsilon + \frac{H}{2} P \varepsilon \rho_p \right) = \mu \omega r_1^3 \Phi_{12}.$$

### 3.1.3 Total

La somme des contributions des 2 parties nous donne le couple appliqué sur la zone 1,

$$C_1 = \mu \frac{l \omega}{h} \left[ \frac{2}{3} (r_p^3 - r_1^3) + r_p^2 e \right] + \frac{h}{2} (p_2 - p_1) (r_p^2 - r_1^2 + e r_p).$$

## 3.2 2<sup>ème</sup> zone

De nouveau, on distingue 2 parties dans cette seconde zone :

- les faces en contact avec les flasques,
- une partie annulaire d'extension  $\alpha/2$  au rayon  $r = r_1$ .

### 3.2.1 1<sup>ère</sup> partie

La force s'exerçant sur un anneau de rayon  $r$ , de largeur  $\Delta r$  s'exprime par,

$$dF = \tau_{xy}|_{y=h} \alpha r dr.$$

Le couple par,

$$dC = \tau_{xy}|_{y=h} \alpha r^2 dr .$$

Si nous considérons que l'effet de pression ne se transmet pas dans cette zone de la palette, le second terme de l'expression de la contrainte de viscosité est égal à 0 et donc, il nous reste,

$$\tau_{xy}|_{y=h} = \mu \frac{V}{h} .$$

La première partie sera donc soumise à un couple de valeur,

$$\begin{aligned} C_{21} &= 2 \int_0^{r_1} dC = 2 \int_0^{r_1} \left( \mu \frac{\omega r}{h} \right) \alpha r^2 dr = 2\alpha\mu \frac{\omega}{h} \frac{r^4}{4} \Big|_0^{r_1} \\ &= \frac{\alpha}{2} \mu \frac{\omega}{h} r_1^4 \end{aligned}$$

Avec les nombres sans dimension,

$$C_{21} = \mu\omega r_1^3 \frac{\alpha}{2H} = \omega r_1^3 \Phi_{21}$$

### 3.2.2 2<sup>ème</sup> partie

Il ne reste plus qu'à calculer la partie annulaire.

$$C_{22} = F \cdot r_1 = \tau_{xy}|_{y=h} \frac{\alpha}{2} e r_1^2 = \left( \mu \frac{\omega r_1}{h} \right) \frac{\alpha}{2} e r_1^2 = \frac{\alpha}{2} \mu \frac{\omega r_1^3}{h} e .$$

En introduisant les nombres sans dimension,

$$C_{22} = \mu\omega r_1^3 \frac{\alpha}{2} \frac{\varepsilon}{H}$$

### 3.2.3 Total

La somme des contributions des 2 parties nous donne le couple appliqué sur la zone 2,

$$C_2 = \frac{\alpha}{2} \mu \frac{\omega r_1^3}{h} (r_1 + e) .$$

## 3.3 Couple total

En additionnant tous les différents couples, nous obtenons le couple total dû à la viscosité du fluide,

$$\begin{aligned} C_\mu &= C_{11} + C_{12} + C_{21} + C_{22} = \mu\omega r_1^3 (\Phi_{11} + \Phi_{12} + \Phi_{21} + \Phi_{22}) \\ &= \mu\omega r_1^3 \Phi_\mu . \end{aligned}$$

Où,

$$\Phi_{11} = \frac{2}{3} \frac{\lambda}{H} (\rho_p^3 - 1) + \frac{1}{2} PH (\rho_p^2 - 1)$$

$$\Phi_{12} = \frac{\rho_p^2}{H} \lambda \varepsilon + \frac{H}{2} P \varepsilon \rho_p$$

$$\Phi_{21} = \frac{\alpha}{2H}$$

$$\Phi_{22} = \frac{\alpha}{2} \frac{\varepsilon}{H}$$

Nous pouvons alors tracer les courbes du couple normalisé en fonction du jeu réduit, pour différentes valeurs du coefficient de pression P. Notons que cette courbe ne dépend pas directement de la vitesse de rotation de la palette.

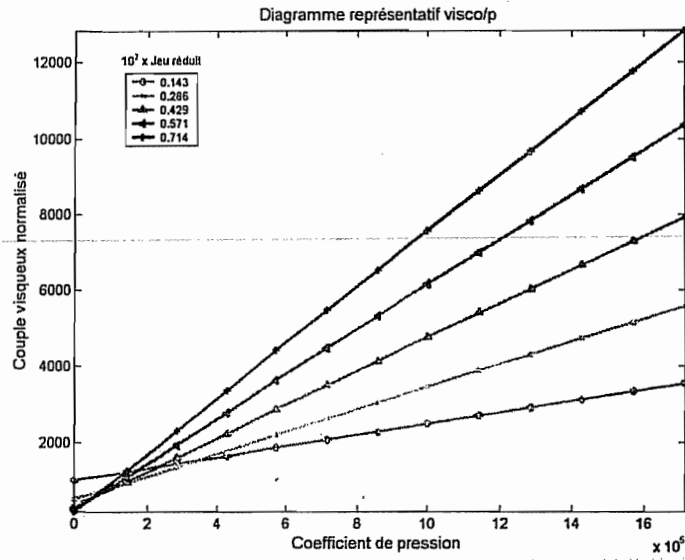


Figure 4 : courbes  $\phi_{\mu} = f(P, H)$

### 3.4 Jeu optimal

Nous constatons que certains termes sont des fonctions croissantes de H tandis que d'autres sont des fonctions inverses de H.

Le couple total peut donc se mettre sous la forme  $C_{\mu} = AH + \frac{B}{H} + C$ . L'allure des courbes du couple de viscosité en fonction du jeu présente l'allure suivante.

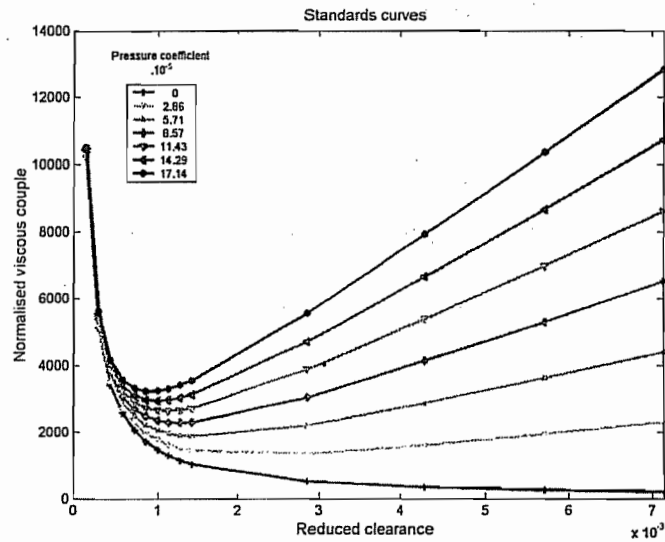


Figure 5 : diagramme de  $\phi_{\mu} = f(H, P)$

Nous constatons que ces courbes présentent un minimum. Il est ainsi possible de déterminer le jeu optimal H qui minimise le couple résistant. Ce jeu optimal dépend cependant de la vitesse angulaire de la palette, comme en témoignent les figures suivantes.

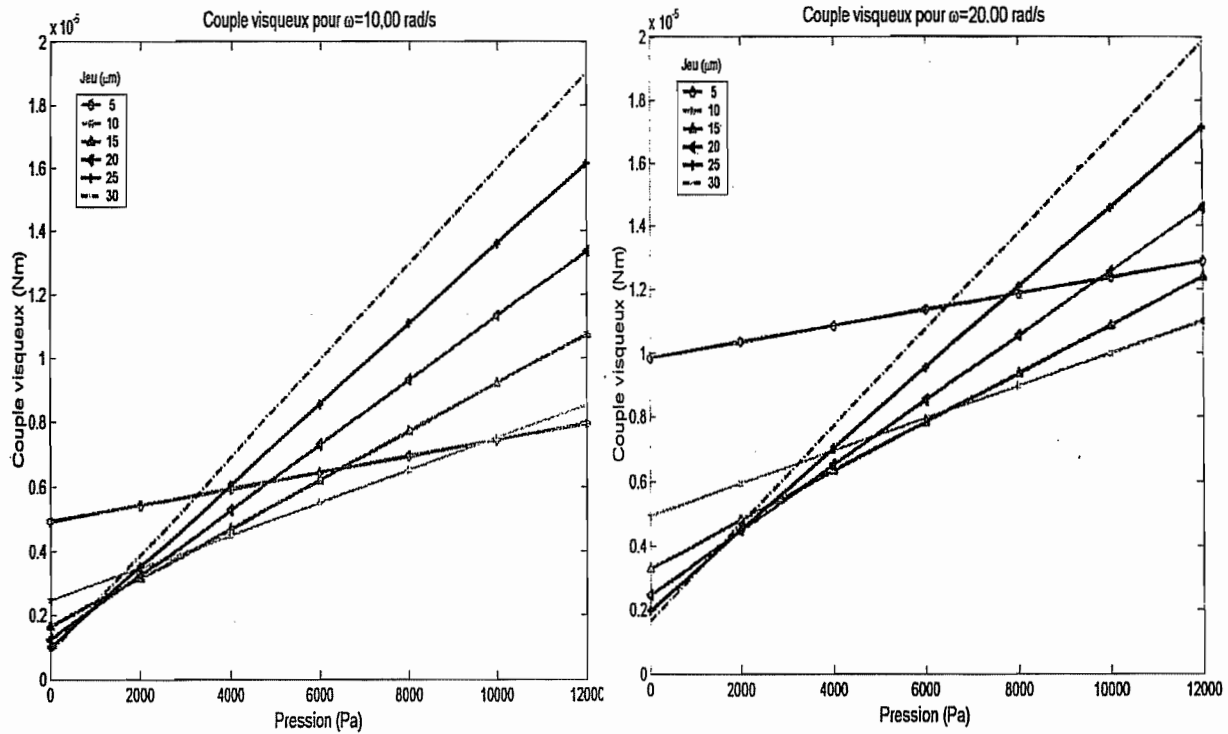


Figure 6 : couple visqueux suivant la vitesse

Dérivons l'expression du couple, nous obtenons  $\frac{dC_{\mu}}{dH} = A - \frac{B}{H^2}$ . Le jeu optimal est donc

$$H_{opt} = \sqrt{\frac{B}{A}}$$

En remplaçant A et B par leurs valeurs numériques, nous obtenons,

$$H_{opt} = \sqrt{\frac{\frac{2}{3} \lambda (\rho_p^3 - 1) + \rho_p^2 \lambda \varepsilon + \frac{\alpha}{2} (1 + \varepsilon)}{\frac{1}{2} P (\rho_p^2 - 1 + \varepsilon \rho_p)}}$$

Nous voyons directement que le jeu optimal est inversement proportionnel à la racine carrée de la différence de pression entre l'entrée et la sortie.

En effet,

$$h_{opt} \div \frac{r_1 \sqrt{\mu \omega}}{\sqrt{\Delta p}}$$

#### 4 Couple de rappel du col

Ce couple est maximum à la fin du refoulement. Il croît linéairement avec le déplacement angulaire de la palette. L'expression du couple de rappel est le suivant :  $C_r = k \cdot \theta$ , où k est la rigidité en rotation du col, paramètre qu'il faut déterminer, et  $\theta$  est le déplacement angulaire de la palette.

Les caractéristiques du col peuvent être calculée grâce à l'annexe 1.2 ou 5.1 et 5.2.

Il faut aussi tenir compte d'une éventuelle précontrainte du col, qui augmenterait alors le couple de rappel de celui-ci. Il faut donc une précontrainte la plus faible possible, par soucis d'économie de la pile.

Le couple de rappel du col s'exprime donc par,

$$C_r = k\theta = k\Phi_r, \text{ qui est déjà une expression sous forme adimensionnelle et } \Phi_r = \theta.$$

## 5 Rapport des couples de viscosité, pression et du col

Nous avons vu que ces différents couples se mettaient sous la forme,

$$C_p = \mu\omega r_1^3 \Phi_p,$$

$$C_\mu = \mu\omega r_1^3 \Phi_\mu,$$

$$C_r = k\Phi_r.$$

Nous savons que le col doit vaincre les couples de viscosité et de pression. Le rapport entre les couples résistants et le couple moteur est donné par,

$$\frac{C_p + C_\mu}{C_r} = \frac{\mu\omega r_1^3 (\Phi_p + \Phi_\mu)}{k\Phi_r} = K \frac{\Phi_p + \Phi_\mu}{\Phi_r}.$$

Le paramètre adimensionnel  $K = \frac{\mu\omega r_1^3}{k}$  caractérise donc le rapport entre le couple résistant et

le couple moteur. Pour que la pompe fonctionne, il faut donc que  $K < \frac{\Phi_r}{\Phi_p + \Phi_\mu}$ .

## 6 Lois de similitude

Nous avons déjà identifié 3 paramètres sans dimension qui pourraient servir de base à une loi de similitude. Pour rappel, ces 3 paramètres sont les suivantes :

1. Similitude géométrique.
2. Paramètre de pression : le paramètre caractéristique est  $P = \frac{\Delta p}{\mu\omega}$ . Il faut noter que ce paramètre s'apparente au coefficient manométrique (premier coefficient de Rateau) des turbomachines. En effet, si nous divisons ce paramètre par le nombre de Reynolds, nous obtenons,  $\frac{P}{Re} = \frac{\Delta p}{\mu\omega} \frac{\nu}{\omega r^2} = \frac{\rho g H_t}{\rho\nu\omega} \frac{\nu}{\omega r^2} = \frac{g H_t}{\omega^2 r^2} = \frac{g H_t}{U^2}$  ( $H_t$  est la hauteur manométrique). Ce dernier terme est exactement le premier coefficient de Rateau.
3. Paramètre de rappel : le paramètre important est  $K = \frac{\mu\omega r_1^3}{k}$ . ce paramètre permet de relier l'actionnement de la pompe par col avec des caractéristiques intrinsèques ou de fonctionnement de la pompe. Ce paramètre est donc intéressant en ce qui concerne le dimensionnement du col.

Notons que  $P \cdot K = \frac{\Delta p r_1^3}{k}$ , ce paramètre lie directement la dépression et la géométrie à la force de rappel, sans passer par la vitesse angulaire de la palette.



## 7 Rendement

Dans notre analyse, nous pouvons le définir comme le rapport entre la puissance hydraulique recueillie et la puissance électrique fournie

$$\eta = \frac{P_{ut}}{P_e} = \frac{\Delta p \cdot Q}{VA \cos \phi}$$

En tenant compte des différentes sources de pertes, nous pouvons encore définir :

- le rendement de l'actionneur comme le rapport entre la puissance magnétique et la puissance électrique fournie,

$$\eta_{act} = \frac{P_m}{P_e}$$

- le rendement de la pompe comme le rapport entre la puissance hydraulique et la puissance magnétique ,

$$\eta_{pmp} = \frac{P_{ut}}{P_m}$$

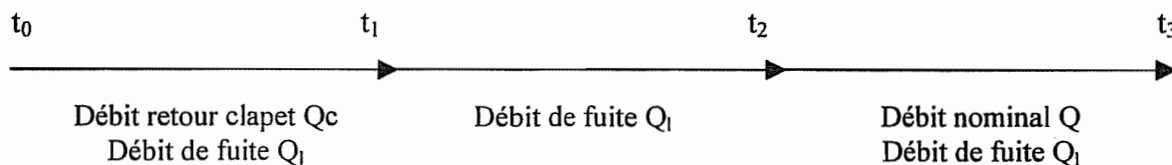
La puissance magnétique peut encore être décomposée en plusieurs parties :

- la puissance utile,  $P_{ut}$ ,
- les pertes par frottement sec,  $P_f$ ,
- les pertes par frottement visqueux,  $P_\mu$ ,
- les pertes magnétiques  $P_{mloss}$

## 8 Débit

Comme il a été expliqué dans la partie consacrée aux hypothèses, nous considérons que le débit est déterminé par la phase de pompage (transfert du fluide du réservoir vers la chambre d'aspiration). Nous négligeons les pertes de charges internes à la pompe..

Pour calculer le débit de la pompe, nous devons comprendre tous les phénomènes qui interviennent pendant une course de la palette. Chaque phase peut être représentée sur une ligne du temps, avec les événements qui déterminent la séparation entre les phases. Ces événements sont le départ de la course,  $t_0$ , la fermeture du clapet de transfert,  $t_1$ , l'ouverture de la valve d'admission,  $t_2$ , et la fin de la course,  $t_3$ . Pendant ces phases consécutives, différentes sources interviennent pour former le débit. Ce sont le débit de retour du clapet de transfert, le débit de fuite dans les jeux et le débit nominal.



La figure suivante montre la direction des différents débits, quand la palette se meut avec la vitesse angulaire  $\omega$  (le débit de fuite est divisé en 2 autres : le débit de couette,  $Q_{lc}$ , et le débit de Poiseuille,  $Q_{lp}$ , comme expliqué plus tard). Cette figure illustre la configuration initiale, le volume de la chambre d'admission étant à peu près zéro.

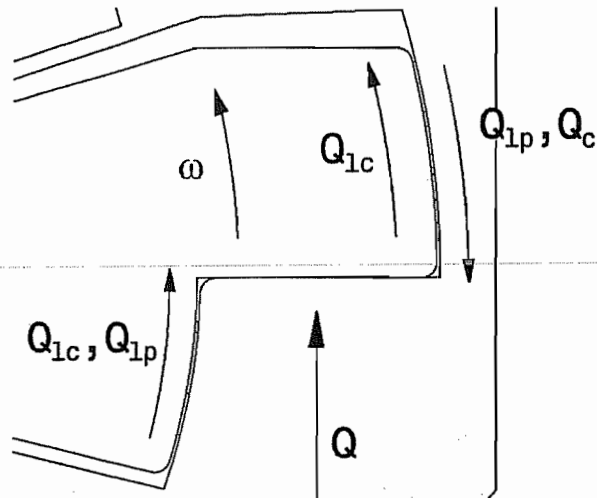
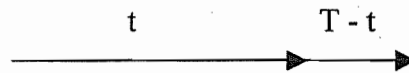


Figure 7 : Débits composant le débit global

Introduisons un coefficient que nous appellerons le facteur d'intermittence. Le but de celui-ci est de tenir compte du fait que le mouvement de retour de la palette ne se fait que sur un temps  $t$  de la période totale  $T$ . Il est donc logique d'introduire le facteur  $f = t/T$ , où  $t$  est le temps de pompage ( $t_3$ ) et  $T$  la période. Ceci est représenté sur une ligne de temps comme suit,



Durant le premier temps (pompage), la palette pivote d'un angle  $\theta$  à la vitesse  $\omega$ . Durant le second temps, la palette bouge de la même amplitude, à la vitesse  $\omega_2$ . Ainsi,

$$\omega t = \omega_2 (T - t) \Rightarrow \frac{t}{T} = \frac{\omega_2}{\omega + \omega_2}$$

Si la palette se meut à la même vitesse dans les 2 directions, le facteur d'intermittence sera égal à  $1/2$ .

Le débit net de la pompe sera obtenu en soustrayant du débit direct la perte due au jeu interne de la pompe et celle due au fait que les clapets ne se ferment pas instantanément. Le débit de fuite peut être divisé en 2 différents phénomènes. Le premier est dû au mouvement de la palette et est un écoulement de Couette, dirigé dans la même direction que la palette. La vitesse du fluide est, si  $y$  mesure la distance, dans le jeu, à la paroi fixe,  $u_c = \frac{V_y}{h}$ .

Le second phénomène provient de la différence de pression entre les 2 chambres et est un écoulement de Poiseuille. Cet écoulement est orienté de la plus grande pression vers la plus petite. Son expression est  $u_p = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} (hy - y^2)$ .

Ceci est la base de l'évaluation du débit. Il est clair que le débit dans les jeux change suivant la phase.

Dans la première phase, il n'y a pas de saut de pression et le débit est donné par

$$Q_{1c} = \int_0^h \left( 2 \int_{r_1}^{r_2} u_c dr + e u_c|_{r=r_2} - e u_c|_{r=r_1} \right) dy = \frac{\omega h}{2} (r_2^2 - r_1^2 + e(r_2 - r_1))$$

Le temps  $t_1$ , mis par la bille pour atteindre le siège du clapet peut être évalué comme suit. La distance maximale,  $l_b$ , que peut parcourir la bille correspond au jeu qu'elle possède, par la géométrie des pièces en présence. Ainsi,  $t_1 = l_b / \omega r_{pb}$ ,  $r_{pb}$  est la distance entre la bille et le centre de rotation de la palette.

Dans la seconde phase, nous devons ajouter le débit dû à l'augmentation de pression, qui varie avec le temps. Le volume initial s'exprime par  $V_0 = e(r_p^2 - r_1^2) \frac{l_b}{r_{pb}}$ , la différence de pression,

$\Delta p = (p_1 - p_2)$  varie en fonction de l'augmentation de volume, suivant la relation  $\frac{dV}{V_0} = -\chi dp$  ( $\chi = 5 \cdot 10^{-10} Pa^{-1}$  si le fluide est de l'eau). La variation de volume,  $dV$ , est évaluée comme suit,  $dV = e(r_p^2 - r_1^2) \omega dt$ . Il est clair que la diminution de pression est proportionnelle au temps.

Nous avons alors une expression de  $dp$ , en fonction du temps, qui peut être remplacée dans l'expression de l'écoulement de Poiseuille.

$$u_p = -\frac{1}{2\mu l_p} \frac{r_{pb} \omega dt}{l_b \chi} (hy - y^2)$$

Le débit au temps  $t$  est égal à,

$$Q_p = -2 \int_{t_1}^t \int_0^h \left( \int_{r_1}^{r_p} u_p dr + 2eu_p \right) dy dt = -\frac{h^3}{6\mu l_p} (r_p - r_1 + 2e) \frac{r_{pb} \omega}{\chi l_b} (t - t_1)$$

Finalement, le débit sera représenté par une moyenne entre les temps  $t_1$  et  $t_2$ ,

$$Q_{p_{m-2}} = -\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} \frac{h^3}{6\mu l_p} (r_p - r_1 + 2e) \frac{r_{pb} \omega}{\chi l_b} (t - t_1) dt = -\frac{h^3}{12\mu l_p} (r_p - r_1 + 2e) \frac{r_{pb} \omega}{\chi l_b} (t_2 - t_1) = \frac{h^3}{12\mu l_p} (r_p - r_1 + 2e) \Delta p$$

Dans la troisième et dernière phase, la différence de pression est stabilisée et le débit dû à l'écoulement de Poiseuille est donné par

$$Q_p = \frac{h^3}{6\mu l_p} (r_p - r_1 + 2e) \Delta p$$

Le débit dû au clapet a déjà été évalué (voir Modèle V01). Pour rappel,

$$Q_c = \frac{V_f}{t_1} = \frac{S_c l_b}{t_1} \left( 1 + \frac{1}{\alpha_c} \frac{V_f}{l_b} \right)$$

Cependant, la bille est considérée, ici, être immobile. Ainsi, cette dernière relation n'est plus utilisable. Le débit dû au clapet, ajouté au débit dû aux jeux doit compenser la variation de volume de la chambre d'aspiration, durant le temps  $t_1$ .

Le débit nominal est évalué par,

$$Q = \int_{r_1}^{r_p} e \omega r dr = \frac{\omega e}{2} (r_p^2 - r_1^2)$$

Finalement, le débit global est une combinaison de ces différentes contributions. L'instant initial,  $t_0$ , est considéré être 0, ainsi,

$$Q_g = f \frac{1}{T} \left[ Q(t - t_2 - t_1) + Q_c(t - t_1) + Q_{p_{m-2}}(t_2 - t_1) + Q_p(t - t_2) \right]$$

$$= \frac{1}{T} \left[ Q(t - t_2 - t_1) + Q_c(t - t_1) + Q_p \left( t - \frac{t_1 + t_2}{2} \right) \right]$$

Le temps  $t_1$  a déjà été défini. La fin de la course a lieu au temps  $t = \theta/\omega$ . Le temps  $t_2$  peut être trouvé par la relation de compressibilité,  $\omega r_{pb}(t_2 - t_1) = -l_b \chi \Delta p$ , ou  $\Delta p = -10^4 Pa$  et donc,

$$t_1 + t_2 = t_1 \left( 2 - \chi \Delta p \left( \frac{r_{pb}}{l_b} \right)^2 \right)$$

En divisant  $Q_g$  by  $\omega r_1^3$  et en remplaçant tout les temps par leurs valeurs, nous trouvons la relation sans dimension suivante, en introduisant les nouveaux nombres sans dimension  $K = \chi\mu\omega$ ,  $\lambda_b$  et  $\rho_{pb}$ , définis comme les autres.

$$D_g = \frac{Q_g}{\omega r_1^3} = D_0 + D_1 P$$

$$D_0 = f \frac{\varepsilon}{2} (\rho_p^2 - 1) \left( 1 - 2 \frac{\lambda_b}{\rho_{pb} \theta} \right) + f \frac{H}{2} (\rho_p - 1) (\rho_p + 1 + \varepsilon) \left( 1 - \frac{\lambda_b}{\rho_{pb} \theta} \right)$$

$$D_1 = f P (\beta + \delta P)$$

$$\beta = \frac{\varepsilon}{2} (\rho_p^2 - 1) K \frac{\rho_{pb}}{\lambda_b \theta} + \frac{H^3}{6 \lambda_p} (\rho_p - 1 + 2\varepsilon) \left( 1 - \frac{\lambda_b}{\rho_{pb} \theta} \right)$$

$$\delta = \frac{H^3}{6 \lambda_p} (\rho_p - 1 + 2\varepsilon) K \frac{\rho_{pb}}{2 \lambda_b \theta}$$

Le débit global sans dimension est mis sous forme de courbe, dans la figure 8, pour différent jeux réduits. Les dernières équations ne dépendent pas de la vitesse de rotation de la palette, ainsi, ces courbes sont valables pour toute vitesse  $\omega$ . La différence de pression est positive, contrairement à la réalité, pour avoir des courbes dans le premier quadrant..

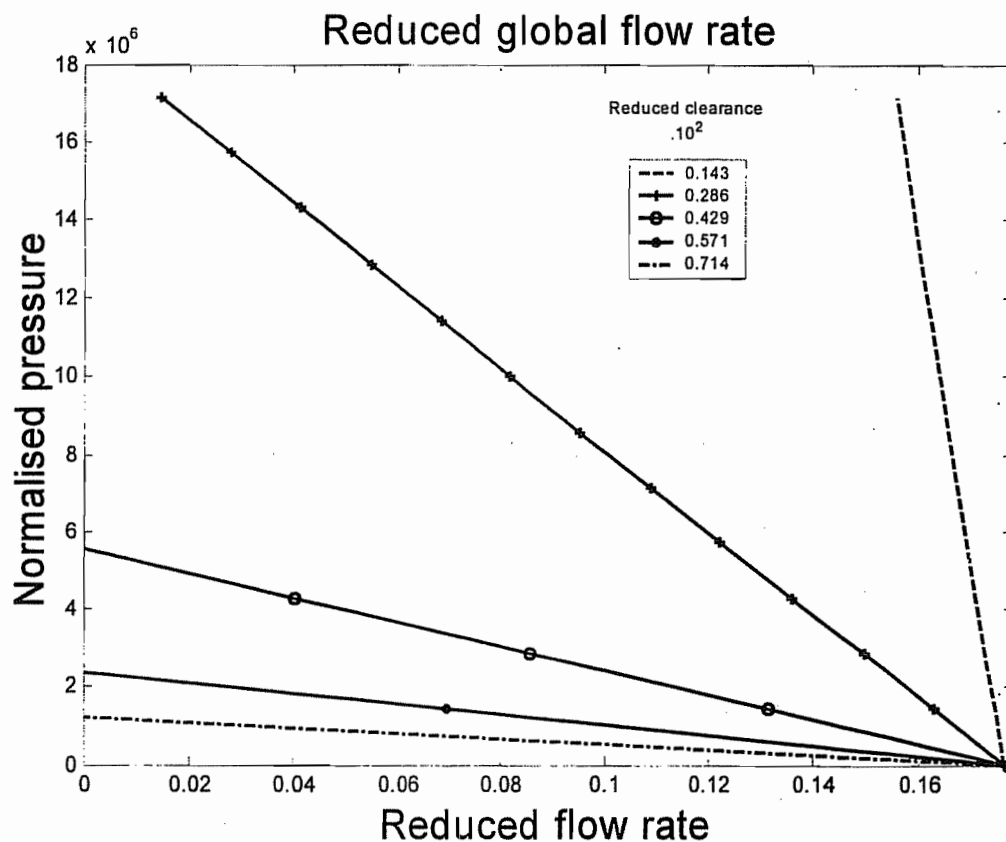
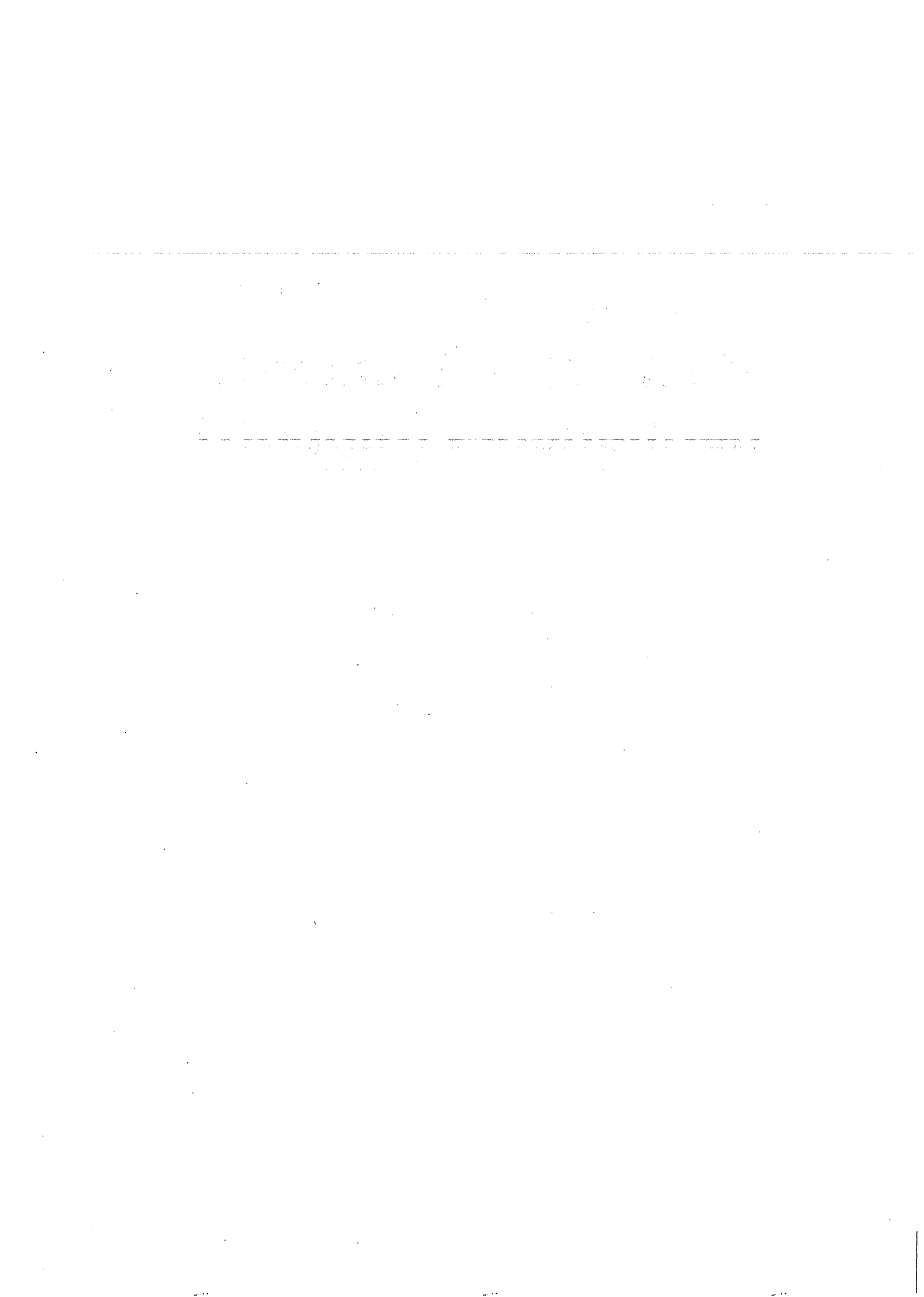


Figure 8 : curves of  $D_g$  for different reduced clearance

Dans notre application, la modélisation donne, avec les paramètres définis précédemment,  $Q_g = 600 \mu\text{l/s}$ .

# **1.7. Modélisation FLUX2D du moteur à aimants permanents (rapport)**





UNIVERSITE CATHOLIQUE DE LOUVAIN

CEREM – PROJET 4M

**Microactionneur magnétique :**  
**Modélisation (FLUX2D)**

Septembre 2002

***Remarque :** ce rapport a été rédigé parallèlement à la réalisation des modélisations. Il reprend donc mes résultats, mes réflexions mais aussi mes erreurs. Il contient également des termes qui interviennent dans les fichiers FLUX2D, comme par exemple les noms de fichier à côté des titres ou certains noms de variables.*

*Les raisonnements initiaux sont parfois forts différents de ceux tenus à la fin du document. Cela reflète ma progression dans la maîtrise du logiciel et, surtout, dans celle du problème.*



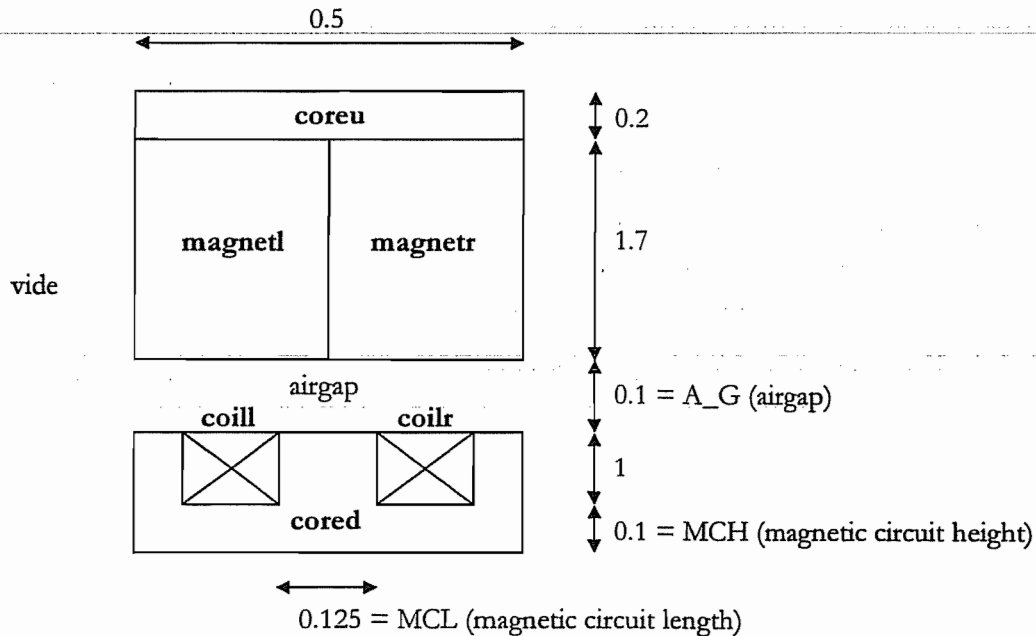
## Table des matières

<i>I. Modèle d'Olivier (MODELE 1...)</i> .....	4
<i>II. Modèle à 16 pôles (MODELE 2...)</i> .....	7
<i>III. Modèle à 16 pôles – étude du couple utile (MODELE 3...)</i> .....	12
<i>IV. Vérification du sens de l'aimantation (AIMANT SIMPLE)</i> .....	24
<i>V. Changement du sens d'aimantation du rotor (MODELE 4...)</i> .....	28
<i>VI. Modèle à 16 pôles – étude du couple de rappel (MODELE 5...)</i> .....	30
<i>VII. Analyse de l'influence des différents paramètres</i> .....	35
<i>VII. Optimisation du modèle à 8 pôles (MODELE 6...)</i> .....	36
<i>VIII. Optimisation du modèle à 4 pôles (MODELE 7...)</i> .....	40
<i>IX. Modèle à 4 pôles optimal (MODELE 8 GLOBAL)</i> .....	56
<i>X. Modèle à 4 pôles raccourci (MODELE 8 LENGTH)</i> .....	59

## I. Modèle d'Olivier (MODELE 1...)

### PRESENTATION

(Données basées sur la structure modélisée par Olivier)



Les dimensions sont données en *mm*.

La profondeur (perpendiculaire au plan du papier) est de 2 mm.

La dimension 0.5 (largeur de l'ensemble) est obtenue en divisant la circonférence moyenne (à un rayon de 2 mm) par 25 (nombre de paires de pôles).

Les aimants (magnetleft et magnetright) sont en SmCo.

Les noyaux (coreup et coredown) sont en acier.

Les bobinages (coilleft et coilright) sont en Cu.

AG, MC et DIS (utilisés dans le programme) sont des paramètres de calcul.

La partie supérieure (coreu + magnetl + magnetr) peut se déplacer d'une distance DIS (displacement) par rapport à la partie inférieure (dans la direction des x).

Vu le peu de connaissances que j'ai de ce logiciel et afin de gagner du temps, j'ai choisi de « propager » 25 fois la structure simple pour modéliser un système à 25 paires de pôles.

Une condition aux limites cycliques pourrait être appliquée afin de considérer un système refermé sur lui-même mais, à ce niveau, je n'avais pas les connaissances suffisantes pour réaliser une telle condition. De plus, dans un système avec autant de paires de pôles, les extrémités ne jouent qu'un rôle mineur par rapport à l'ensemble.

## RESULTATS

### ▪ Sans courant (MODELE\_1 et MODELE\_1\_MAILLE)

Une force de 0.25 N selon Y attire la partie mobile vers la partie fixe. La force s'exerçant sur COREU dans la direction des X est négligeable.

On observe une mauvaise répartition (concentrée dans la partie aimantée sans grande pénétration dans l'entrefer) des lignes de flux due à la géométrie allongée du système (selon Y).

### ▪ Avec courant (MODELE\_1\_COURANT)

Lorsqu'un courant de 50 A/mm<sup>2</sup> parcourt les bobines (sans mouvement de la partie supérieure), la force d'attraction selon Y (voir ci-dessus) reste sensiblement égale à 0.25 N.

Une force d'environ 0.13 N (s'exerçant sur COREU) apparaît dans la direction des X. Il s'agit de l'effet utile que nous recherchons. La force selon X évolue linéairement avec la densité de courant.

Le problème est de savoir comment traduire cette force en un couple...

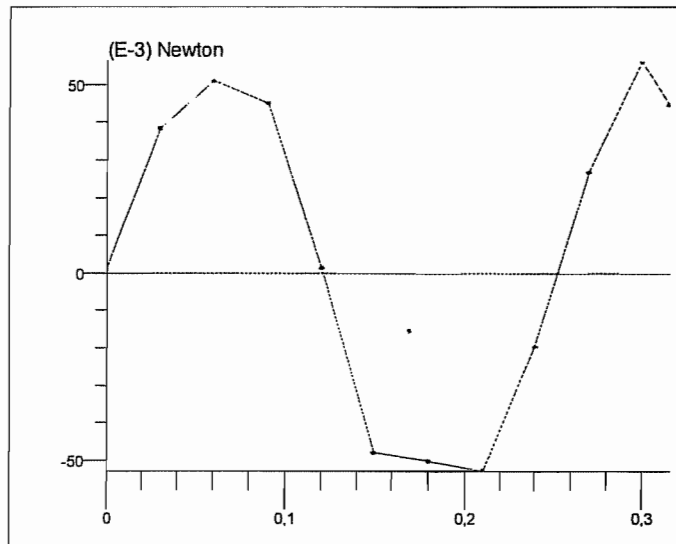
**Remarque :** après relecture des articles sur les micromoteurs Maxon et IMM, ceux-ci comportent 8 segments ou pôles (4 paires de pôles) et 6 bobinages. Peut-être faudrait-il réduire le nombre de paires de pôles afin d'obtenir un flux mieux réparti (et surtout un couple de rappel car dans ce cas présent, le flux est concentré dans les aimants et très peu de flux atteint la partie fixe)...

### ▪ Avec déplacement de la partie mobile (MODELE\_1\_DIS)

Le déplacement maximal est supposé être 315 microns (ce qui correspond à 6° de rotation pour un rayon de 3 mm).

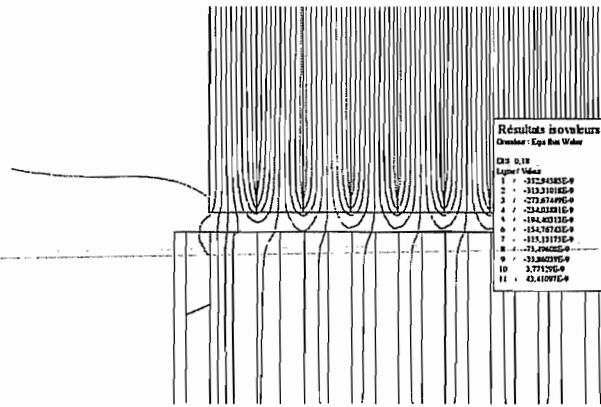
**Remarque :** une erreur est commise ici, car 315 microns correspond à 6° de rotation le long du rayon extérieur de l'actionneur et non le long du rayon moyen (qui est celui que l'on considère).

MODELE\_1\_DIS



La (composante selon x de la) force oscille autour de 0 en l'absence de courant dans les bobines. Or, pour obtenir une force de rappel, nous souhaitons obtenir une force négative tout au long du déplacement.

La position dans laquelle on observe un maximum de la force de rappel est dû au « quasi-alignement » de l'aimant avec cored (entre les bobines) (voir plus bas – DIS = 0.18 mm).



Un redimensionnement des pôles s'avère donc nécessaire.

*Note : Les forces sur magnetl, magnetr et coreu sont identiques (toutes composantes confondues).*

La prochaine étape va consister à se ramener à 4 paires de pôles (8 segments) pour se rapprocher des réalisations concrètes (Maxon, IMM) et s'assurer de pouvoir magnétiser le rotor. A cela va s'ajouter le dessin d'un modèle plus paramétrable au niveau des dimensions afin d'optimiser l'effet utile et le couple de rappel. La géométrie reste néanmoins semblable à celle décrite précédemment.

## II. Modèle à 16 pôles (MODELE 2...)

### PRESENTATION

**Remarque :** dans la suite, une erreur stupide d'inattention a été commise : nous allons simuler un système à 16 pôles et non à 8 pôles. Cette erreur, qui sera réparée dans les tests suivants, n'influence pas l'étude des différents paramètres.

Pour déterminer les dimensions géométriques de base, nous allons nous inspirer des dimensions du prototype.

Le diamètre de la « tarte » est de 7.5 mm et son épaisseur de 3.5 mm. Chaque flasque a une épaisseur de 2.5 mm (le diamètre nous importe peu).

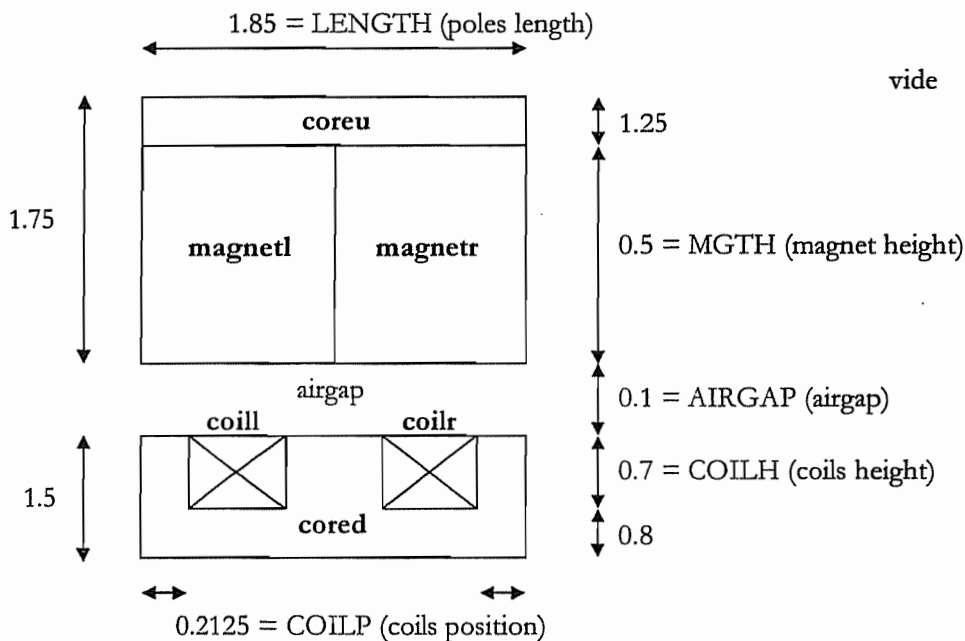
On considère un rayon de 3.75 mm (pour placer les aimants). Ainsi, en supposant un axe de 2 mm de diamètre, une longueur (profondeur) de 2.75 mm est disponible pour les aimants.

Si l'on veut disposer d'un dispositif symétrique selon OX (structure du MODELE\_1 \* 2), il nous reste une épaisseur de 1.75 mm (3.5 mm / 2) pour placer les parties coreu, magnetl et magnetr. Ces dimensions sont semblables à celles de la modélisation précédente.

Pour placer les éléments coill, coilr et cored, nous disposons d'une épaisseur de 1.5 mm (épaisseur d'une flasque). Cette valeur est sensiblement équivalente à celle proposée par Olivier mais nous laisse néanmoins plus de place pour insérer les bobines.

Cependant, dans la modélisation (2D), les « parts de tarte » sont approximées par des parallélépipèdes rectangles. Nous devons donc considérer le rayon moyen (et non le rayon de 3.75 mm) pour déterminer la largeur des couples d'aimants et ainsi tenir compte du volume réel d'élément magnétique actif. En prenant 2.375 mm comme rayon ( $((3.75 - 1 = \text{axe rot}) / 2 + 1)$ ), on obtient une largeur de 1.85 mm environ pour chaque couple magnetl magnetr.

**Remarque :** dans un premier temps, nous supposons que tout le rotor est actif (càd comporte des aimants). Cependant, une partie du rotor ne pourra pas être exploitée car elle comporte la tête de piston.



Les dimensions sont données en mm.  $\longleftrightarrow$  0.5 = COILLE (coils length)

La profondeur (perpendiculaire au plan du papier) est de 2.75 mm.

L'induction rémanente des aimants est 0.75 T.

Le paramètre DIS s'ajoute aux paramètres indiqués sur le dessin. Ce dernier permet de tenir compte du mouvement relatif entre les parties fixe et mobile.

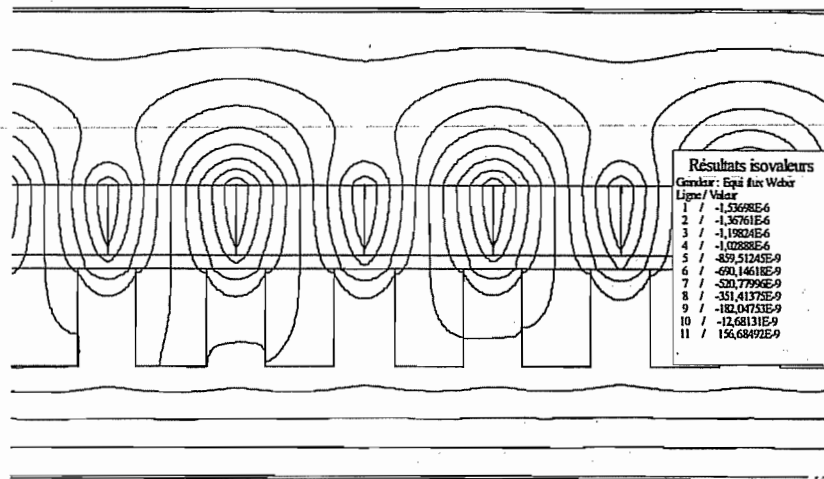
## RESULTATS

### ▪ Sans courant (MODELE\_2\_BASE)

Une force de 2.5 N selon Y attire la partie mobile vers la partie fixe. La force s'exerçant sur COREU dans la direction des X est négligeable).

Cette augmentation de la force (\*10 par rapport au cas précédent) est due à une meilleure répartition des lignes de flux (qui passent maintenant de la partie mobile à la partie fixe).

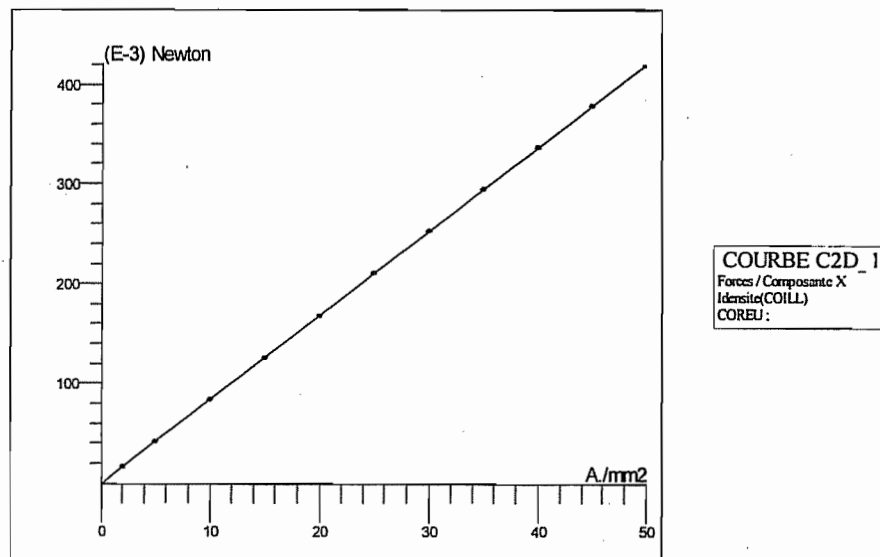
**Remarque :** maintenant que le nombre de paires de pôles a été réduit, les effets de bord risquent d'être moins négligeables. Une solution, qui empêche la modélisation du déplacement, serait de faire coïncider les frontières du domaine avec les frontières du dispositif et introduire des conditions aux limites cycliques (voir MODELE\_2\_SYM).



### ▪ Avec courant (MODELE\_2\_COURANT)

Même observation que précédemment : la force selon Y reste constante (2.5 N environ) tandis que la force selon X croît linéairement avec la densité de courant pour atteindre une valeur de 0.42 N à 50 A/mm<sup>2</sup> (valeur 3 fois supérieure à celle atteinte dans MODELE\_1\_COURANT).

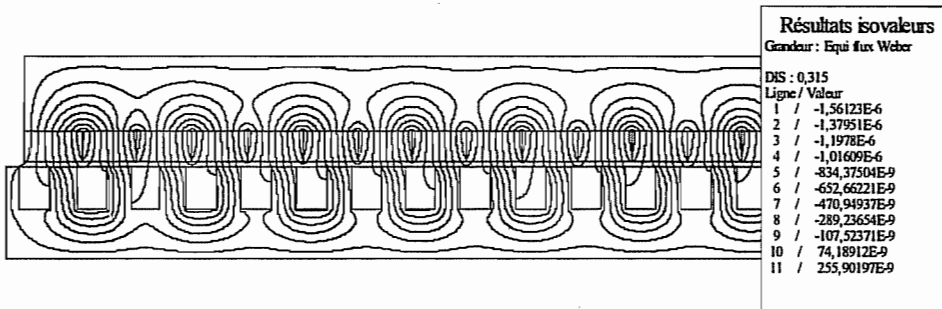
MODELE\_2\_COURANT



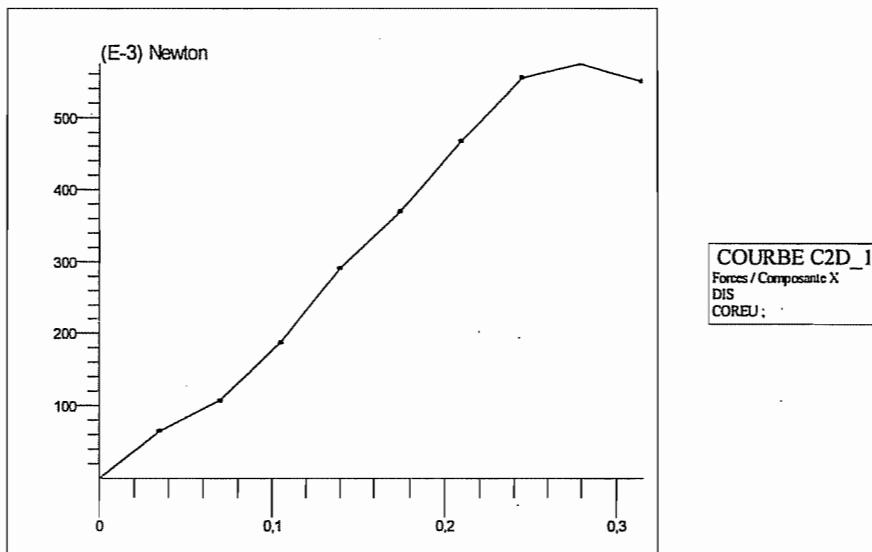
▪ Avec déplacement de la partie mobile (MODELE\_2\_DIS)

Comme prévu, la force de rappel n'oscille plus autour de 0. Elle croît avec le déplacement mais reste positive. Pour obtenir une force de rappel permettant le verrouillage de la pompe en cas de panne, il faudrait que cette dernière soit négative. Une solution envisageable consisterait à déplacer les bobines pour obtenir un dispositif moins symétrique.

La figure ci-dessous illustre la position extrême de la partie mobile (DIS = 315 microns).



MODELE\_2\_DIS

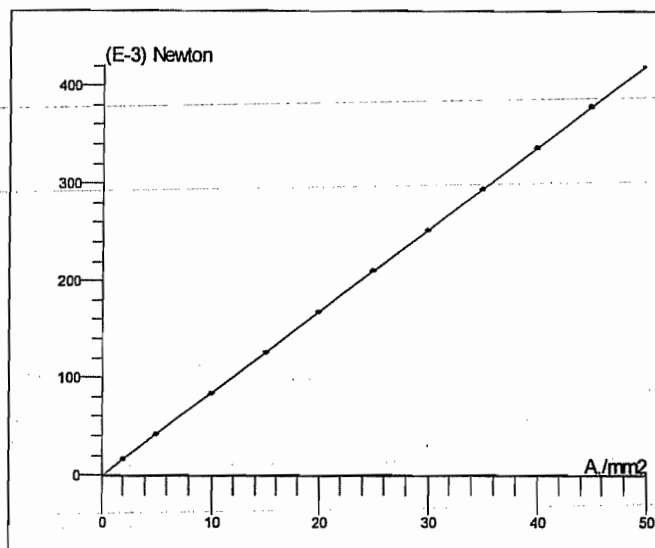


▪ Avec conditions aux limites cycliques (MODELE\_2\_SYM)

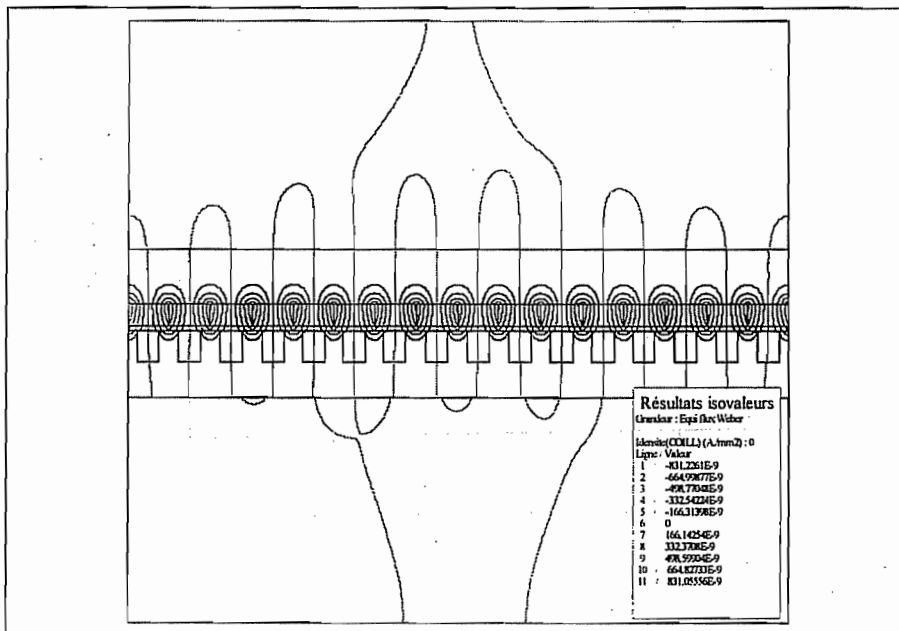
Les modèles précédent possède des conditions de Dirichlet aux frontières du domaines. Afin d'observer l'influence des effets de bord, un modèle possédant des conditions aux limites cycliques a été réalisé. Ces conditions sont affectées aux frontières droites et gauches tandis que des conditions aux limites Dirichlet sont affectées aux frontières supérieures et inférieures. Cette condition cyclique permet de refermer la structure sur elle-même.

On observe, pour un courant croissant jusque 50 A/mm<sup>2</sup>, des valeurs de la force selon X équivalentes au MODELE\_2\_COURANT (voir graphique plus bas). A noter que la force d'attraction entre les parties fixe et mobile est légèrement plus faible (-2.4 N) que dans le cas sans condition aux limites cycliques.

MODELE\_2\_SYM



COURBE C2D\_1  
Forces / Composante X  
Idensité(COIL)  
COREU :



Je pensais que l'inconvénient de placer des conditions aux limites cycliques est que cela ne permet pas de modéliser le déplacement de la partie mobile car les frontières du domaine coïncident avec celle du dispositif. Je pensais que le logiciel n'acceptait pas de déformer les frontières du domaine or il semble que cela ne soit pas le cas (voir MODELE\_2\_SYM\_BIS\_DIS).

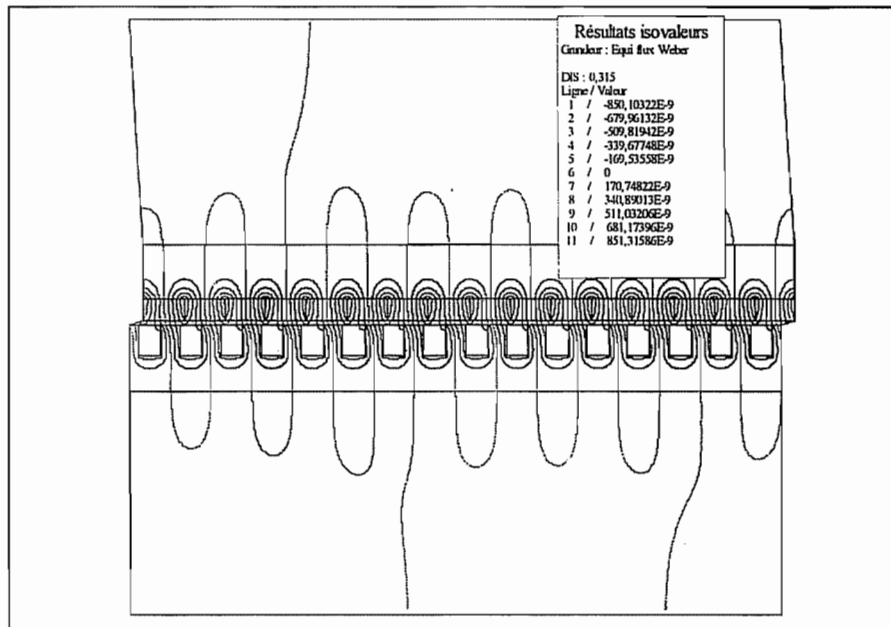
**Remarque :** le modèle MODELE\_2\_SYM\_BIS diffère du modèle MODELE\_2\_SYM en affectant des régions linéiques aux frontières (dans l'application « géométrie »). Cela permet de définir beaucoup plus facilement les conditions aux limites (dans l'application « physique ») mais aussi de conserver les paramètres géométriques. Il semble en effet nécessaire de définir des régions linéiques (pour les frontières) lorsqu'on veut conserver l'utilisation des paramètres physiques (ex : DIS, LENGTH...) dans l'application « physique ». Le résultat de la modélisation est évidemment identique à MODELE\_2\_SYM.



▪ Avec déplacement de la partie mobile et conditions aux limites cycliques  
(MODELE\_2\_SYM\_BIS\_DIS)

Les résultats sont identiques à ceux obtenus grâce au modèle MODELE\_2\_DIS.

Étant donné que ce modèle avec conditions aux limites cycliques est plus proche de la réalité tout en permettant toujours de modéliser le déplacement du rotor (les frontières du domaine se déforiment – voir graphique plus bas), nous conserverons ces conditions aux limites cycliques dans les prochaines simulations.



### **III. Modèle à 16 pôles – étude du couple utile (MODELE 3...)**

#### **PRESENTATION**

Ce modèle est pratiquement identique au précédent mais, pour simplifier les notations, j'ai préféré créer un modèle 3. Ce modèle va permettre d'établir les lois de variation du couple utile en fonction de chaque paramètre (pour ce qui est du couple de rappel, il fera l'objet du MODELE\_4).

*Remarque : dès que nous disposerons des lois de variations du couple utile mais aussi du couple de rappel en fonction des paramètres, nous pourrons essayer de déterminer les paramètres optimums afin de maximiser le couple utile et le couple de rappel.*

Les paramètres que j'ai choisis de faire varier sont :

- l'épaisseur des aimants (MGTH)
- l'entrefer (AIRGAP)
- la dimension des bobines (COILH et COILLE)
- la position des bobines par rapport aux aimants (DIS et COILP)

Tous les paramètres influencent le couple utile et le couple de rappel.

Ces paramètres vont être étudiés lorsque  $DIS = 0$  (pas de déplacement) et lorsque le courant dans les bobines vaut  $50 \text{ A/mm}^2$ . Cela permettra, dans un premier temps, d'optimiser le couple au démarrage. Il semble en effet que ce soit au démarrage que l'actionneur doit développer le couple le plus important.

*Remarque : dans les modèles suivants, je ne raisonnerai plus de la même façon. Je ne considérerai plus que la position initiale est celle où parties mobile et fixe sont alignées ( $DIS=0$ ). Au contraire, j'essaierai de déterminer la position optimale pour ce qui est des forces en jeu.*

Des graphes de la force (selon X et Y) en fonction de chaque paramètre seront tracés.

*Remarque : les valeurs par défaut des paramètres sont celles du MODELE\_2.*

#### **RESULTATS**

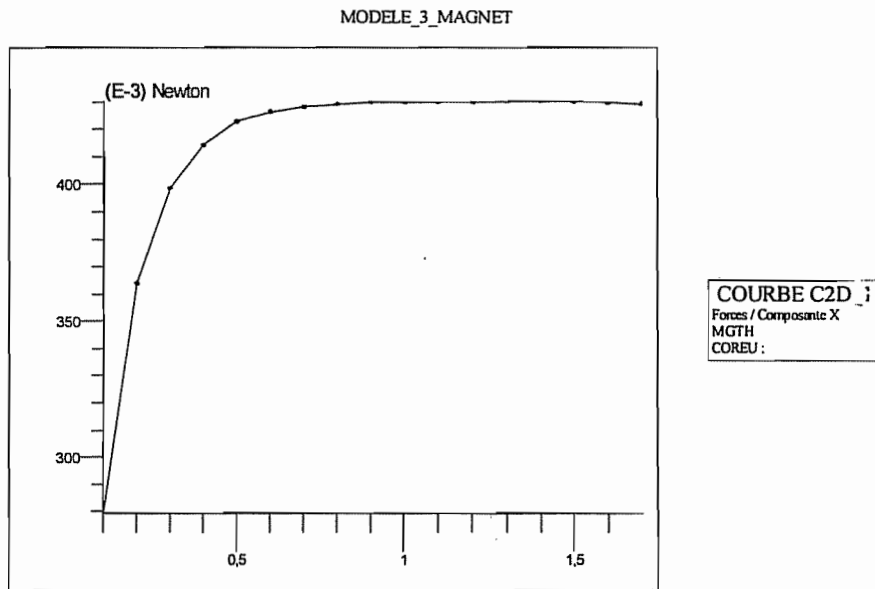
- Avec courant (MODELE\_3\_COURANT)

Ce modèle n'a pas beaucoup d'intérêt. Il permet simplement de valider le modèle et de le comparer aux modèles précédents (les dimensions sont inchangées).

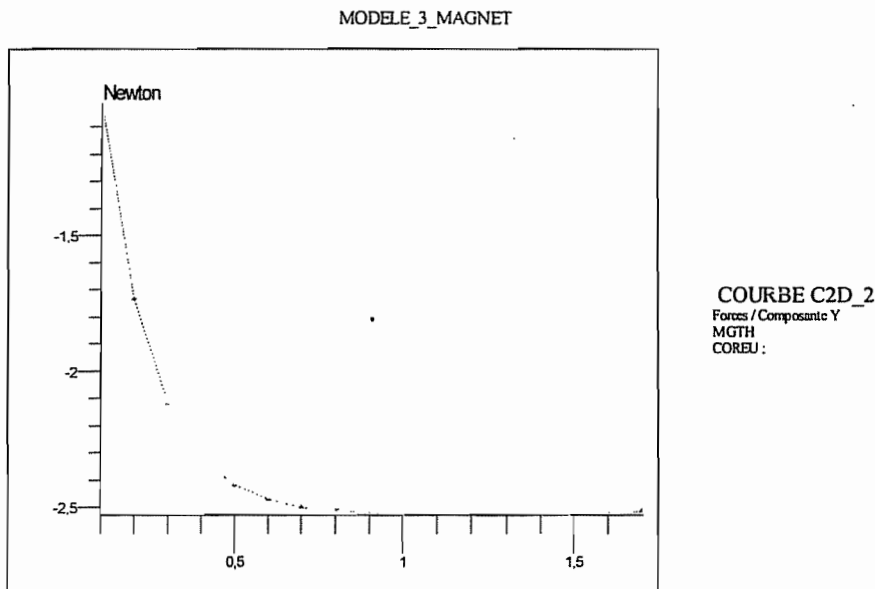
▪ Avec variation de MGTH (MODELE\_3\_MAGNET)

L'épaisseur MGTH des aimants varie de 0.1 à 1.7 mm (le logiciel refuse de calculer pour les valeurs extrêmes de MGTH qui sont 0 et 1.75).

On observe que la force selon X sur la partie mobile croît pour finalement saturer à environ 0.429 N. Il est à noter que lorsque MGTH = 0.5, la force selon X est déjà de 0.422 N.

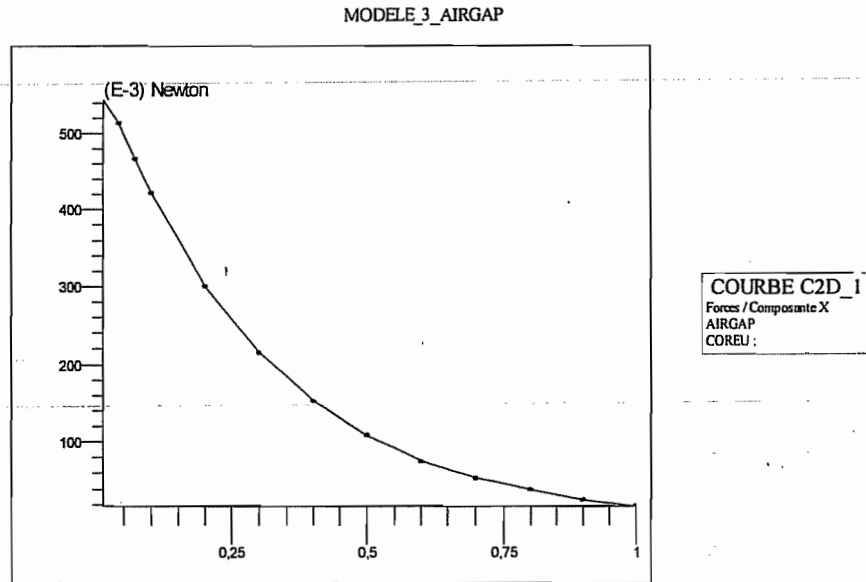


Quant à la composante selon Y (attraction dans ce cas) de la force agissant sur COREU, elle croît logiquement pour également saturer à -2.5 N. Il est à noter que lorsque MGTH = 0.5, cette force est de -2.42 N.

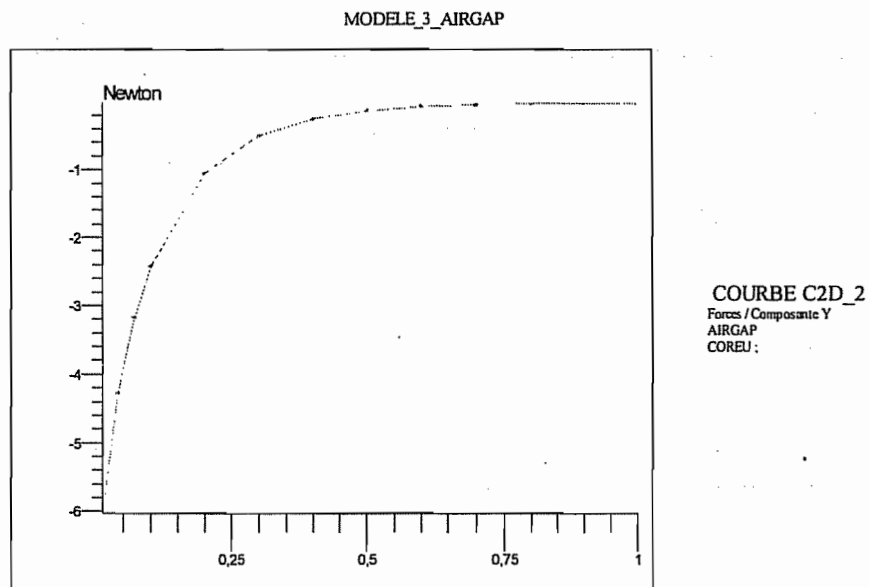


▪ Avec variation de AIRGAP (MODELE\_3\_AIRGAP)

La force selon X et Y décroît lorsque l'entrefer augmente (ici de 0.01 à 1 mm).

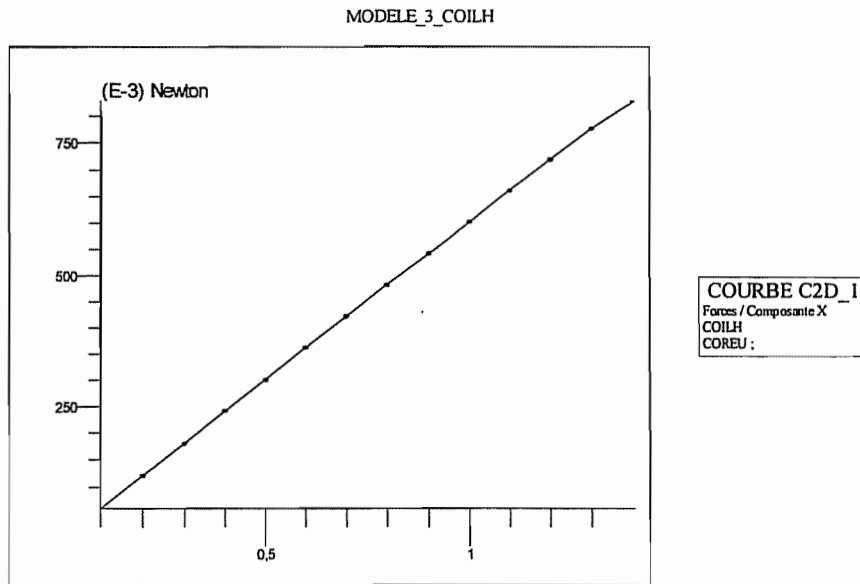


La composante selon Y semble cependant saturer (et atteindre une valeur inférieure à 0.1 N) lorsque l'entrefer dépasse 0.5 mm.

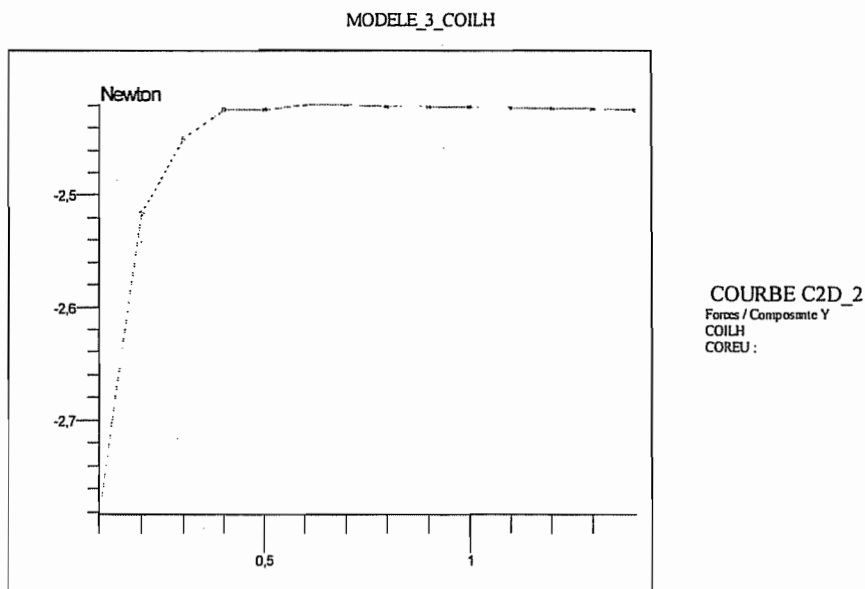


▪ Avec variation de COILH (MODELE\_3\_COILH)

La composante selon X de la force croît linéairement avec la hauteur des bobinages, grâce à l'augmentation du courant total.



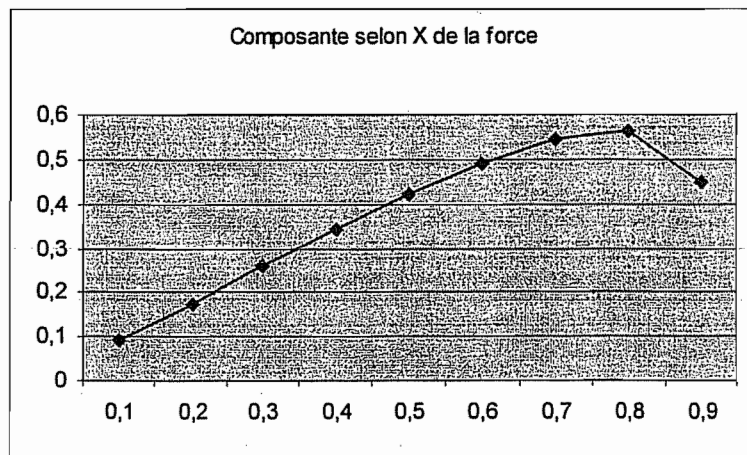
La composante selon Y, par contre, diminue avec les dimensions du bobinage pour se stabiliser à  $-2.4$  N environ (lorsque  $COILH = 0.4$  mm). Les valeurs élevées à faible dimension du bobinage sont probablement dues à la transparence du bobinage de faible dimension, et donc à la présence du matériau ferromagnétique sous les bobinages.



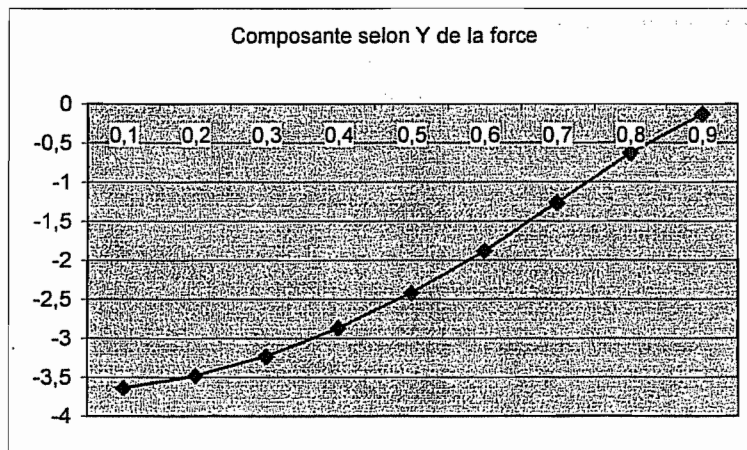
▪ Avec variation de COILLE (MODELE\_3\_COILLE)

On modélise une augmentation de COILLE (de 0.1 à 0.9 mm) accompagnée d'une diminution proportionnelle de COILP afin de garder la symétrie des bobines par rapport à la frontière centrale des deux aimants.

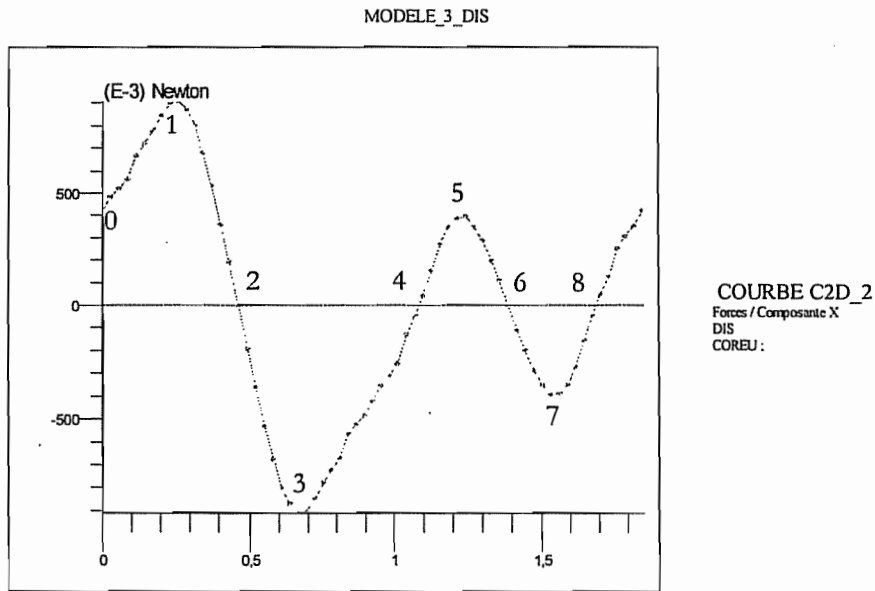
On observe une augmentation quasi linéaire de la force selon X due à l'augmentation de la taille des bobines. Cette force diminue néanmoins pour une valeur élevée de COILLE à cause de la « quasi disparition » du matériau ferromagnétique entre les bobines.



La force d'attraction diminue lorsque COILLE augmente, car la quantité de matériau ferromagnétique en face des aimants diminue.

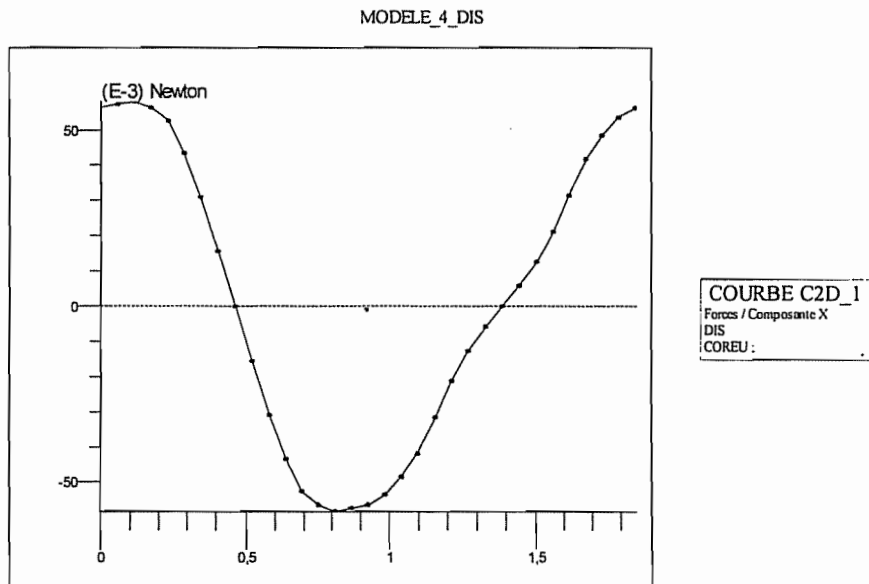


▪ Avec variation de DIS (MODELE\_3\_DIS)



Cette simulation est intéressante car elle montre les effets des pôles créés par les bobines.

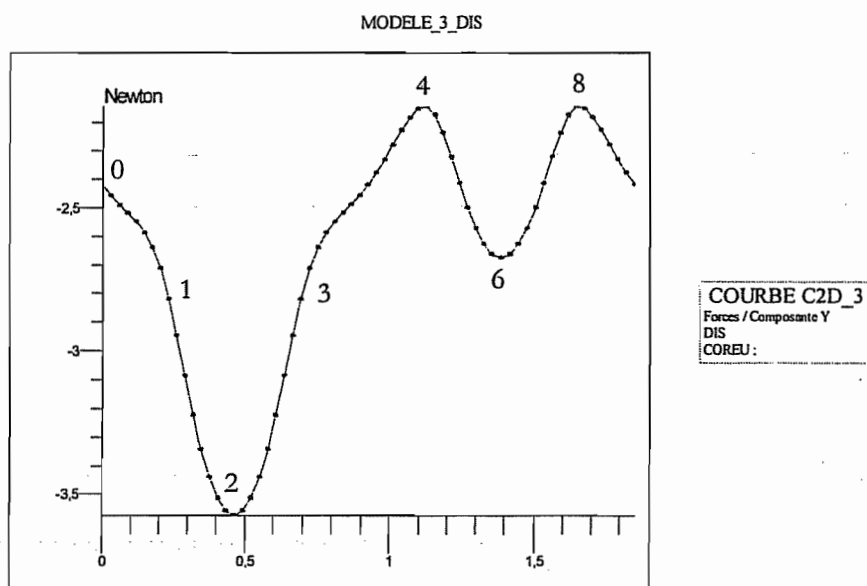
Dans notre modèle, le courant passant dans les bobines (supposées entrecroisées) provoque une alternance de pôles positif et négatifs au niveau de COREU. Pour s'en convaincre, il suffit de diminuer l'aimantation permanente des aimants et les « promener » au dessus du stator : on observera que les pseudo-aimants seront successivement attirés et repoussés par les pôles du stator. La figure ci-dessous illustre un déplacement de 1.85 mm lorsque l'aimantation des aimants est réduite à 0.1 T. Nous remarquons qu'il a une position d'équilibre stable et une position d'équilibre instable (lorsque l'aimant se trouve au voisinage de pôle de même polarité).



Il est à noter que le logiciel affiche, dans le cas d'un aimant faible, les lignes d'équiflux au niveau du stator (il les affiche probablement à l'endroit de plus forte aimantation, ce qui voudrait dire qu'en cas d'aimants normaux, leur aimantation est plus forte que celle provoquée dans les pôles statoriques par le passage du courant puisque les lignes d'équiflux sont affichées au niveau des aimants).

De 0 jusque 4,  $M_1$  est attiré par  $P_1$  et  $M_2$  par 2. En 2, il y a équilibre (plus aucune force selon X). Au cours de cette phase, les pôles statoriques et rotoriques sont de signe opposé, ce qui explique qu'il faille des forces importantes pour pouvoir écarter les aimants de leur position d'équilibre (2).

De 4 à 8, les aimants se dirige vers des pôles statoriques de même signe. Il devrait donc y avoir répulsion. Cependant, on observe une tendance des aimants à vouloir « rencontrer » ces pôles de même signe (la force autour du point 6 tend à maintenir les aimants au point 6). Je pense que cela est dû à l'aimantation des aimants qui est beaucoup plus importante que celle des pôles statoriques créés par le passage du courant dans les bobines. Les aimants ont donc tendance à lutter contre les pôles de même signe pour se placer dans leur position d'équilibre (ici numérotée 6), c'est-à-dire en face du noyau ferromagnétique. La répulsion n'empêche pas les aimants de trouver leur position d'équilibre mais ils diminuent tout de même les efforts selon OX.



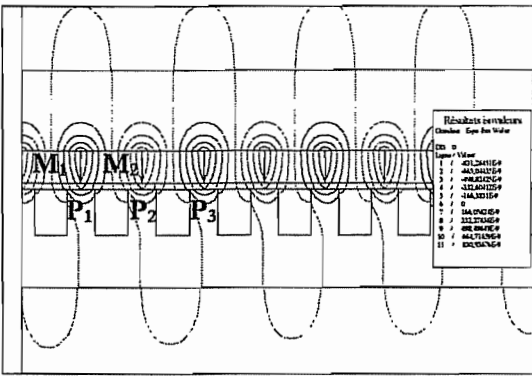
Il est à noter que, lors de l'équilibre en 2, la force selon Y est maximale étant donné l'attraction de  $M_1$  pour  $P_1$  et l'attraction de  $M_2$  pour  $P_2$ .

Par contre, dans la région de 4 à 8, la répulsion entre les pôles tend à diminuer les efforts selon Y (même si l'aimantation rémanente des aimants est plus forte que cette répulsion qui ne les empêche pas de trouver leur position d'équilibre).

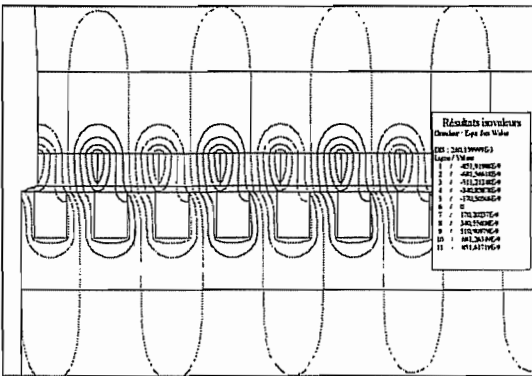
**Remarque :** nous allons probablement travailler dans une seule zone : par exemple entre 2 et 3. En effet, en inversant le sens du courant, nous obtenons un effort selon  $x$  bien orienté et, en toute logique, nous aurons un couple de rappel vers la position 2 en l'absence de courant. Cependant, vu les graphiques précédents, il est à craindre que l'effort utile créé par le courant dans les bobines ne soit pas suffisant pour éloigner les aimants de leur position d'équilibre (en 2). Il faudra donc jouer sur les paramètres pour diminuer le couple de rappel et augmenter le couple utile.



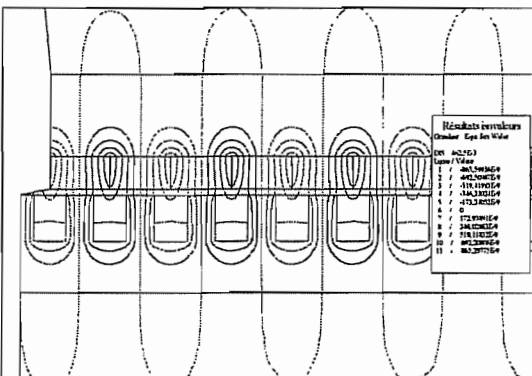
0.



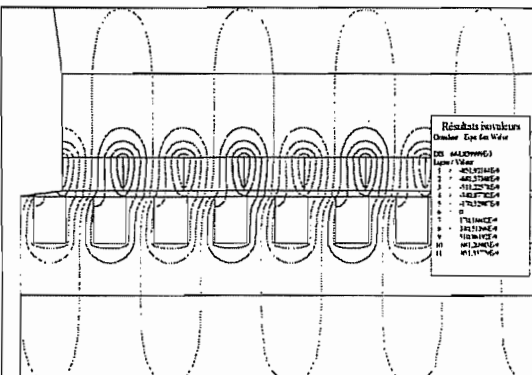
1.



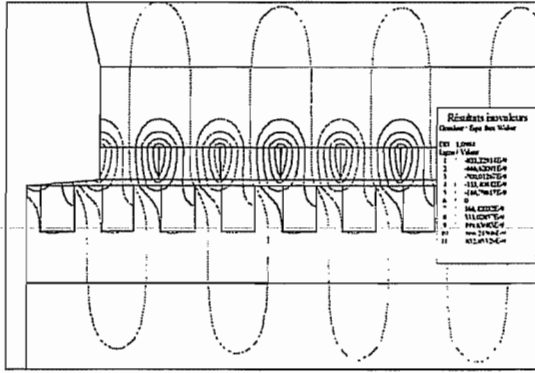
2.



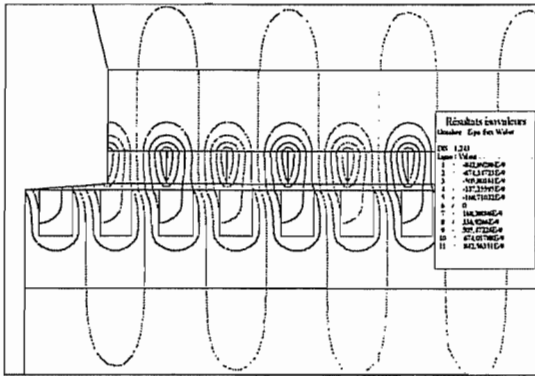
3.



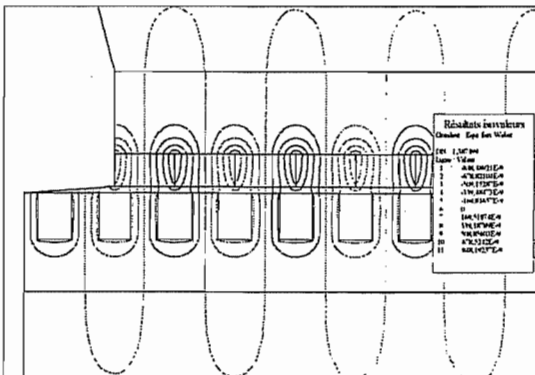
4.



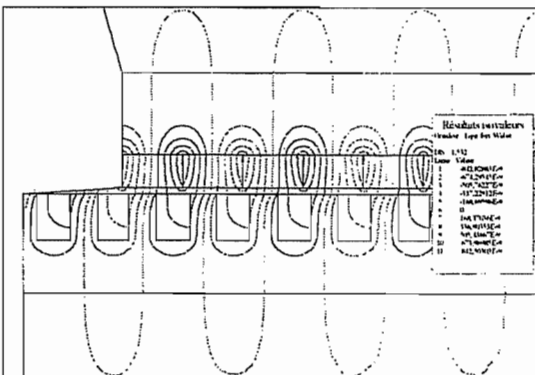
5.



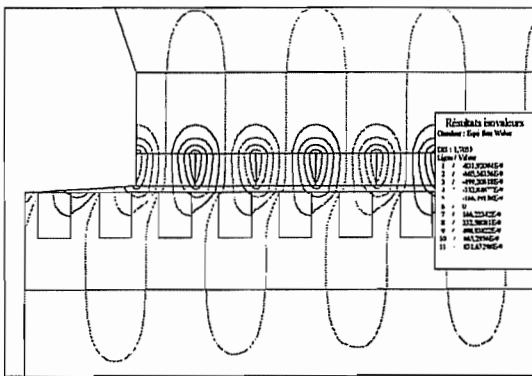
6.



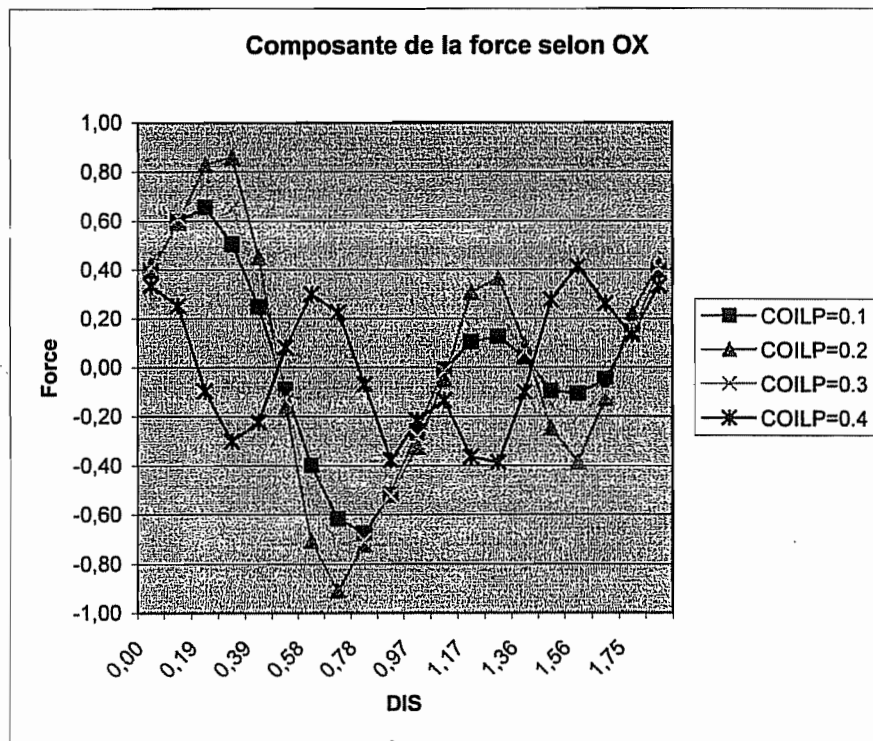
7.



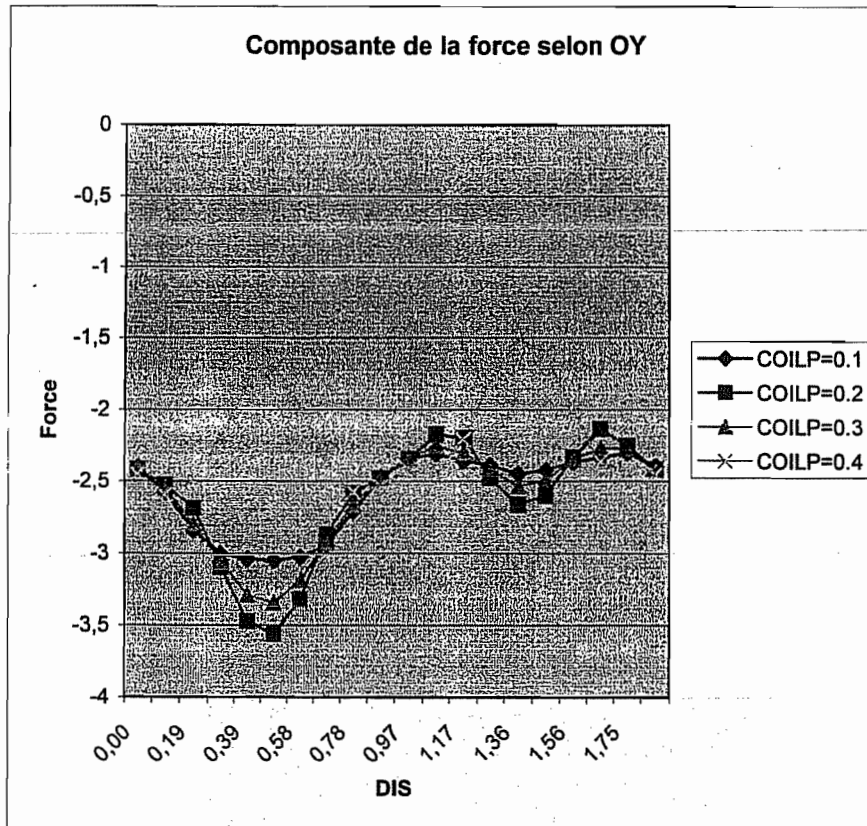
8.



▪ Avec variation de COILP (MODELE\_3\_COILP)



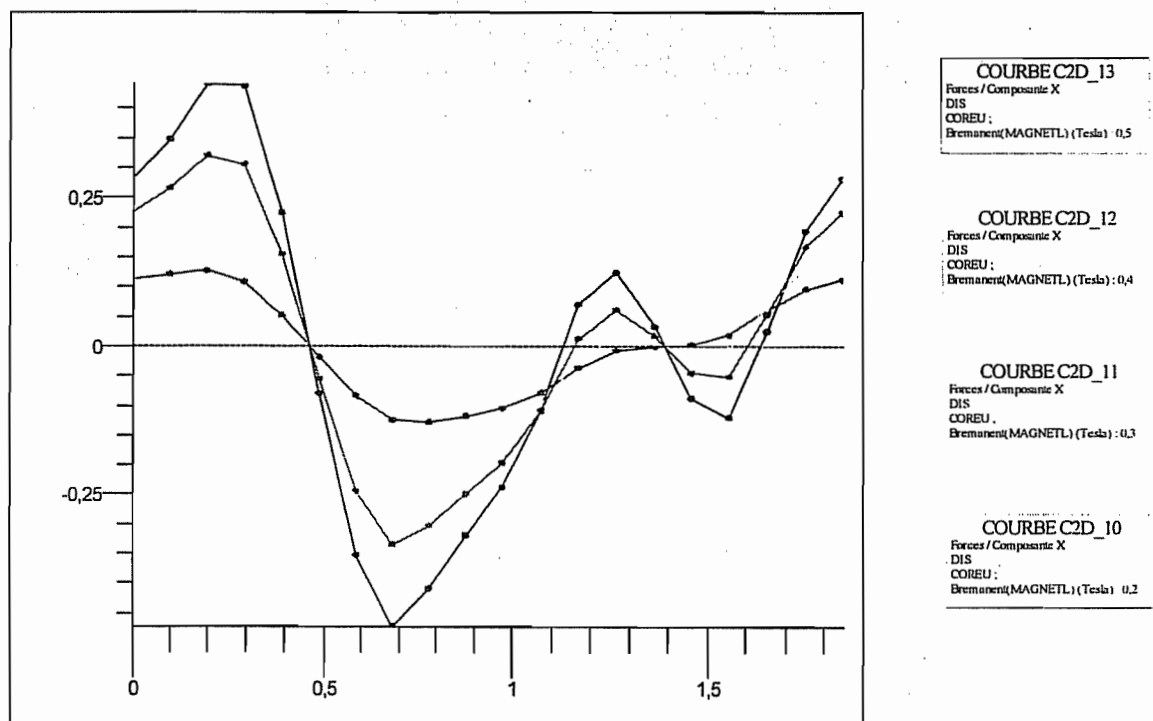
Si l'on exclut COILP=0.4, l'effort selon X semble être maximum lorsque le dispositif est symétrique. Il en est de même pour l'attraction entre la partie mobile et la partie fixe.



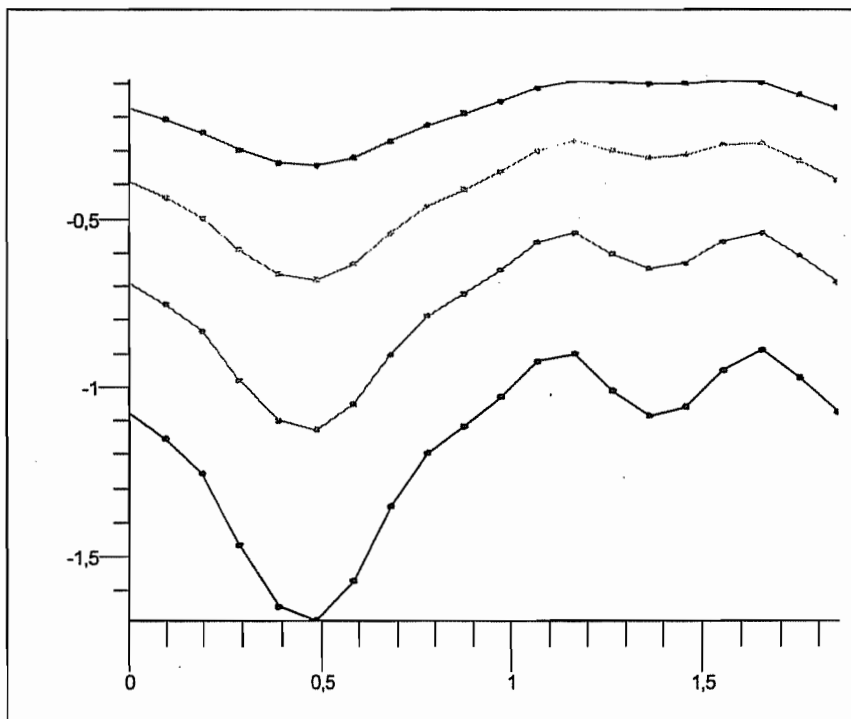
▪ Avec variation de l'induction rémanente des aimants (MODELE\_3\_INDUCATION)

Lorsque l'induction rémanente diminue, on obtient l'effet désiré (voir deuxième moitié droite du schéma). Evidemment, plus l'induction augmente, plus l'attraction entre partie statorique et rotorique augmente.

MODELE\_3\_INDUCATION



MODELE\_3\_INDUCTION



COURBE C2D\_5  
Forces / Composante Y  
DIS  
COREU ;  
Eremanent(MAGNETL) (Tesla) : 0,2

COURBE C2D\_9  
Forces / Composante Y  
DIS  
COREU ;  
Eremanent(MAGNETL) (Tesla) : 0,3

COURBE C2D\_7  
Forces / Composante Y  
DIS  
COREU ;  
Eremanent(MAGNETL) (Tesla) : 0,4

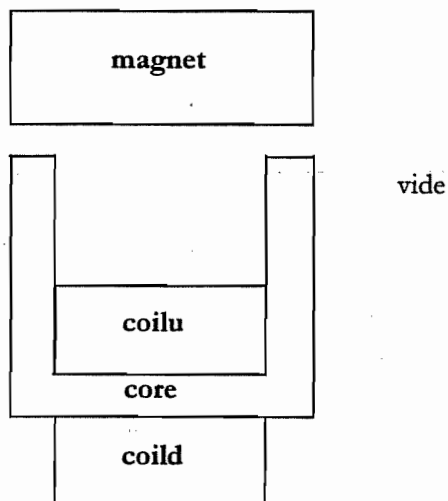
COURBE C2D\_8  
Forces / Composante Y  
DIS  
COREU ;  
Eremanent(MAGNETL) (Tesla) : 0,5

## IV. Vérification du sens de l'aimantation (AIMANT SIMPLE)

### PRESENTATION

Dans MODELE\_3\_DIS, les résultats ne sont pas satisfaisants. Une des causes pourrait être le sens d'aimantation des différents aimants.

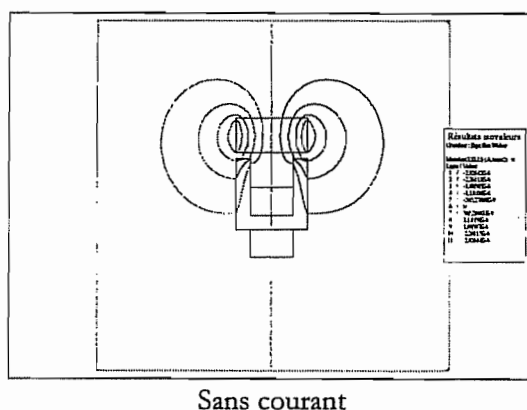
Pour vérifier cela, j'ai modélisé un dispositif simple constitué d'un aimant et d'un électroaimant. Je souhaite constater l'effet d'un passage de courant dans les bobines sur l'aimant, pour deux directions d'aimantation de l'aimant.

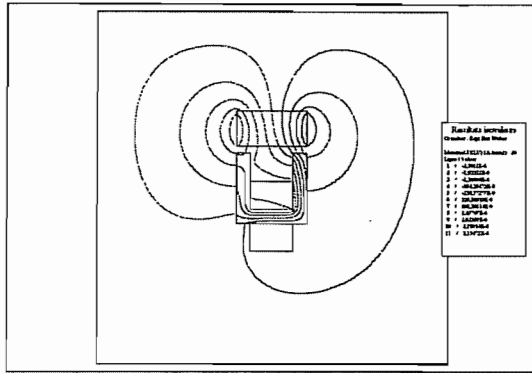


### RESULTATS

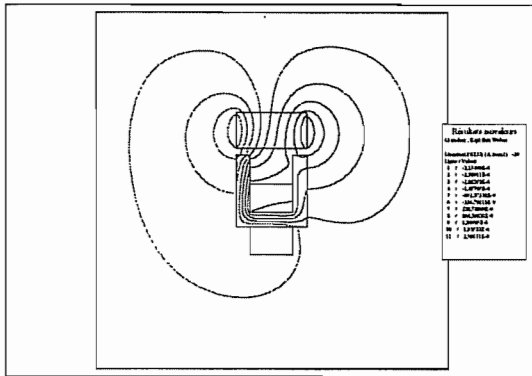
#### ▪ Aimantation selon OY

Ce sens est celui que j'ai choisi dans tous mes essais précédents.



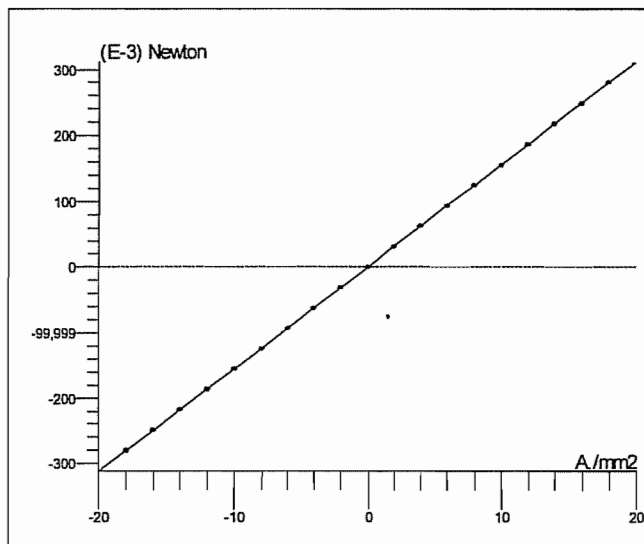


Avec courant (20 A/mm<sup>2</sup>)



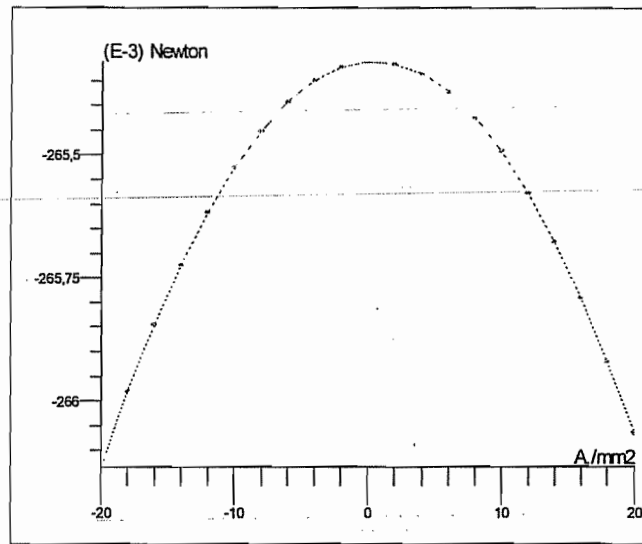
Avec courant (-20 A/mm<sup>2</sup>)

AIMANT\_SIMPLE



COURBE C2D\_1  
Forces / Composante X  
Idensité(COILU)  
MAGNET :

AIMANT\_SIMPLE



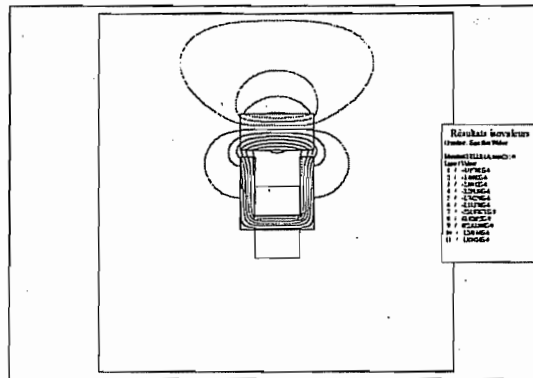
COURBE C2D\_2  
Forces / Composante Y  
Idensite(COILU)  
MAGNET :

Lors du passage du courant, le pôle de l'aimant le plus proche de l'électroaimant est soit attiré soit repoussé par les pôles de l'électroaimant.

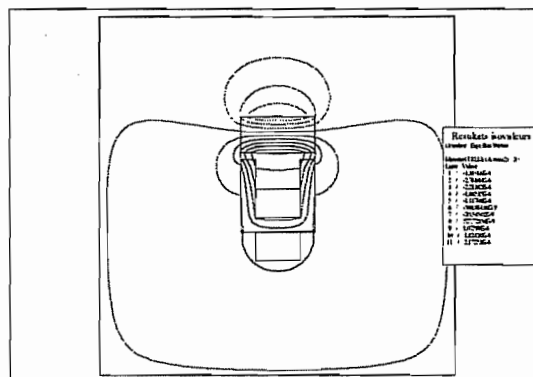
Il semble que le sens de l'aimantation choisi pour les modèles précédents soit correct...

▪ Aimantation selon OX

Dans ce cas-ci, le système est équilibré, dans le sens où il y a symétrie. Les pôles nord et sud sont disposés selon OX.

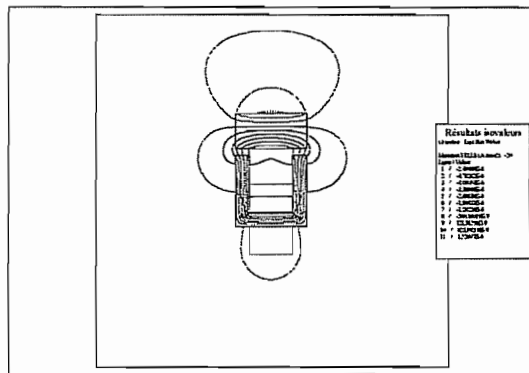


Sans courant



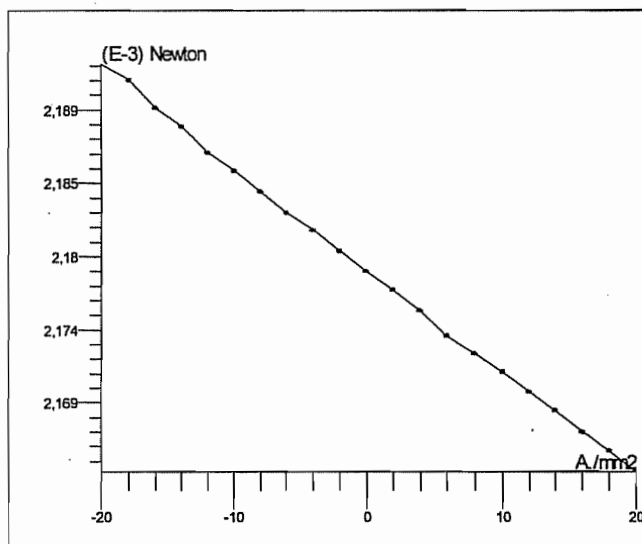


Avec courant (20 A/mm<sup>2</sup>)



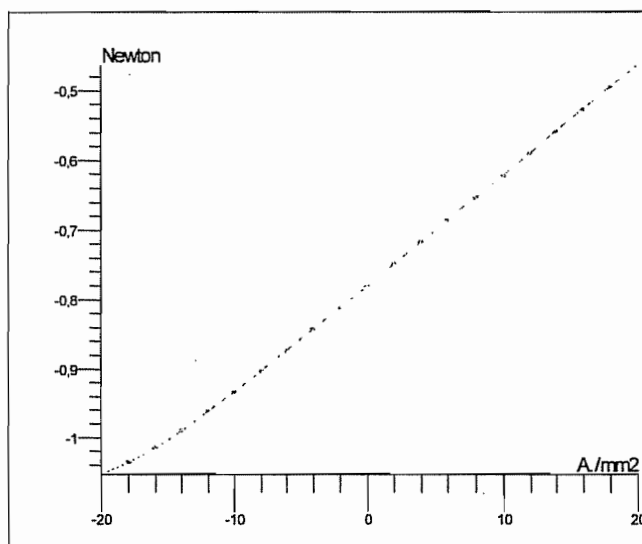
Avec courant (-20 A/mm<sup>2</sup>)

AIMANT\_SIMPLE



COURBE C2D\_1  
Forces / Composante X  
Idensité(COILU)  
MAGNET :

AIMANT\_SIMPLE



COURBE C2D\_2  
Forces / Composante Y  
Idensité(COILU)  
MAGNET :

Lors du passage du courant, chaque pôle de l'aimant est soit attiré soit repoussé (selon le sens du courant) par les pôles correspondants de l'électroaimant.

## V. Changement du sens d'aimantation du rotor (MODELE 4...)

### PRESENTATION

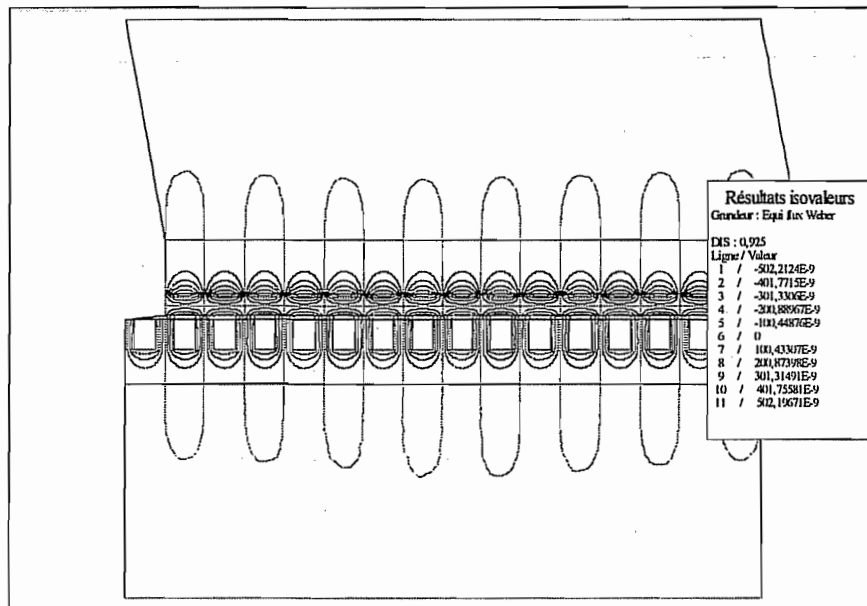
Par curiosité, je vais changer le sens d'aimantation de tous les aimants et observer le comportement du système.

### RESULTATS

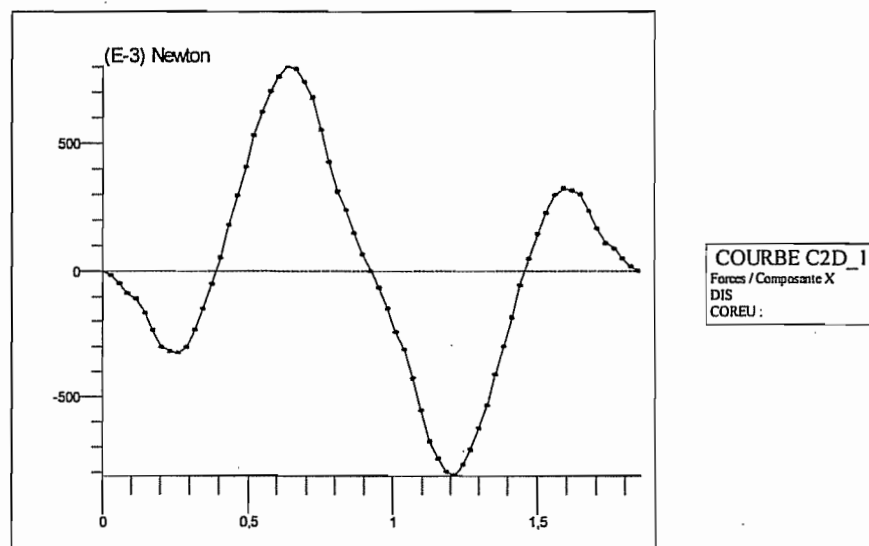
#### ▪ Avec variation de DIS (MODELE 4 DIS)

La position d'équilibre est logiquement différente des modèles précédents. Les positions particulières (correspondant aux extrema de la force) sont illustrées par les figures du modèle MODELE\_3\_DIS.

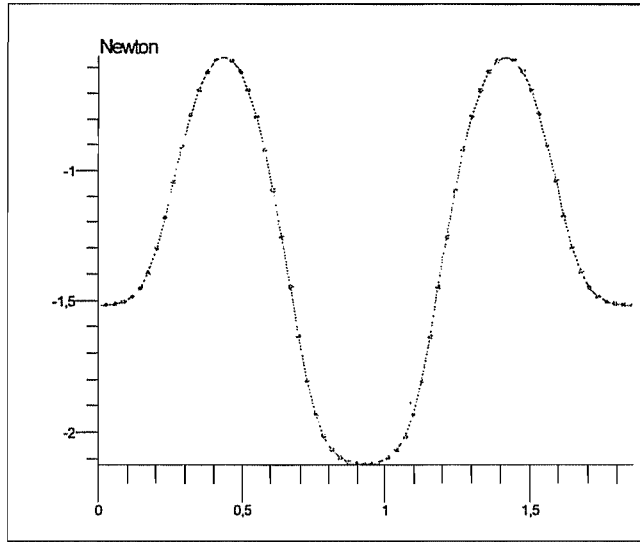
Il est à remarquer que l'amplitude des forces reste comparable aux modèles précédents.



MODELE\_4\_DIS



MODELE\_4\_DIS



COURBE C2D\_2

Forces / Composite Y

DIS

COREU :

## VI. Modèle à 16 pôles – étude du couple de rappel (MODELE 5...)

### PRESENTATION

Ce modèle, identique au modèle 3, a pour but d'étudier le couple de rappel. Nous allons donc étudier l'influence des différents paramètres en l'absence de courant dans les bobines.

Les paramètres que j'ai choisis de faire varier sont :

- l'épaisseur des aimants (MGTH)
- la dimension des bobines (COILH et COILLE)
- la position des bobines par rapport aux aimants (DIS et COILP)

*Remarque : le changement de numéro pour ce modèle a pour but de simplifier les notations.*

### RESULTATS

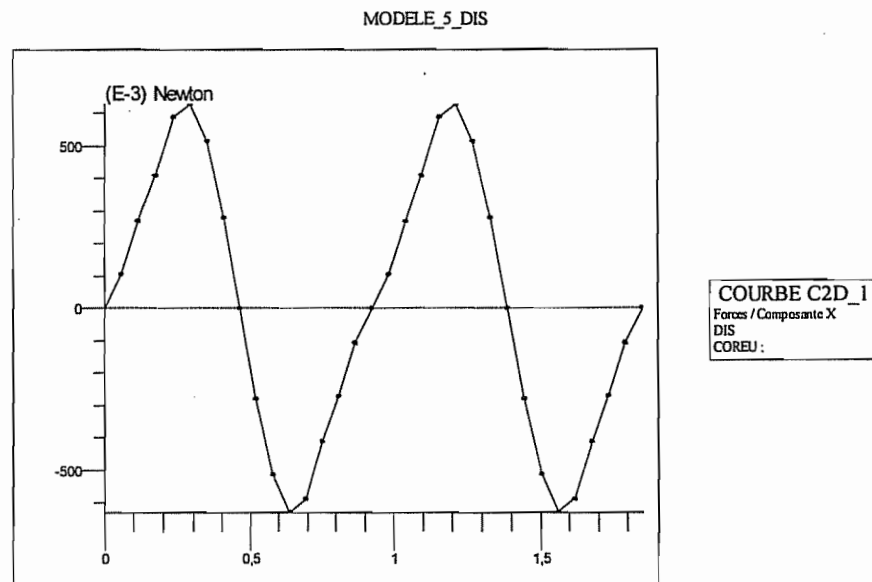
- Avec variation de DIS (MODELE 5 DIS)

Nous avons deux positions d'équilibre stables (lorsque l'aimant est aligné avec le fer) et deux positions d'équilibre instable (lorsque l'aimant est aligné avec une bobine).

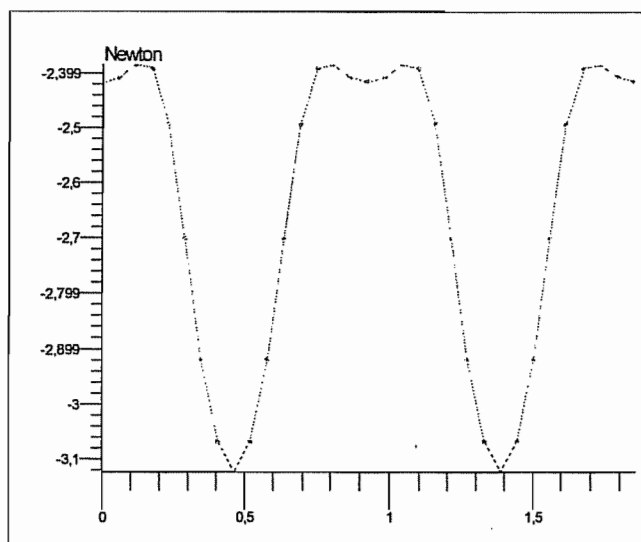
Lorsque l'aimant est aligné avec le fer, la force selon Y est logiquement maximale.

Afin d'obtenir un couple de rappel, il est intéressant de travailler autour d'un des deux points d'équilibre stable. Si l'on suppose un déplacement utile dans le sens des X positifs, il faudrait travailler dans la région où DIS vaut entre 0.5 et 1 mm environ (ou dans la zone 1.4 à 1.8 mm environ).

*Remarque : la force de rappel selon X est très importante. D'après quelques simulations non mentionnées ici, le passage d'un courant dans les bobines ne sera pas capable de vaincre l'aimantation des aimants (et donc le couple de rappel). Il n'y aura donc pas d'effet utile. Pour cela, il va falloir jouer sur les paramètres. Il faut également savoir que, dans les présentes simulations, l'induction rémanente des aimants est 0.75 T or, dans les applications concrètes, ces petits aimants ont une induction rémanente voisine de 0.3 à 0.4 T (ce qui diminuera la force de rappel).*



MODELE\_5\_DIS



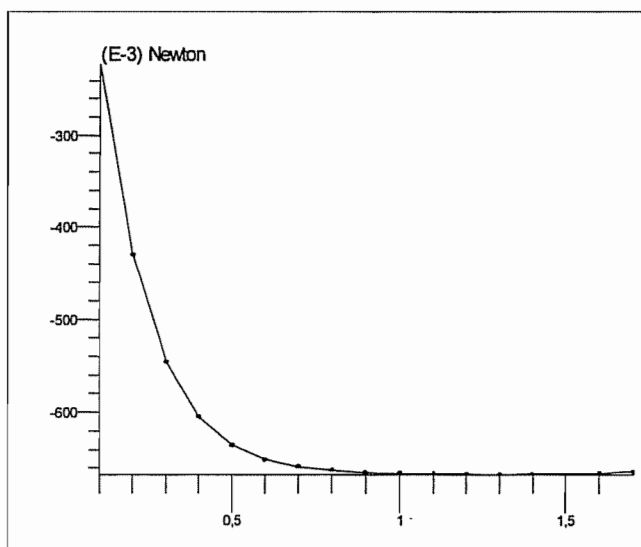
COURBE C2D\_2  
Forces / Composante Y  
DIS  
COREU :

Dans les simulations suivantes, nous allons travailler autour des points 0.4625 et 0.925 car il est fort probable que ce soit dans cette zone que l'on décide d'évoluer.

▪ Avec variation de MGTH (MODELE 5 MGTH)

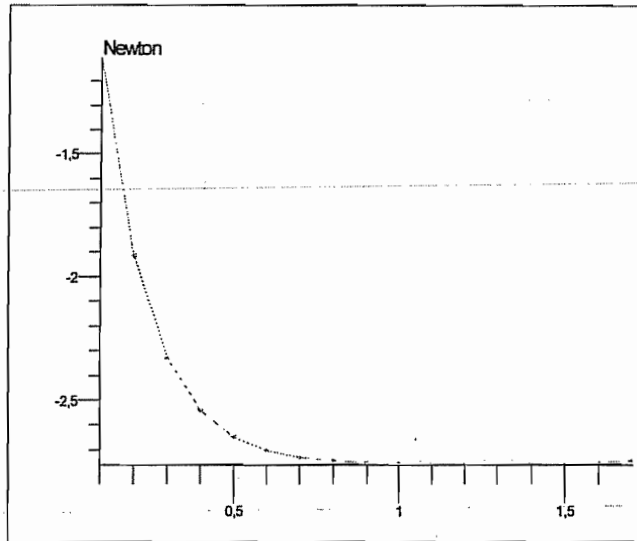
On se place dans la position DIS = 0.65 (ce sera également le cas dans les essais suivants lorsqu'on ne mentionne rien sur la position). On observe une augmentation des efforts selon X et Y lorsque l'épaisseur des aimants augmente. La saturation apparaît pour une épaisseur d'environ 0.5 mm.

MODELE\_5\_MGTH



COURBE C2D\_1  
Forces / Composante X  
MGTH  
COREU :

MODELE\_5\_MGTH

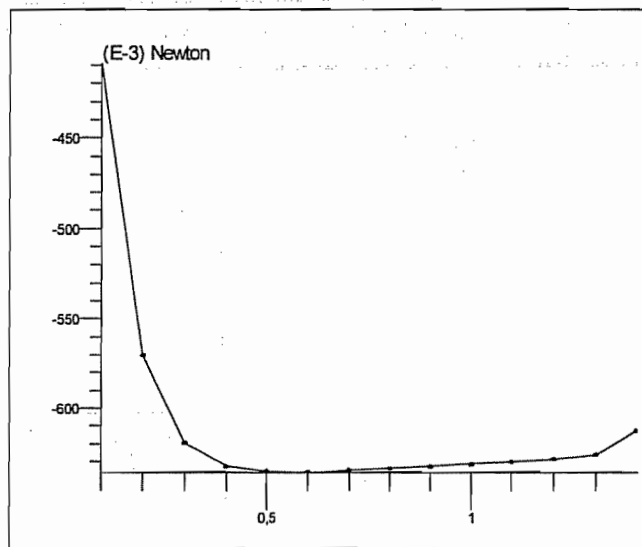


COURBE C2D\_2  
Forces / Composante Y  
MGTH  
COREU :

■ Avec variation de COILH (MODELE 5 COILH)

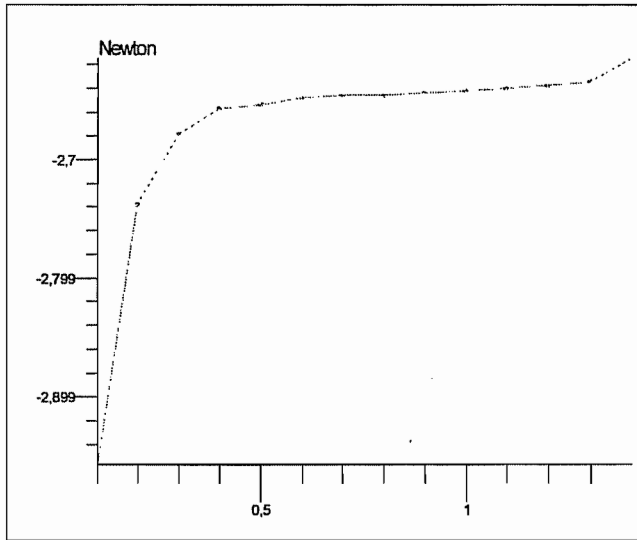
Les composantes selon X et Y de la force sont globalement constantes lorsque COILH varie. On observe une légère décroissance de ces composantes lorsque COILH augmente.

MODELE\_5\_COILH



COURBE C2D\_1  
Forces / Composante X  
COILH  
COREU :

MODELE\_5\_COILH



COURBE C2D\_2  
Forces / Composante Y  
COILH  
COREU :

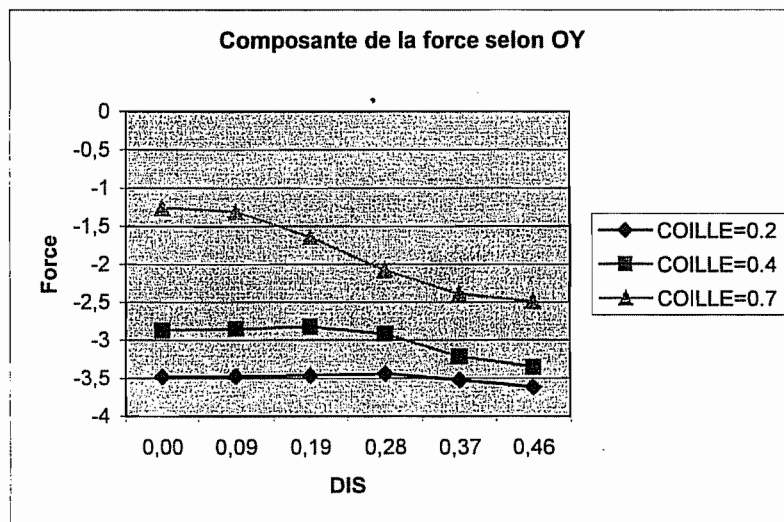
▪ Avec variation de COILLE (MODELE 5 COILLE)

On observe une augmentation de l'effort selon X et un diminution de l'effort selon Y lorsque COILLE augmente. Intuitivement, un aimant aura tendance à s'aligner plus « fort » avec un petit bout de métal qu'avec un gros (car dans ce dernier, les lignes de flux passent à peu près partout où elles le souhaitent). Plus COILLE diminue et plus le maximum de l'effort selon X se rapproche du milieu du pôle ferromagnétique.

La composante selon Y de l'effort reste relativement constante mais a tendance à augmenter lorsqu'on se rapproche du point d'équilibre stable.

De manière globale, l'effet du pôle ferromagnétique est d'autant plus marqué qu'il est petit.

Si l'on regarde l'influence des différents paramètres, on observe une différence d'intensité maximum de 5 à 10 % entre les 2 modèles pour le couple utile et 25 % environ (0.11 N contre 0.085 globalement) pour le couple de rappel (le modèle le plus performant étant celui dont le nombre de paires de pôles est plus élevé).

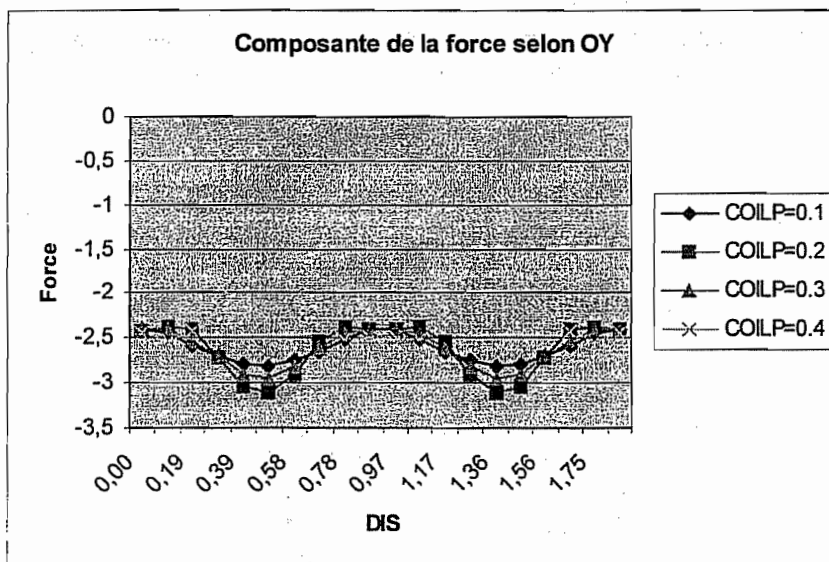
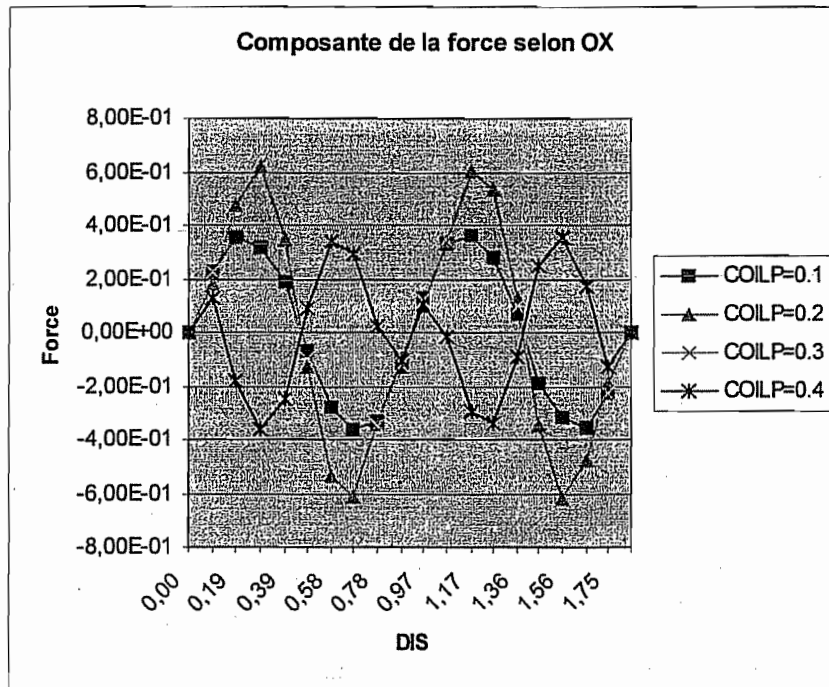


▪ Avec variation de COILP (MODELE 5 COILP)

Les courbes pour COILP allant de 0.1 à 0.3 ont sensiblement la même allure. Pour COILP valant 0.4, l'allure est fortement différente car on se trouve dans une situation où la bobine n'entoure pratiquement plus de matériau ferromagnétique. On va s'intéresser aux 3 premières valeurs de COILP.

La force selon X semble avoir ses optima aux mêmes DIS, quelque soit COILP. La seule chose qui diffère est l'intensité de l'effort, maximum lorsque COILP est tel que le dispositif est symétrique.

Concernant la force selon Y, COILP semble avoir peu d'influence sur l'intensité et une légère influence sur la forme de la courbe.





## VII. Analyse de l'influence des différents paramètres

Ce tableau reprend l'évolution du couple utile et du couple de rappel lors d'une **augmentation ↗** de chaque paramètre.

	Couple utile		Couple de rappel	
Epaisseur des aimants (MGTH)	Augmentation rapide suivie d'une saturation	↗ puis →	Augmentation rapide suivie d'une saturation	↗ puis →
Entrefer (AIRGAP)	Diminution	↘	Diminution	↘
Hauteur des bobines (COILH)	Augmentation linéaire	↗	Relativement constante (légère diminution) au-delà d'une valeur limite	→
Largeur des bobines (COILLE)	Augmentation linéaire puis diminution (pour des valeurs élevées de COILLE)	↗ puis ↘	Augmentation linéaire puis diminution supposée (pour des valeurs élevées de COILLE)	↗ puis ↘
Position des bobines (COILP)	Diminution autour d'une valeur optimale de COILP correspondant à la symétrie du système	↘	Diminution autour d'une valeur optimale de COILP correspondant à la symétrie du système	↘
Induction des aimants (INDUCTION)	Diminution <sup>1</sup>	↘	Augmentation	↗

Pour l'induction rémanente des aimants, l'influence sur le couple utile et sur le couple de rappel sont liées. En augmentant l'induction, on augmente le couple de rappel... ce qui diminue le couple utile puisque ce dernier lutte contre le couple de rappel.

***Remarque :** dans la suite, on verra qu'une augmentation de l'induction rémanente des aimants est favorable pour le couple utile et le couple de rappel. C'est le cas si l'on ne fixe pas la position de départ et d'arrivée entre parties mobile et fixe.*

Il semble donc qu'il n'y ait qu'un paramètre évident sur lequel on puisse jouer : il s'agit de la hauteur COILH des bobines.

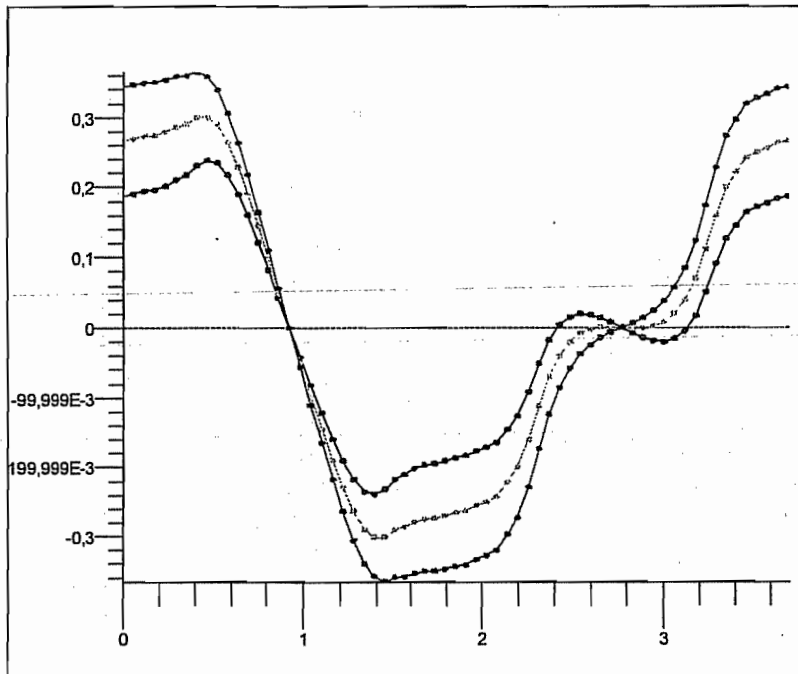
<sup>1</sup> Cela dépend de l'endroit où l'on se place pour définir le couple utile. Si c'est dans la partie « attraction », il y a augmentation du couple utile lors d'une augmentation de l'induction rémanente des aimants. Si c'est dans la partie « répulsion », il y a diminution du couple utile.

## VII. Optimisation du modèle à 8 pôles (MODELE 6...)

### A. Couple utile (50 A/mm<sup>2</sup>) (MODELE 6 DIS et MODELE 6 COILLE)

#### ▪ Influence de COILH

MODELE\_6\_DIS



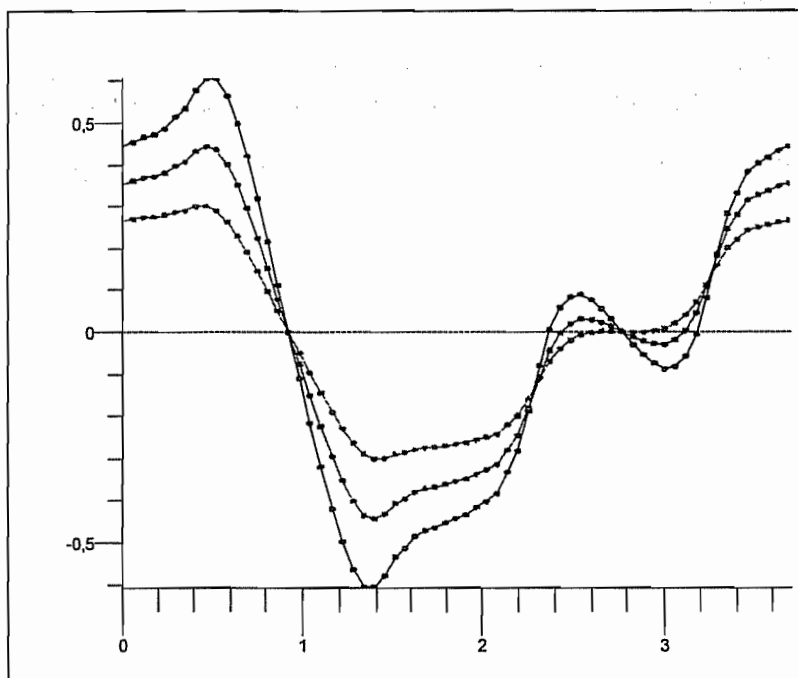
**COURBE C2D\_3**  
 Forces / Composante X  
 DIS  
 COREU :  
 COILH : 1.3  
 Bremanent(MAGNETL) (Tesla) : 0.3

**COURBE C2D\_2**  
 Forces / Composante X  
 DIS  
 COREU :  
 COILH : 1  
 Bremanent(MAGNETL) (Tesla) : 0.3

**COURBE C2D\_1**  
 Forces / Composante X  
 DIS  
 COREU :  
 COILH : 0.7  
 Bremanent(MAGNETL) (Tesla) : 0.3

#### ▪ Influence de l'INDUCTION rémanente des aimants

MODELE\_6\_DIS



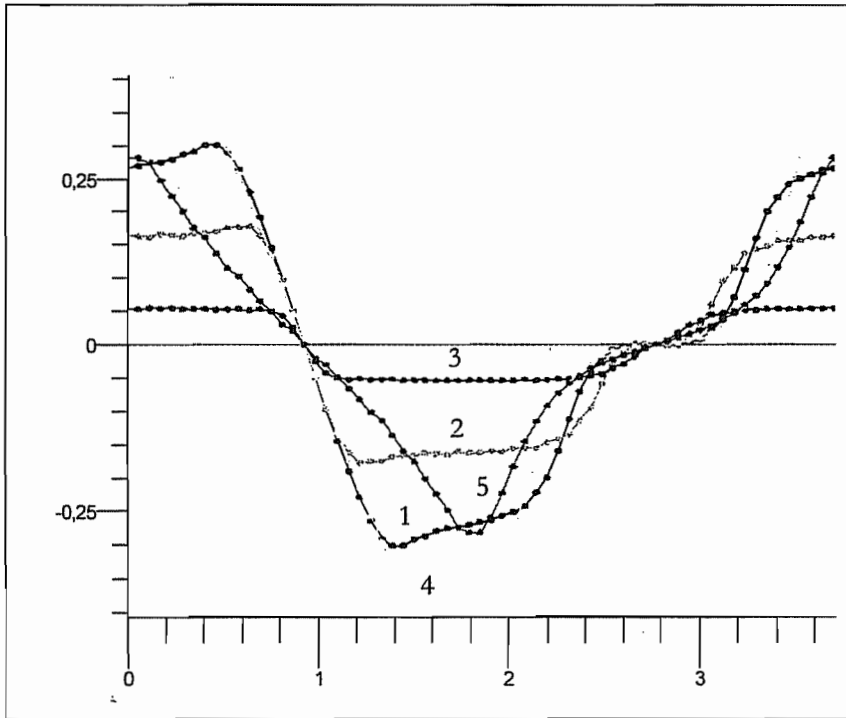
**COURBE C2D\_7**  
 Forces / Composante X  
 DIS  
 COREU :  
 COILH : 1  
 Bremanent(MAGNETL) (Tesla) : 0.5

**COURBE C2D\_8**  
 Forces / Composante X  
 DIS  
 COREU :  
 COILH : 1  
 Bremanent(MAGNETL) (Tesla) : 0.4

**COURBE C2D\_5**  
 Forces / Composante X  
 DIS  
 COREU :  
 COILH : 1  
 Bremanent(MAGNETL) (Tesla) : 0.3

▪ Influence de COILLE

MODELE\_6\_COILLE



1  
**COURBE C2D\_1**  
 Forces / Composante X  
 DIS  
 COREU :  
 COILP : 0,425  
 COILLE : 1  
 Idensite(COILL) (A/mm2) : 50

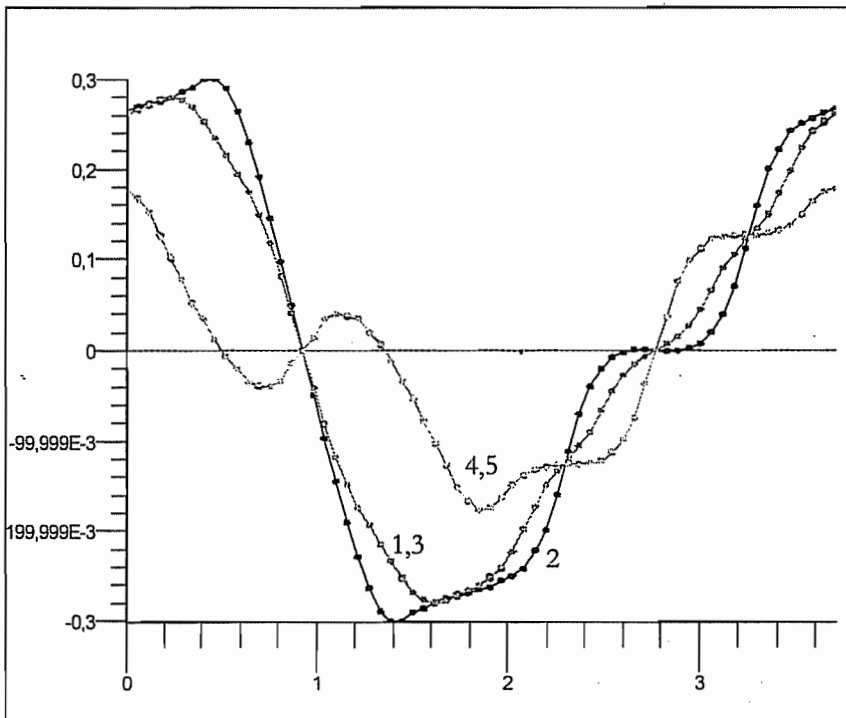
2  
**COURBE C2D\_2**  
 Forces / Composante X  
 DIS  
 COREU :  
 COILP : 0,625  
 COILLE : 0,6  
 Idensite(COILL) (A/mm2) : 50

3  
**COURBE C2D\_3**  
 Forces / Composante X  
 DIS  
 COREU :  
 COILP : 0,825  
 COILLE : 0,2  
 Idensite(COILL) (A/mm2) : 50

4  
**COURBE C2D\_4**  
 Forces / Composante X  
 DIS  
 COREU :  
 COILP : 0,225  
 COILLE : 1,399999  
 Idensite(COILL) (A/mm2) : 50

5  
**COURBE C2D\_5**  
 Forces / Composante X  
 DIS  
 COREU :  
 COILP : 0,025  
 COILLE : 1,8  
 Idensite(COILL) (A/mm2) : 50

MODELE\_6\_COILLE



1  
**COURBE C2D\_13**  
 Forces / Composante X  
 DIS  
 COREU :  
 COILP : 0,225  
 COILLE : 1  
 Idensite(COILL) (A/mm2) : 50

2  
**COURBE C2D\_14**  
 Forces / Composante X  
 DIS  
 COREU :  
 COILP : 0,425  
 COILLE : 1  
 Idensite(COILL) (A/mm2) : 50

3  
**COURBE C2D\_15**  
 Forces / Composante X  
 DIS  
 COREU :  
 COILP : 0,625  
 COILLE : 1  
 Idensite(COILL) (A/mm2) : 50

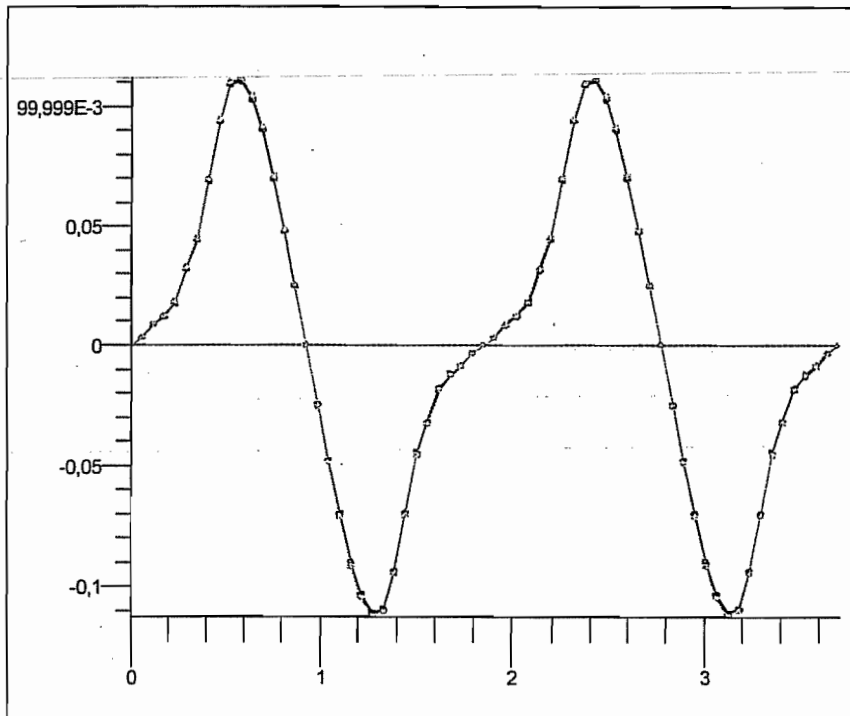
4  
**COURBE C2D\_16**  
 Forces / Composante X  
 DIS  
 COREU :  
 COILP : 0,825  
 COILLE : 1  
 Idensite(COILL) (A/mm2) : 50

5  
**COURBE C2D\_17**  
 Forces / Composante X  
 DIS  
 COREU :  
 COILP : 0,025  
 COILLE : 1  
 Idensite(COILL) (A/mm2) : 50

B. Couple de rappel (0 A/mm<sup>2</sup>) (MODELE 6 DIS R et MODELE 6 COILLE)

▪ Influence de COILH

MODELE\_6\_DIS\_R



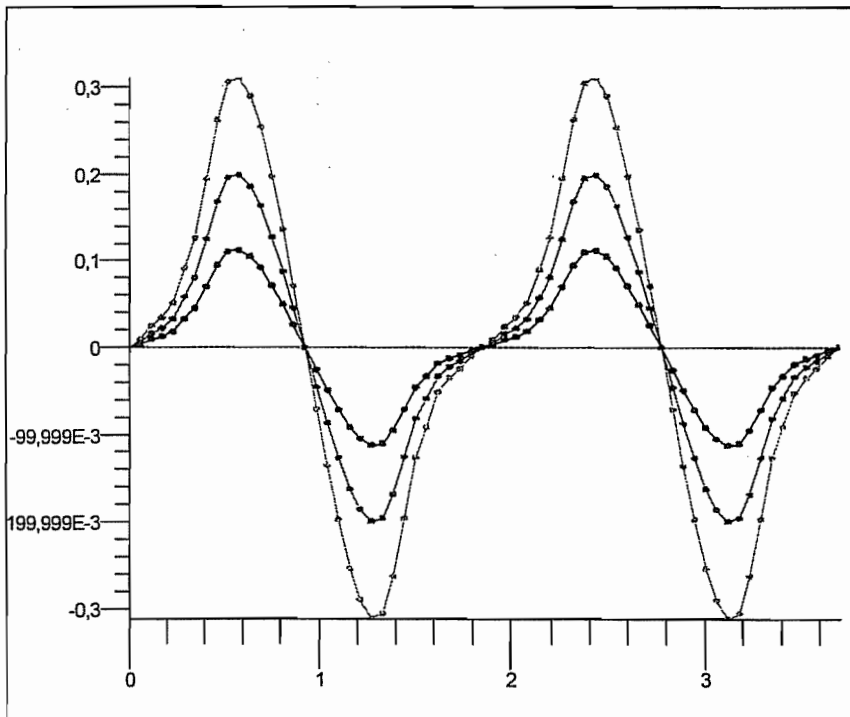
COURBE C2D\_3  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU ;  
COILH : 1,3  
Bremant(magneti) (Tesla) : 0,3

COURBE C2D\_1  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU ;  
COILH : 0,7  
Bremant(magneti) (Tesla) : 0,3

COURBE C2D\_2  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU ;  
COILH : 1  
Bremant(magneti) (Tesla) : 0,3

▪ Influence de l'INDUCTION rémanente des aimants

MODELE\_6\_DIS\_R



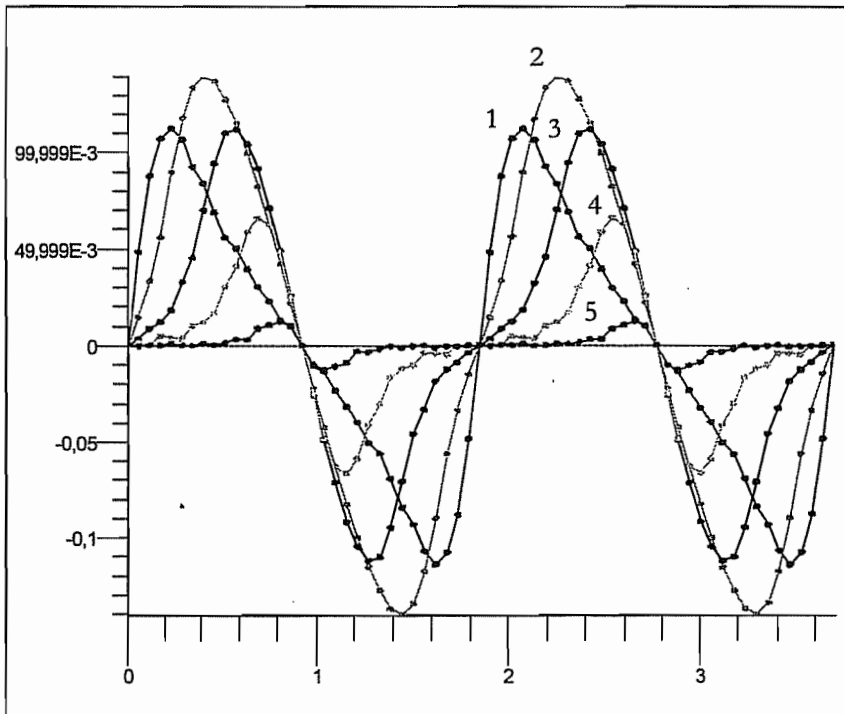
COURBE C2D\_7  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU ;  
COILH : 1  
Bremant(magneti) (Tesla) : 0,5

COURBE C2D\_5  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU ;  
COILH : 1  
Bremant(magneti) (Tesla) : 0,4

COURBE C2D\_4  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU ;  
COILH : 1  
Bremant(magneti) (Tesla) : 0,3

▪ Influence de COILLE

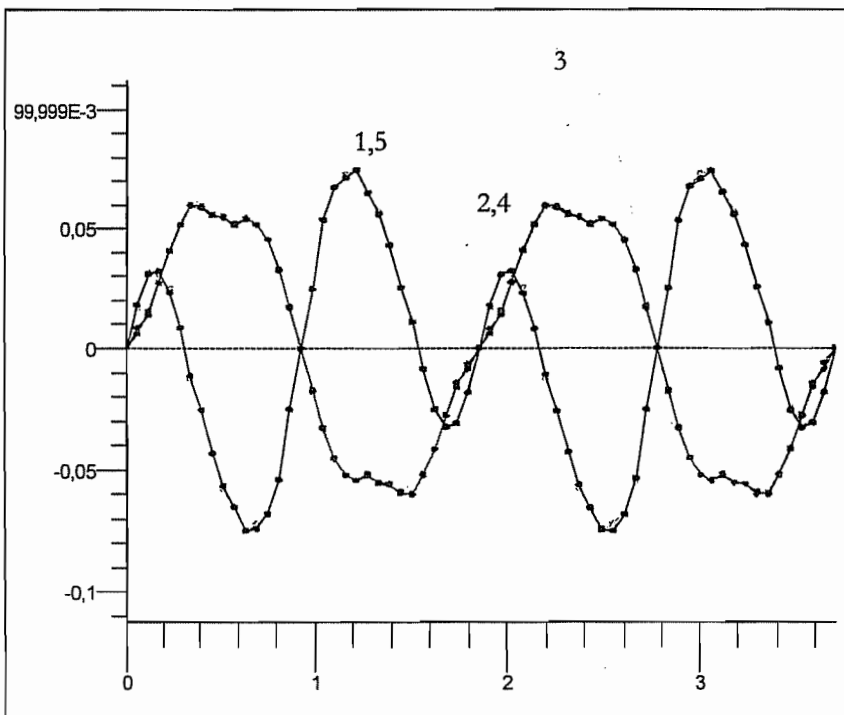
MODELE\_6\_COILLE



- 1
  - COURBE C2D\_6
  - Forces / Composante X
  - DIS
  - COREU :
  - COILP : 0,025
  - COILLE : 1,8
  - Idensite(COILL) (A/mm2) : 0
- 2
  - COURBE C2D\_7
  - Forces / Composante X
  - DIS
  - COREU :
  - COILP : 0,225
  - COILLE : 1,399999
  - Idensite(COILL) (A/mm2) : 0
- 3
  - COURBE C2D\_8
  - Forces / Composante X
  - DIS
  - COREU :
  - COILP : 0,425
  - COILLE : 1
  - Idensite(COILL) (A/mm2) : 0
- 4
  - COURBE C2D\_9
  - Forces / Composante X
  - DIS
  - COREU :
  - COILP : 0,625
  - COILLE : 0,6
  - Idensite(COILL) (A/mm2) : 0
- 5
  - COURBE C2D\_10
  - Forces / Composante X
  - DIS
  - COREU :
  - COILP : 0,825
  - COILLE : 0,2
  - Idensite(COILL) (A/mm2) : 0

▪ Influence de COILP

MODELE\_6\_COILLE



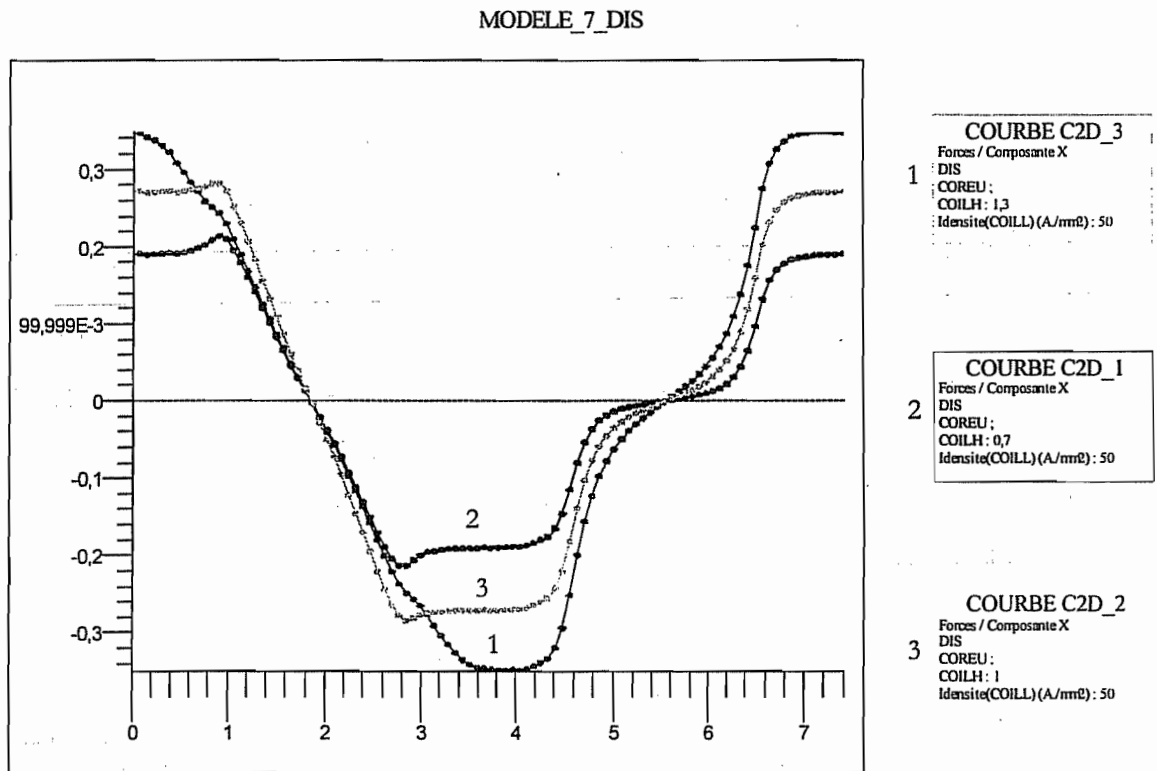
- 1
  - COURBE C2D\_18
  - Forces / Composante X
  - DIS
  - COREU :
  - COILP : 0,025
  - COILLE : 1
  - Idensite(COILL) (A/mm2) : 0
- 2
  - COURBE C2D\_19
  - Forces / Composante X
  - DIS
  - COREU :
  - COILP : 0,225
  - COILLE : 1
  - Idensite(COILL) (A/mm2) : 0
- 3
  - COURBE C2D\_20
  - Forces / Composante X
  - DIS
  - COREU :
  - COILP : 0,425
  - COILLE : 1
  - Idensite(COILL) (A/mm2) : 0
- 4
  - COURBE C2D\_21
  - Forces / Composante X
  - DIS
  - COREU :
  - COILP : 0,625
  - COILLE : 1
  - Idensite(COILL) (A/mm2) : 0
- 5
  - COURBE C2D\_22
  - Forces / Composante X
  - DIS
  - COREU :
  - COILP : 0,825
  - COILLE : 1
  - Idensite(COILL) (A/mm2) : 0

## VIII. Optimisation du modèle à 4 pôles (MODELE 7...)

Par défaut, l'induction rémanente des aimants vaut 0.3 T.

### A. Couple utile (50 A/mm<sup>2</sup>)

- Influence de COILH (MODELE\_7\_DIS)



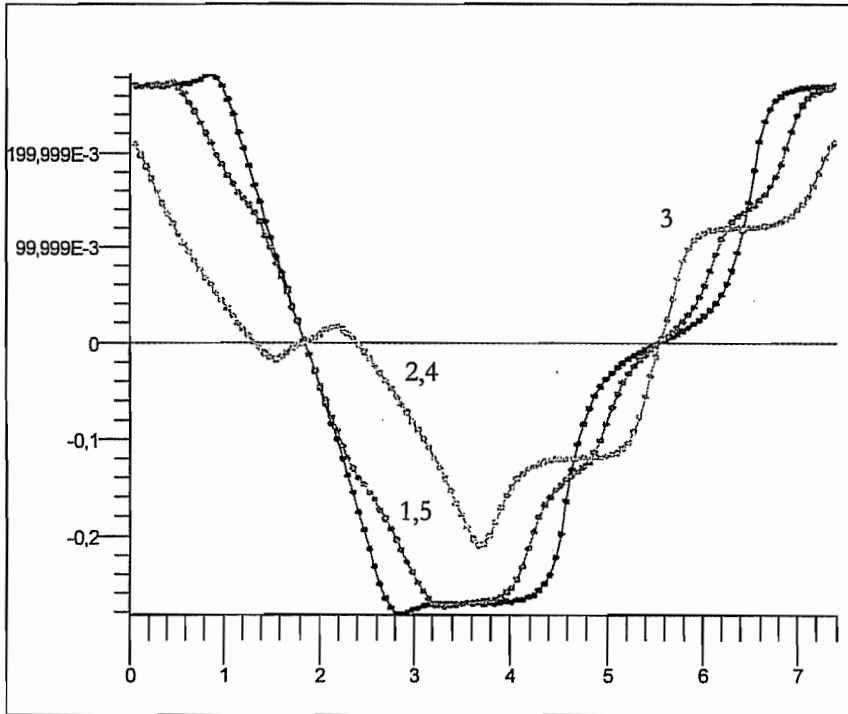
Il semble que les efforts développés soient comparables à ceux du modèles à 8 pôles. Si l'on regarde l'influence des différents paramètres, on observe une différence d'intensité maximum de 5 à 10 % entre les 2 modèles pour le couple utile et 25 % environ (0.11 N contre 0.085 globalement) pour le couple de rappel (le modèle le plus performant étant celui dont le nombre de paires de pôles est plus élevé).

Etant donné la complexité de fabrication accrue d'un modèle où le nombre de pôles est élevé (pour un gain modéré en couple utile et une complexité de fabrication pouvant entraîner une diminution de ce même couple utile), je pense que nous allons nous concentrer sur la fabrication d'un modèle à 4 pôles. De plus, un modèle où le nombre de pôles diminue permet de trouver plus facilement une plage de fonctionnement possible (il faut 250 microns de déplacement où le couple utile et de rappel sont de signe opposé).

Ce modèle permettra de construire plus rapidement un prototype d'actionneur et ainsi de déterminer le couple nécessaire à l'actionnement du prototype de la pompe.

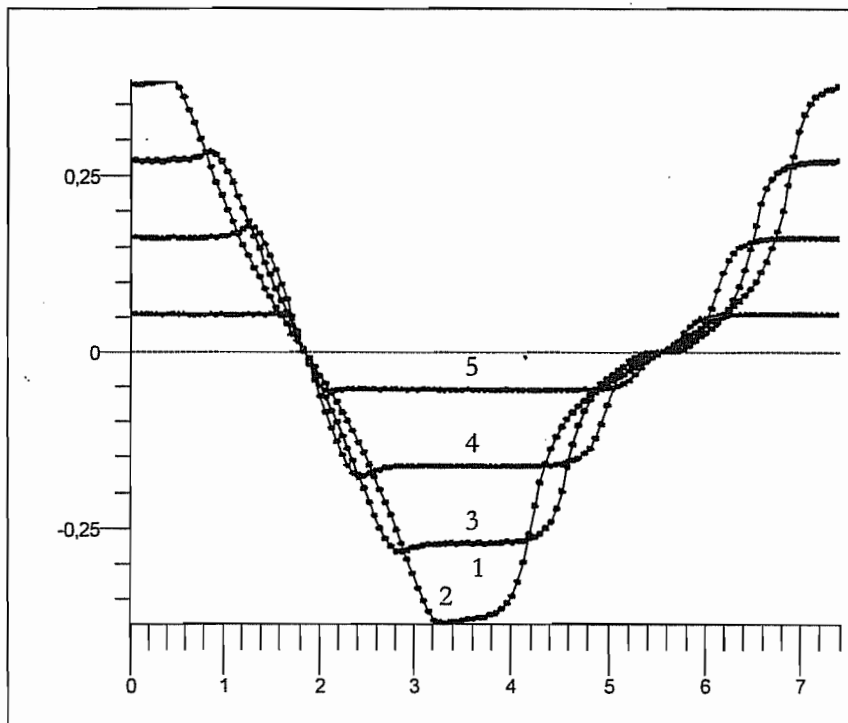
▪ Influence de COILP (MODELE\_7\_COILLE)

MODELE\_7\_COILLE



- 1  
COURBE C2D\_2  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU:  
COILP: 0,05  
COILLE: 2  
Idensite(COILL) (A/mm2) : 50
- 2  
COURBE C2D\_4  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU:  
COILP: 0,45  
COILLE: 2  
Idensite(COILL) (A/mm2) : 50
- 3  
COURBE C2D\_6  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU:  
COILP: 0,85  
COILLE: 2  
Idensite(COILL) (A/mm2) : 50
- 4  
COURBE C2D\_8  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU:  
COILP: 1,25  
COILLE: 2  
Idensite(COILL) (A/mm2) : 50
- 5  
COURBE C2D\_10  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU:  
COILP: 1,649999  
COILLE: 2  
Idensite(COILL) (A/mm2) : 50

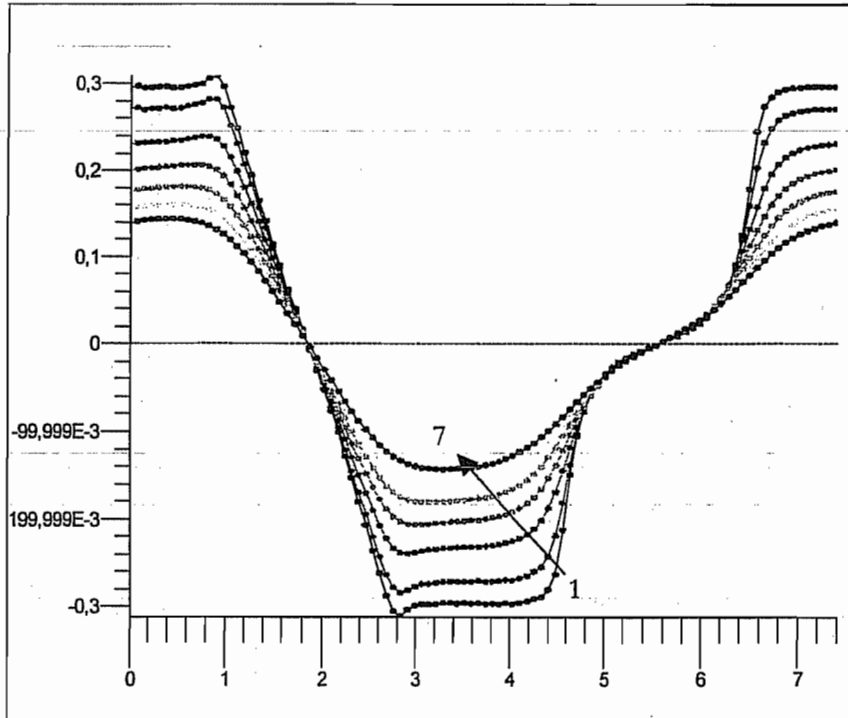
MODELE\_7\_COILLE



- 1  
COURBE C2D\_12  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU:  
COILP: 0,05  
COILLE: 3,6  
Idensite(COILL) (A/mm2) : 50
- 2  
COURBE C2D\_14  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU:  
COILP: 0,45  
COILLE: 2,799999  
Idensite(COILL) (A/mm2) : 50
- 3  
COURBE C2D\_16  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU:  
COILP: 0,85  
COILLE: 2  
Idensite(COILL) (A/mm2) : 50
- 4  
COURBE C2D\_18  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU:  
COILP: 1,25  
COILLE: 1,199999  
Idensite(COILL) (A/mm2) : 50
- 5  
COURBE C2D\_20  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU:  
COILP: 1,649999  
COILLE: 0,4  
Idensite(COILL) (A/mm2) : 50

▪ Influence de **AIRGAP** (MODELE\_7\_AIRGAP)

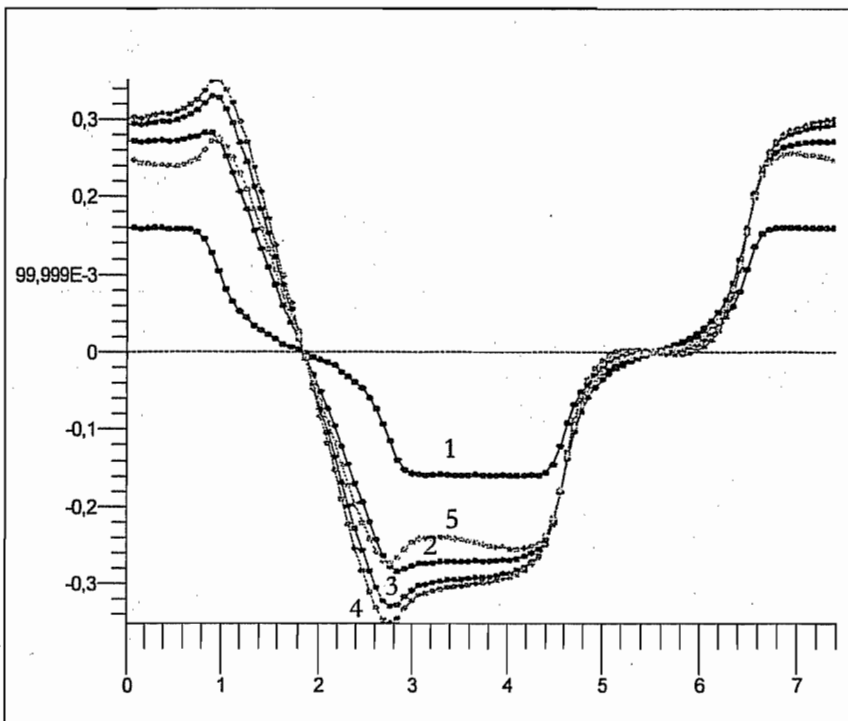
MODELE\_7\_AIRGAP



- 1 **COURBE C2D\_1**  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU:  
AIRGAP : 0,05  
Mensur(COILL)(A/mm<sup>2</sup>) : 50
- 2 **COURBE C2D\_3**  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU:  
AIRGAP : 0,1  
Mensur(COILL)(A/mm<sup>2</sup>) : 50
- 3 **COURBE C2D\_5**  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU:  
AIRGAP : 0,2  
Mensur(COILL)(A/mm<sup>2</sup>) : 50
- 4 **COURBE C2D\_7**  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU:  
AIRGAP : 0,3  
Mensur(COILL)(A/mm<sup>2</sup>) : 50
- 5 **COURBE C2D\_9**  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU:  
AIRGAP : 0,4  
Mensur(COILL)(A/mm<sup>2</sup>) : 50
- 6 **COURBE C2D\_11**  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU:  
AIRGAP : 0,5  
Mensur(COILL)(A/mm<sup>2</sup>) : 50
- 7 **COURBE C2D\_13**  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU:  
AIRGAP : 0,6  
Mensur(COILL)(A/mm<sup>2</sup>) : 50

▪ Influence de **MGTH** (MODELE\_7\_MGTH)

MODELE\_7\_MGTH

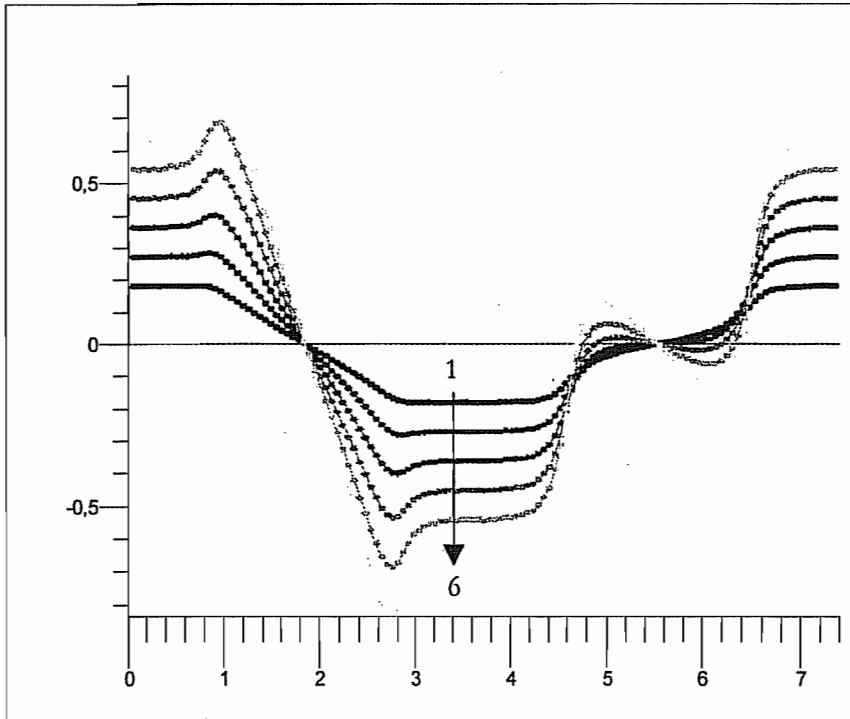


- 1 **COURBE C2D\_1**  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU:  
MGTH : 0,1  
Idensit(COILL)(A/mm<sup>2</sup>) : 50
- 2 **COURBE C2D\_3**  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU:  
MGTH : 0,5  
Idensit(COILL)(A/mm<sup>2</sup>) : 50
- 3 **COURBE C2D\_5**  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU:  
MGTH : 0,9  
Idensit(COILL)(A/mm<sup>2</sup>) : 50
- 4 **COURBE C2D\_7**  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU:  
MGTH : 1,3  
Idensit(COILL)(A/mm<sup>2</sup>) : 50
- 5 **COURBE C2D\_9**  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU:  
MGTH : 1,7  
Idensit(COILL)(A/mm<sup>2</sup>) : 50



▪ Influence de **INDUCTION** (MODELE\_7\_INDUCTION)

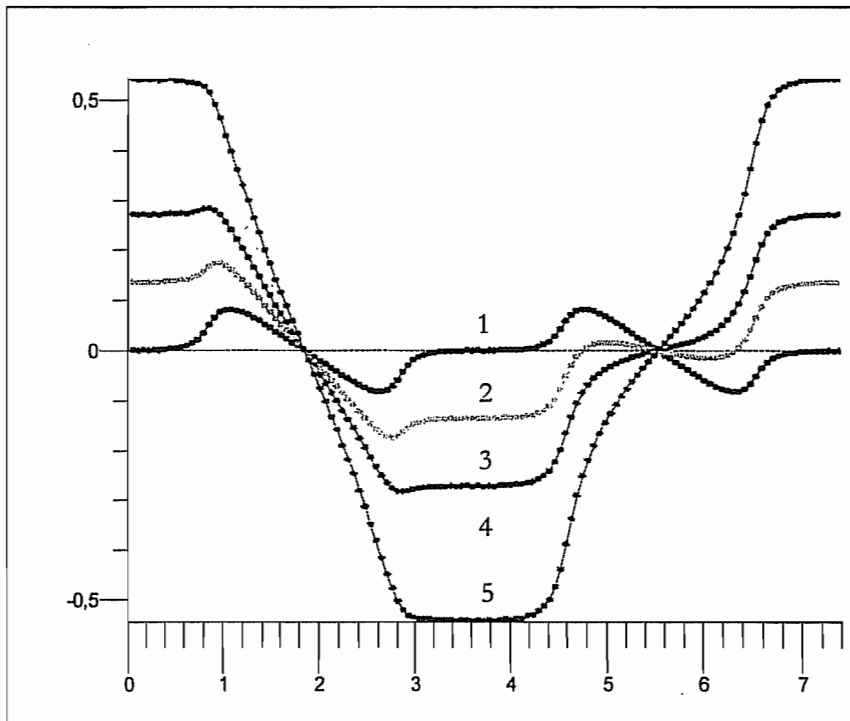
MODELE\_7\_INDUCTION



- 1 **COURBEC2D\_1**  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU;  
Bremance(MAGNETL)(Ttesh): 0,2  
Idensite(COILL)(A/mm2): 50
- 2 **COURBEC2D\_3**  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU;  
Bremance(MAGNETL)(Ttesh): 0,3  
Idensite(COILL)(A/mm2): 50
- 3 **COURBEC2D\_5**  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU;  
Bremance(MAGNETL)(Ttesh): 0,4  
Idensite(COILL)(A/mm2): 50
- 4 **COURBEC2D\_7**  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU;  
Bremance(MAGNETL)(Ttesh): 0,5  
Idensite(COILL)(A/mm2): 50
- 5 **COURBEC2D\_9**  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU;  
Bremance(MAGNETL)(Ttesh): 0,6  
Idensite(COILL)(A/mm2): 50
- 6 **COURBEC2D\_11**  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU;  
Bremance(MAGNETL)(Ttesh): 0,7  
Idensite(COILL)(A/mm2): 50

▪ Influence de **COURANT** (MODELE\_7\_COURANT)

MODELE\_7\_COURANT

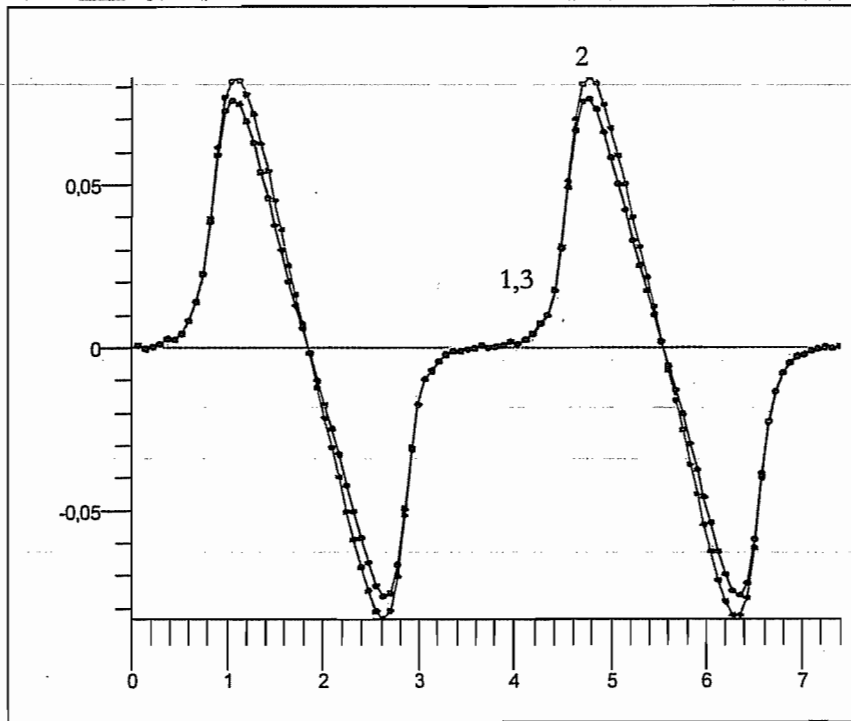


- 1 **COURBE C2D\_1**  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU;  
Idensite(COILL)(A/mm2): 0
- 2 **COURBE C2D\_2**  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU;  
Idensite(COILL)(A/mm2): 25
- 3 **COURBE C2D\_3**  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU;  
Idensite(COILL)(A/mm2): 50
- 4 **COURBE C2D\_4**  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU;  
Idensite(COILL)(A/mm2): 75
- 5 **COURBE C2D\_5**  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU;  
Idensite(COILL)(A/mm2): 100

B. Couple de rappel (0 A/mm<sup>2</sup>)

- Influence de COILH (MODELE\_7\_DIS)

MODELE\_7\_DIS



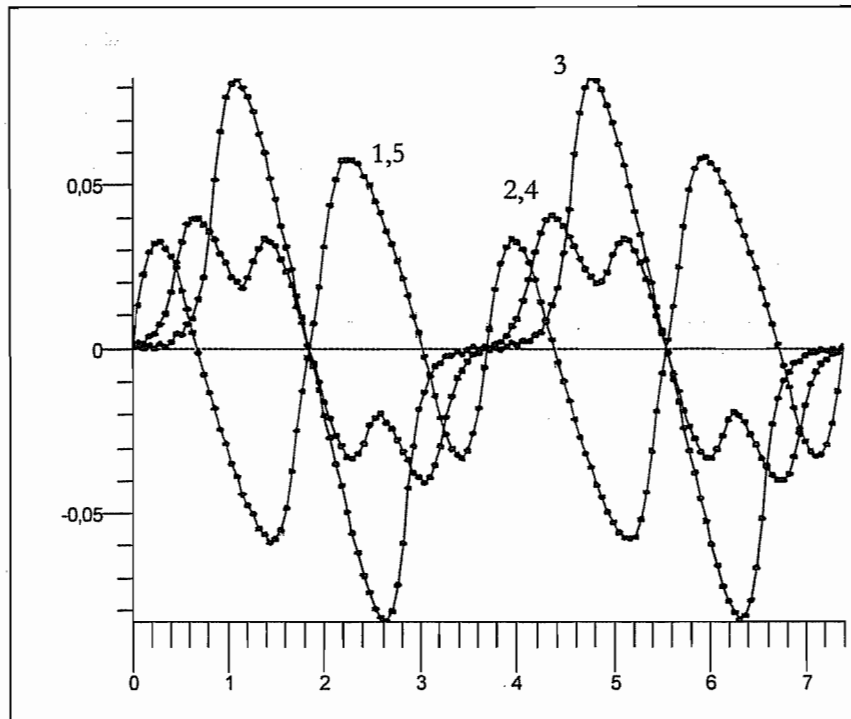
1  
**COURBE C2D\_4**  
 Forces / Composante X  
 DIS  
 COREU:  
 COILH: 1,3  
 Idensite(COILL) (A/mm2): 0

2  
**COURBE C2D\_5**  
 Forces / Composante X  
 DIS  
 COREU:  
 COILH: 1  
 Idensite(COILL) (A/mm2): 0

3  
**COURBE C2D\_6**  
 Forces / Composante X  
 DIS  
 COREU:  
 COILH: 0,7  
 Idensite(COILL) (A/mm2): 0

- Influence de COILP (MODELE\_7\_COILLE)

MODELE\_7\_COILLE



1  
**COURBE C2D\_3**  
 Forces / Composante X  
 DIS  
 COREU:  
 COILP: 0,05  
 COILLE: 2  
 Idensite(COILL) (A/mm2): 0

2  
**COURBE C2D\_5**  
 Forces / Composante X  
 DIS  
 COREU:  
 COILP: 0,45  
 COILLE: 2  
 Idensite(COILL) (A/mm2): 0

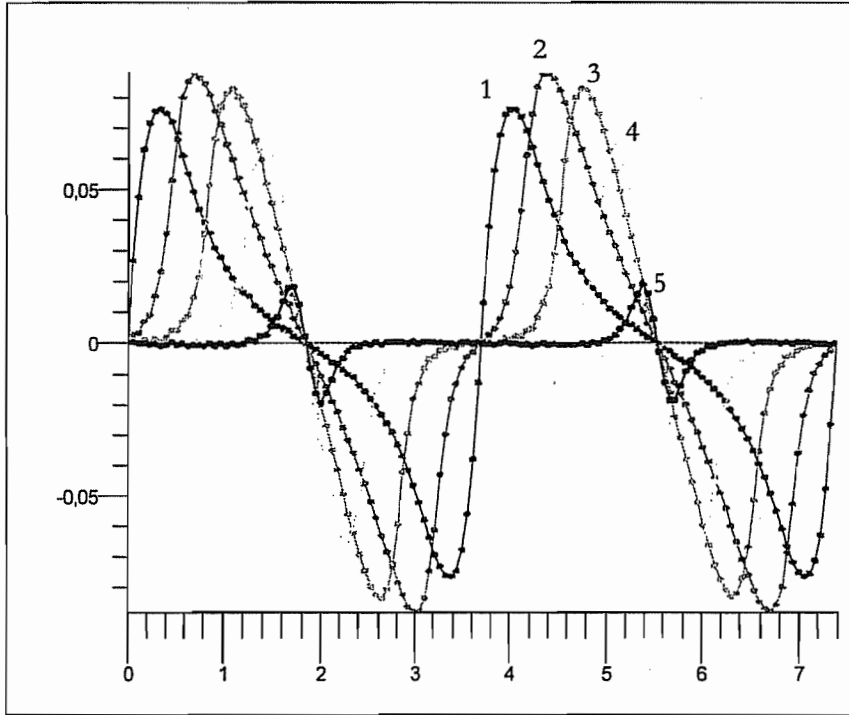
3  
**COURBE C2D\_7**  
 Forces / Composante X  
 DIS  
 COREU:  
 COILP: 0,85  
 COILLE: 2  
 Idensite(COILL) (A/mm2): 0

4  
**COURBE C2D\_9**  
 Forces / Composante X  
 DIS  
 COREU:  
 COILP: 1,25  
 COILLE: 2  
 Idensite(COILL) (A/mm2): 0

5  
**COURBE C2D\_11**  
 Forces / Composante X  
 DIS  
 COREU:  
 COILP: 1,649999  
 COILLE: 2  
 Idensite(COILL) (A/mm2): 0

▪ Influence de **COILLE** (MODELE\_7\_COILLE)

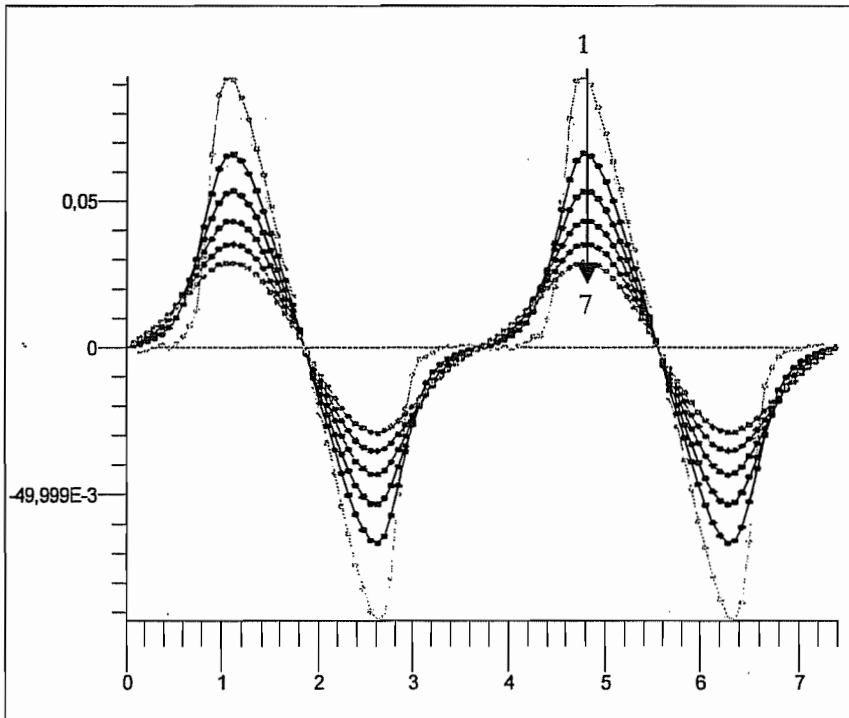
MODELE\_7\_COILLE



- 1 COURBE C2D\_13  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU:  
COLP: 0,05  
COILLE: 3,6  
Idensite(COILL) (A./mm2): 0
- 2 COURBE C2D\_15  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU:  
COLP: 0,45  
COILLE: 2,799999  
Idensite(COILL) (A./mm2): 0
- 3 COURBE C2D\_17  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU:  
COLP: 0,85  
COILLE: 2  
Idensite(COILL) (A./mm2): 0
- 4 COURBE C2D\_19  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU:  
COLP: 1,25  
COILLE: 1,199999  
Idensite(COILL) (A./mm2): 0
- 5 COURBE C2D\_21  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU:  
COLP: 1,649999  
COILLE: 0,4  
Idensite(COILL) (A./mm2): 0

▪ Influence de **AIRGAP** (MODELE\_7\_AIRGAP)

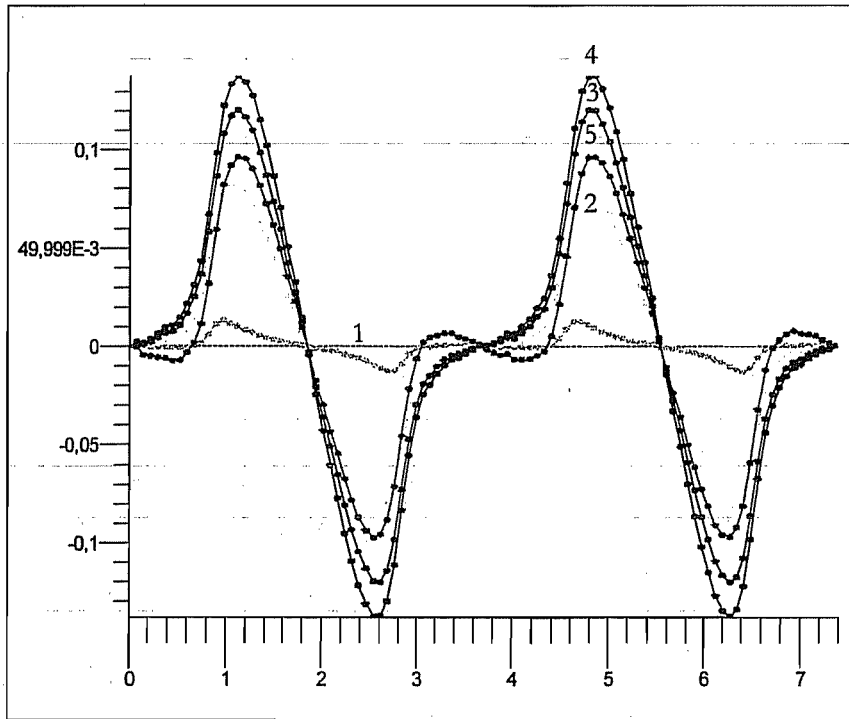
MODELE\_7\_AIRGAP



- 1 COURBE C2D\_2  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU:  
AIRGAP: 0,05  
Idensite(COILL) (A./mm2): 0
- 2 COURBE C2D\_4  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU:  
AIRGAP: 0,1  
Idensite(COILL) (A./mm2): 0
- 3 COURBE C2D\_6  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU:  
AIRGAP: 0,2  
Idensite(COILL) (A./mm2): 0
- 4 COURBE C2D\_8  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU:  
AIRGAP: 0,3  
Idensite(COILL) (A./mm2): 0
- 5 COURBE C2D\_10  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU:  
AIRGAP: 0,4  
Idensite(COILL) (A./mm2): 0
- 6 COURBE C2D\_12  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU:  
AIRGAP: 0,5  
Idensite(COILL) (A./mm2): 0
- 7 COURBE C2D\_14  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU:  
AIRGAP: 0,6  
Idensite(COILL) (A./mm2): 0

■ Influence de **MGTH** (MODELE\_7\_MGTH)

MODELE\_7\_MGTH



**COURBE C2D\_2**  
 Forces / Composante X  
 1 DIS  
 COREU ;  
 MGTH : 0,1  
 Idensite(COILL) (A./mm2) : 0

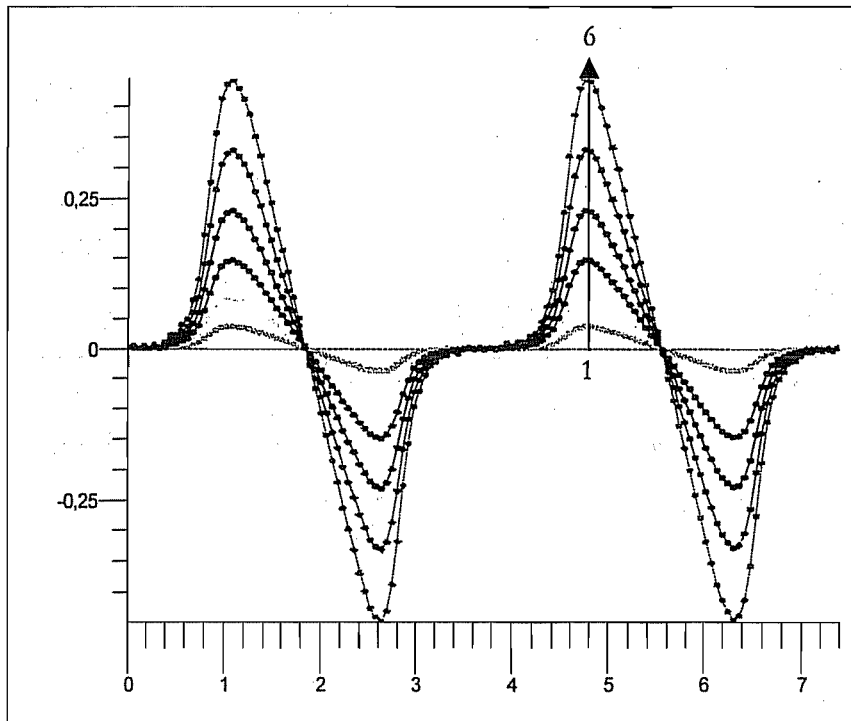
**COURBE C2D\_4**  
 Forces / Composante X  
 2 DIS  
 COREU ;  
 MGTH : 0,5  
 Idensite(COILL) (A./mm2) : 0

**COURBE C2D\_6**  
 Forces / Composante X  
 3 DIS  
 COREU ;  
 MGTH : 0,9  
 Idensite(COILL) (A./mm2) : 0

**COURBE C2D\_8**  
 Forces / Composante X  
 4 DIS  
 COREU ;  
 MGTH : 1,3  
 Idensite(COILL) (A./mm2) : 0

**COURBE C2D\_10**  
 Forces / Composante X  
 5 DIS  
 COREU ;  
 MGTH : 1,7  
 Idensite(COILL) (A./mm2) : 0

MODELE\_7\_INDUCTION



**COURBE C2D\_2**  
 Forces / Composante X  
 1 DIS  
 COREU ;  
 Elemenent(MAGNETL) (Tesla) : 0,2  
 Idensite(COILL) (A./mm2) : 0

**COURBE C2D\_4**  
 Forces / Composante X  
 2 DIS  
 COREU ;  
 Elemenent(MAGNETL) (Tesla) : 0,3  
 Idensite(COILL) (A./mm2) : 0

**COURBE C2D\_6**  
 Forces / Composante X  
 3 DIS  
 COREU ;  
 Elemenent(MAGNETL) (Tesla) : 0,4  
 Idensite(COILL) (A./mm2) : 0

**COURBE C2D\_8**  
 Forces / Composante X  
 4 DIS  
 COREU ;  
 Elemenent(MAGNETL) (Tesla) : 0,5  
 Idensite(COILL) (A./mm2) : 0

**COURBE C2D\_10**  
 Forces / Composante X  
 5 DIS  
 COREU ;  
 Elemenent(MAGNETL) (Tesla) : 0,6  
 Idensite(COILL) (A./mm2) : 0

**COURBE C2D\_12**  
 Forces / Composante X  
 6 DIS  
 COREU ;  
 Elemenent(MAGNETL) (Tesla) : 0,7  
 Idensite(COILL) (A./mm2) : 0

### C. Programme Matlab

Un programme Matlab (*Optimisation.m*) permet de rechercher, pour chaque valeur d'un paramètre, différentes zones optimum (maximum du couple utile moyen et maximum du couple de rappel moyen). Il faut trouver la valeur maximum sur une distance de 250 microns qui correspond à  $6^\circ$  de rotation.

Deux séries de graphes sont tracés : une correspondant à un couple de rappel sans courant dans les bobines et une correspondant à l'injection d'un courant dans les bobines pour exercer le couple de rappel (les modèles FLUX2D correspondant sont « suffixés » de « \_N »).

Les résultats sont illustrés sur les pages suivantes.

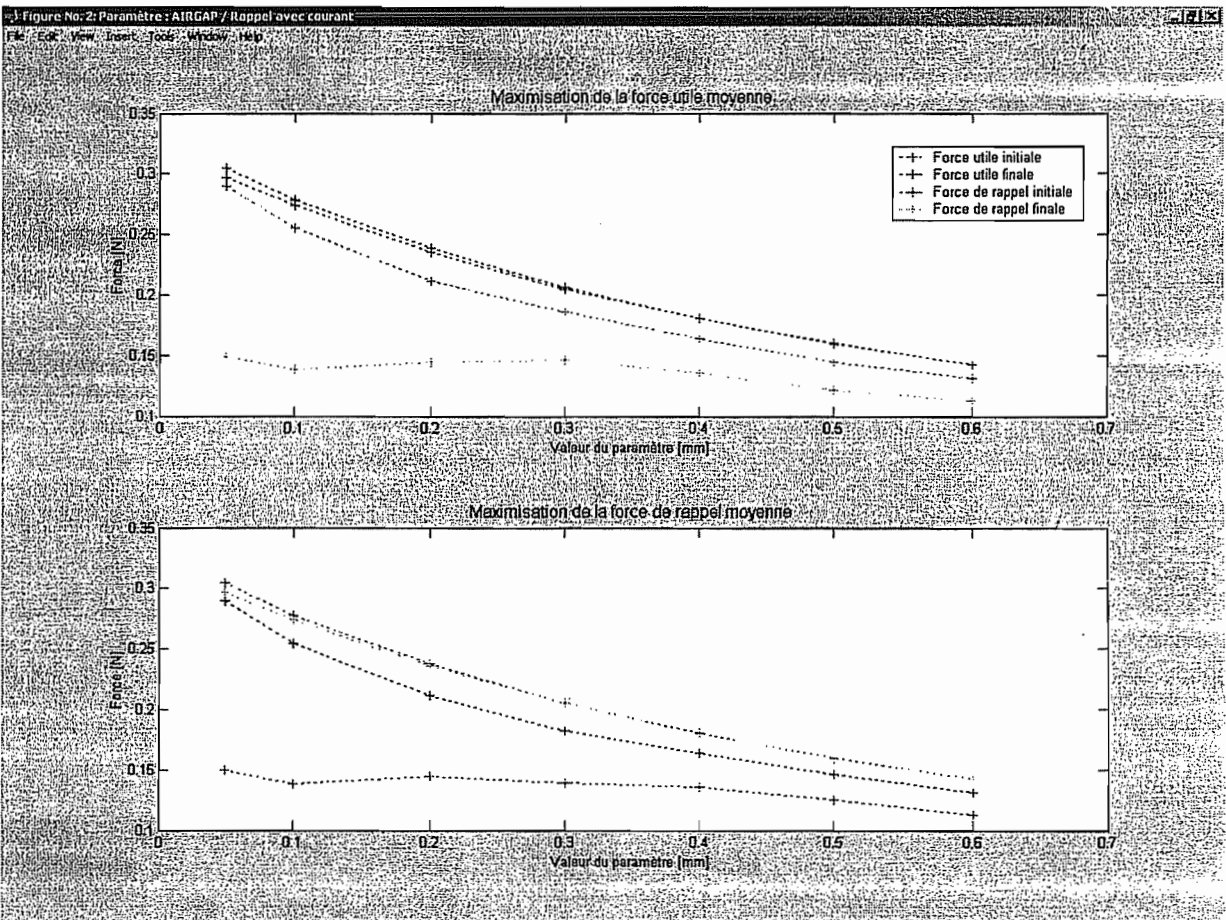
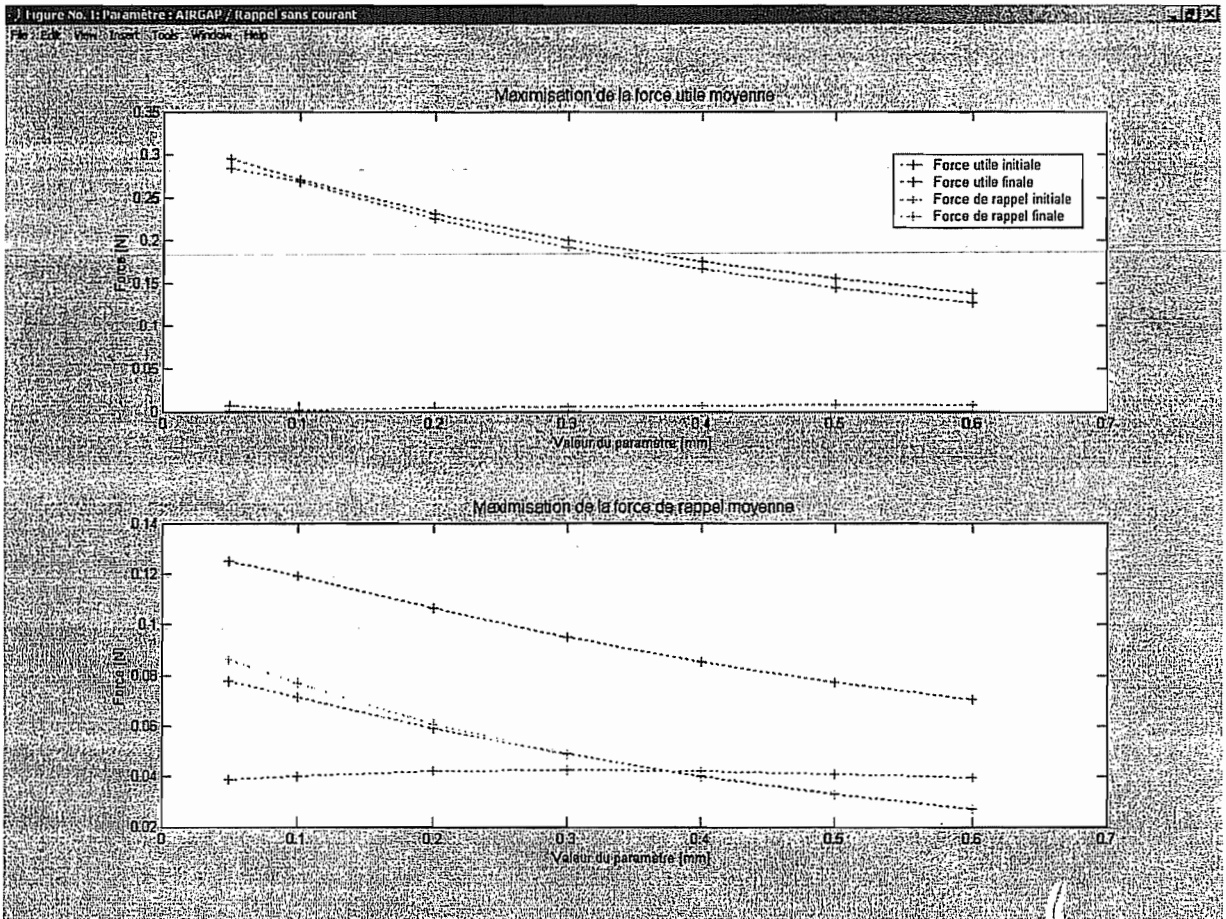


Figure No. 1: Paramètre : COILH / Rappel sans courant

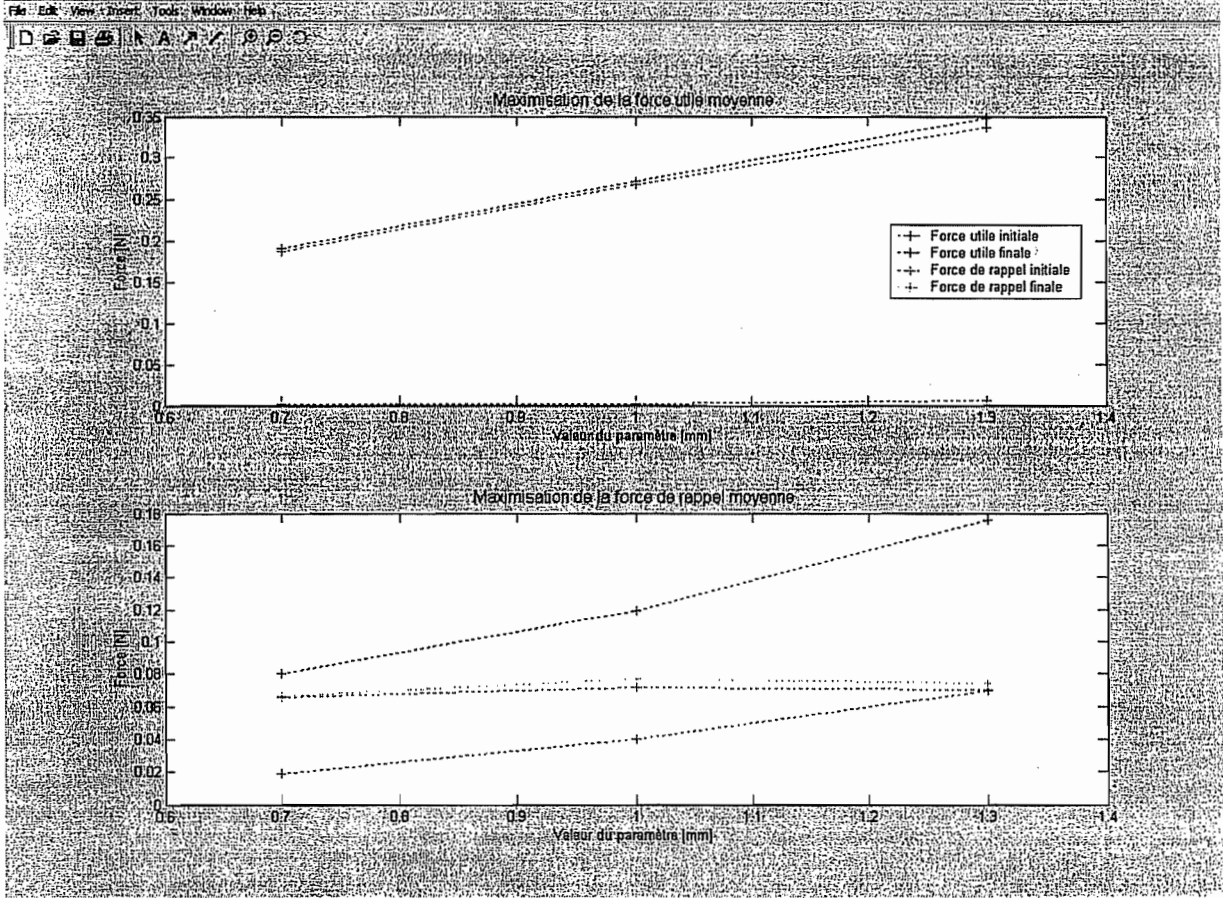
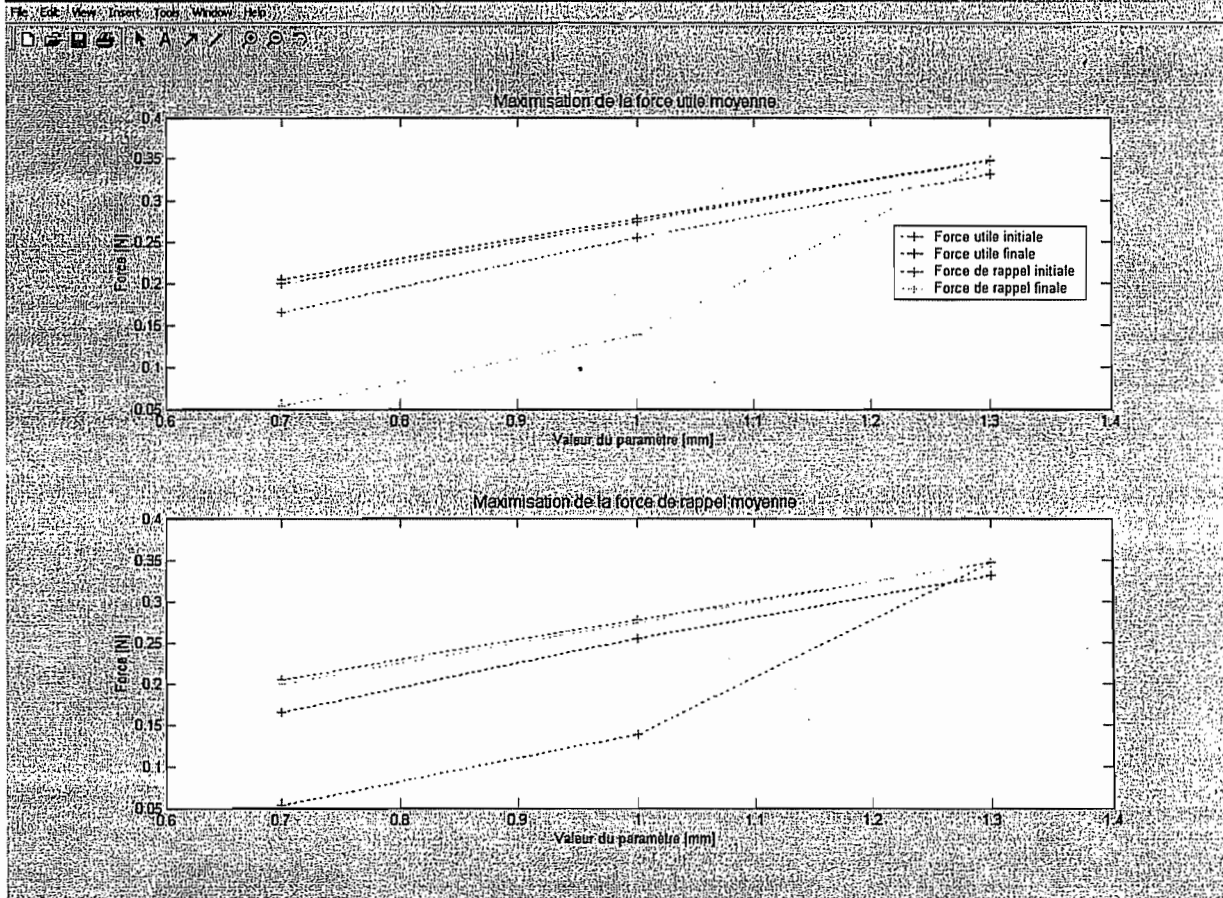


Figure No. 2: Paramètre : COILH / Rappel avec courant





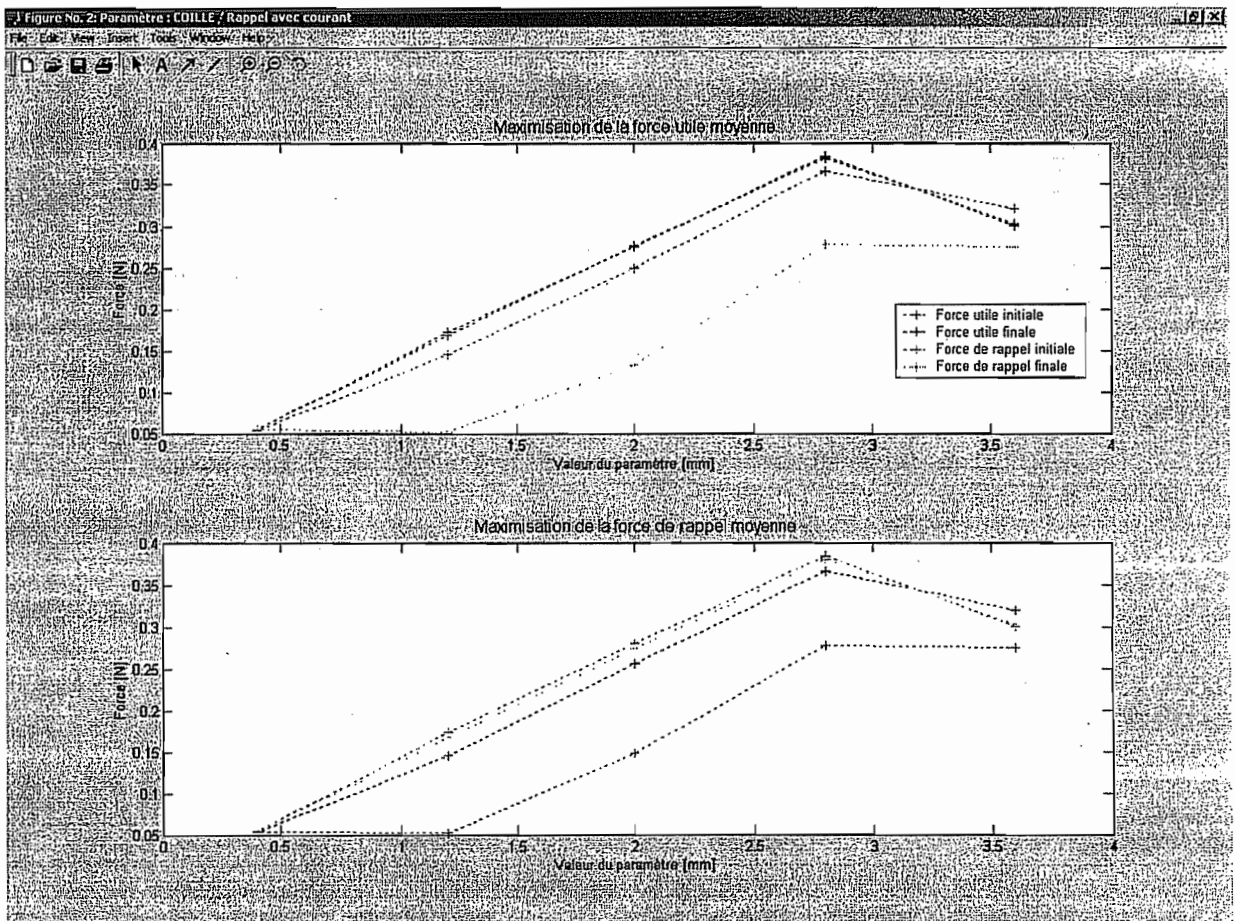
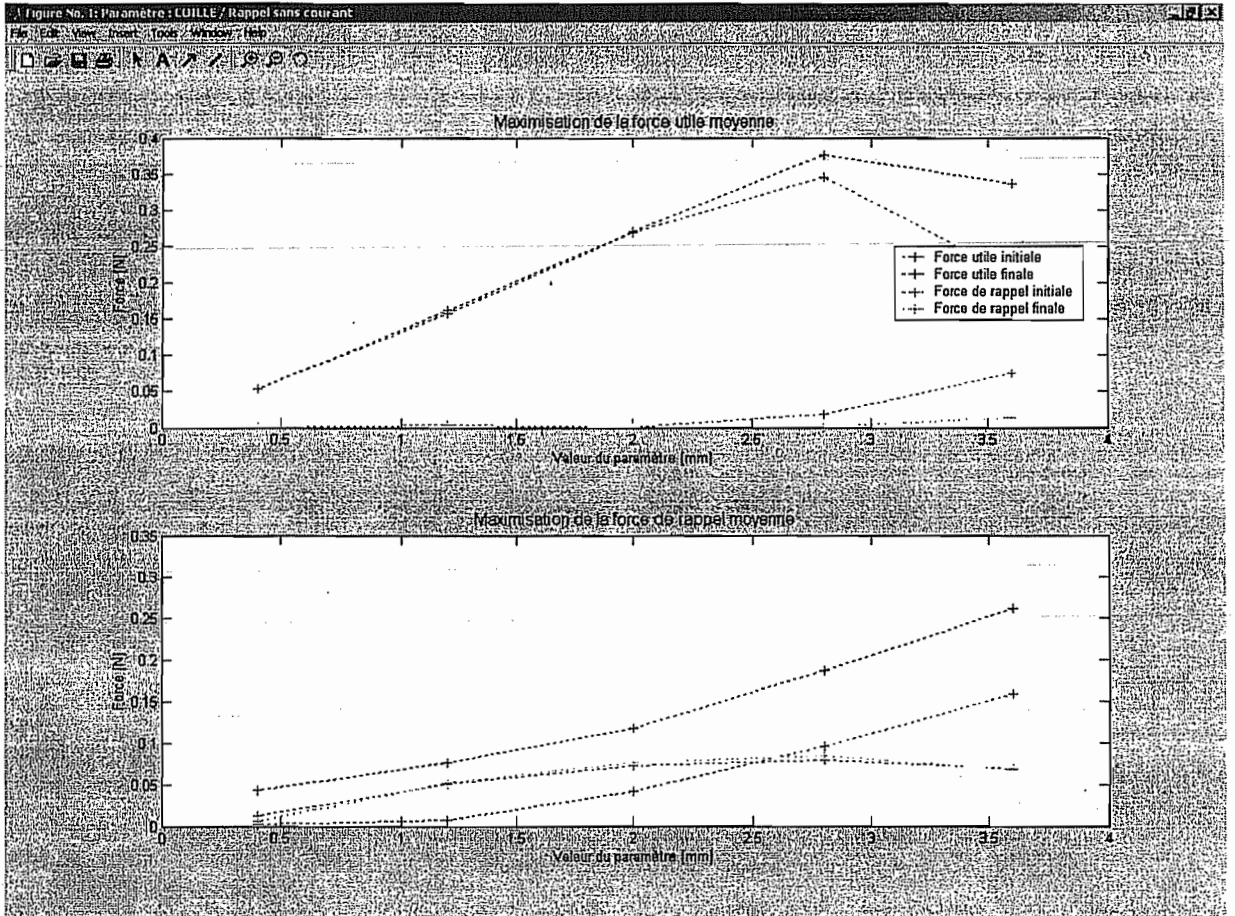




Figure No. 1: Paramètre: COILP / Rappel sans courant

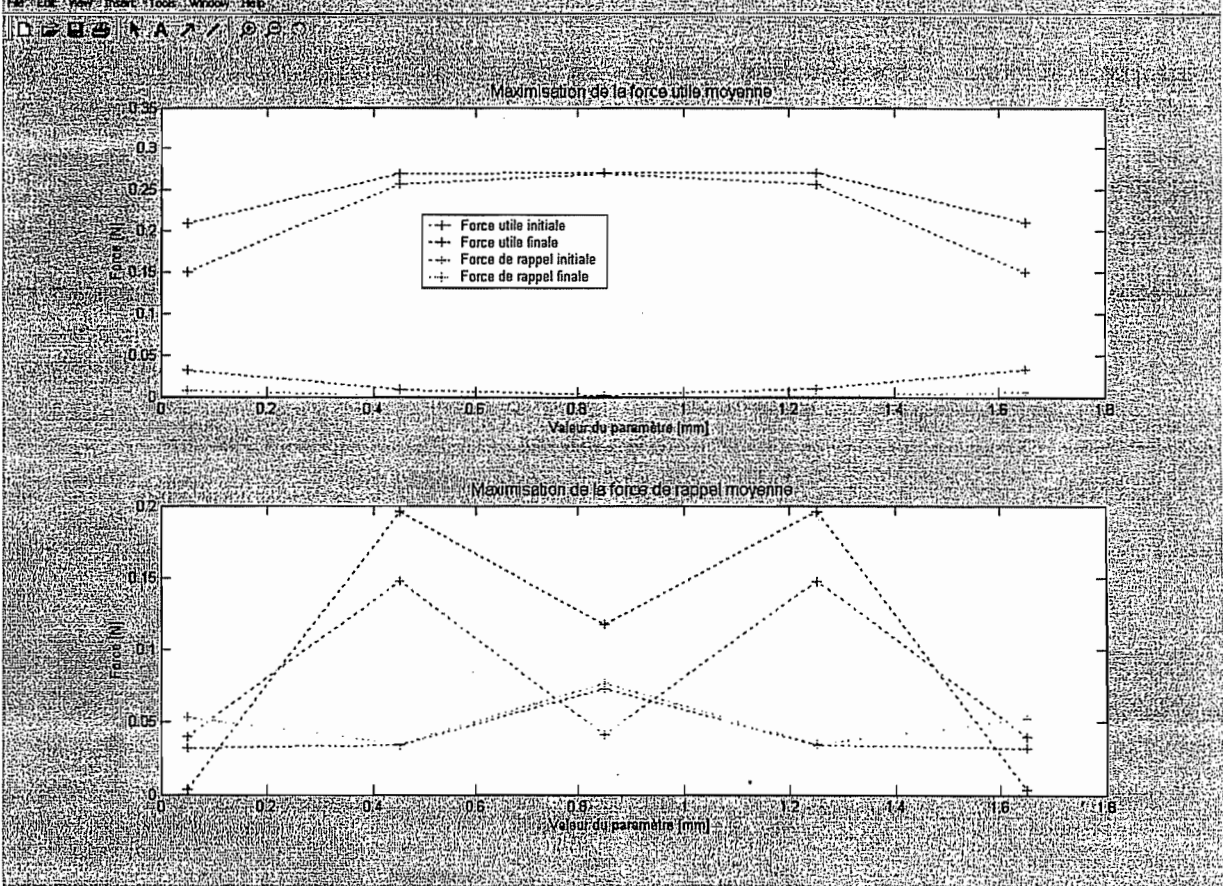
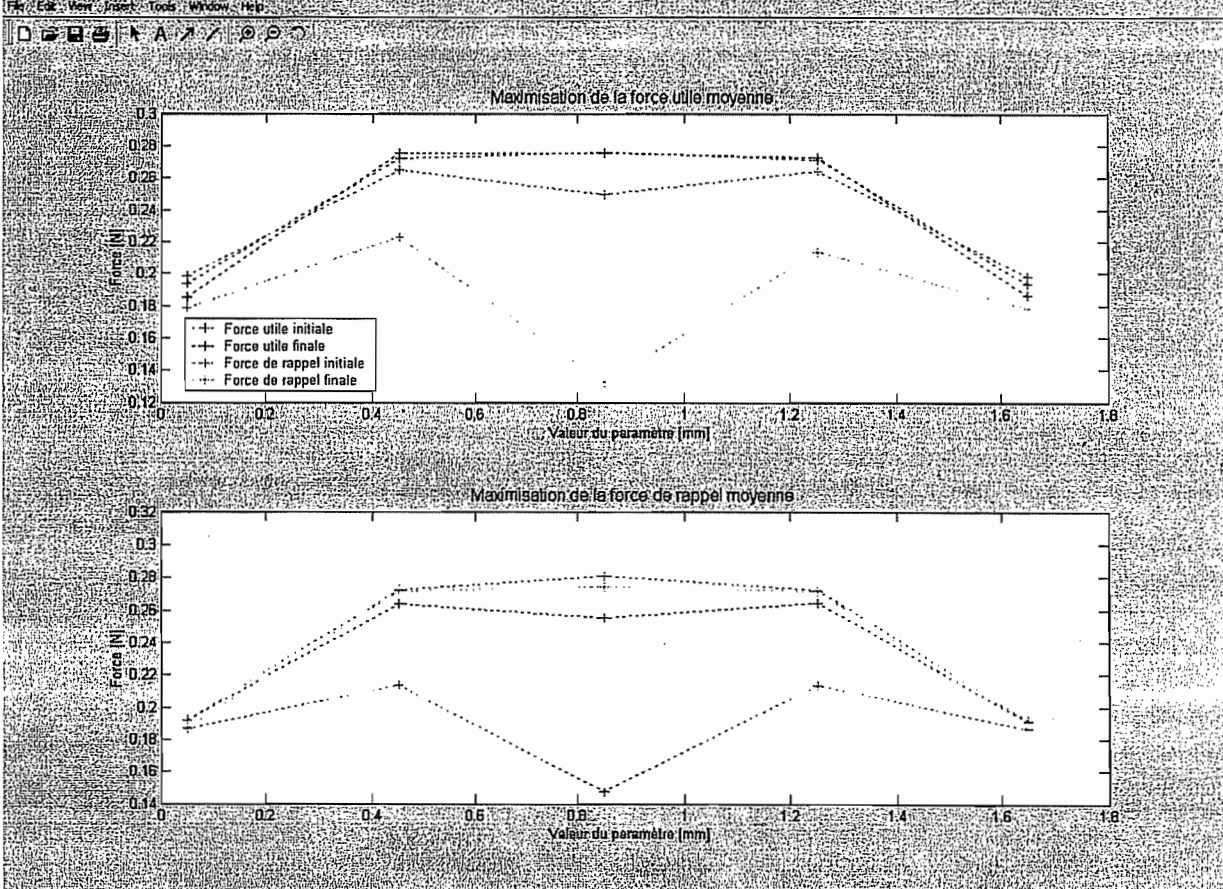
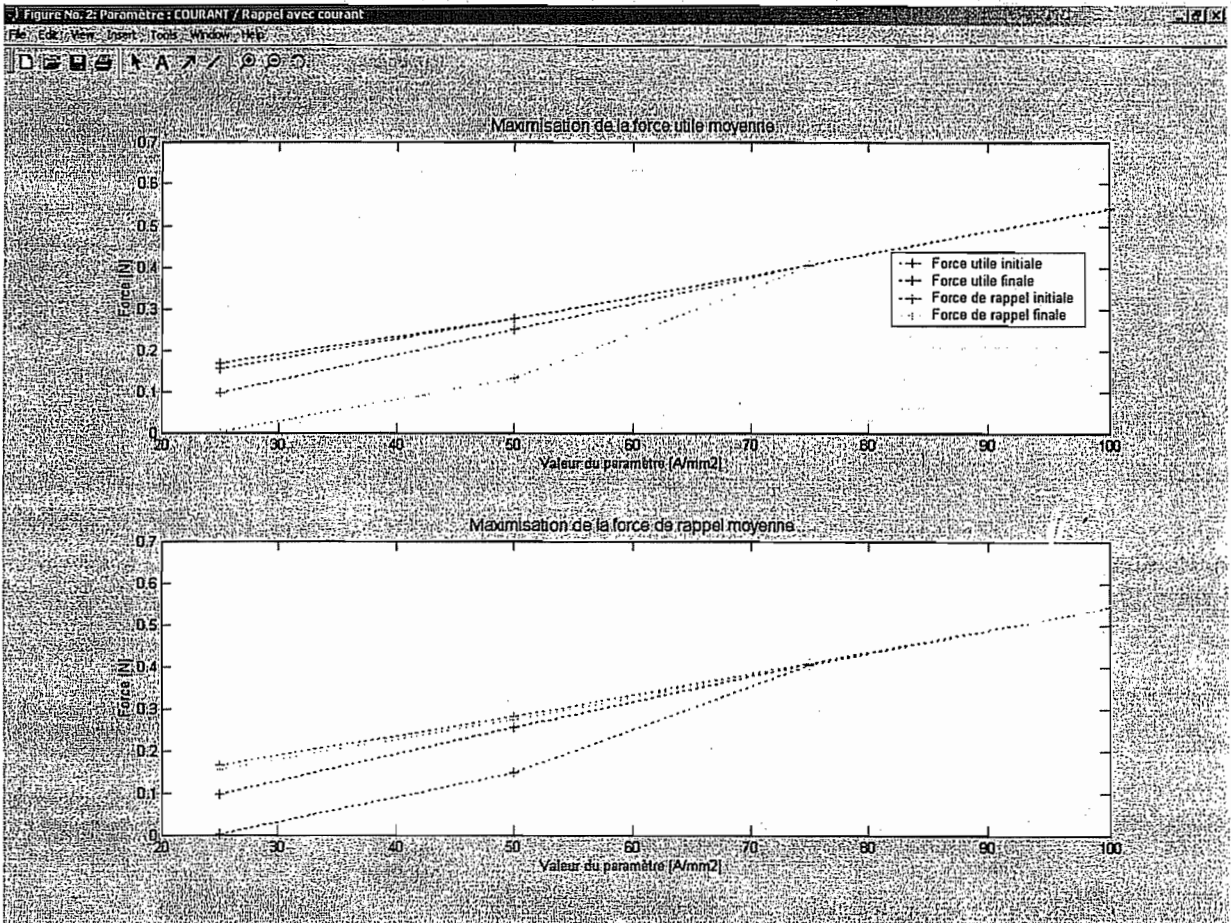
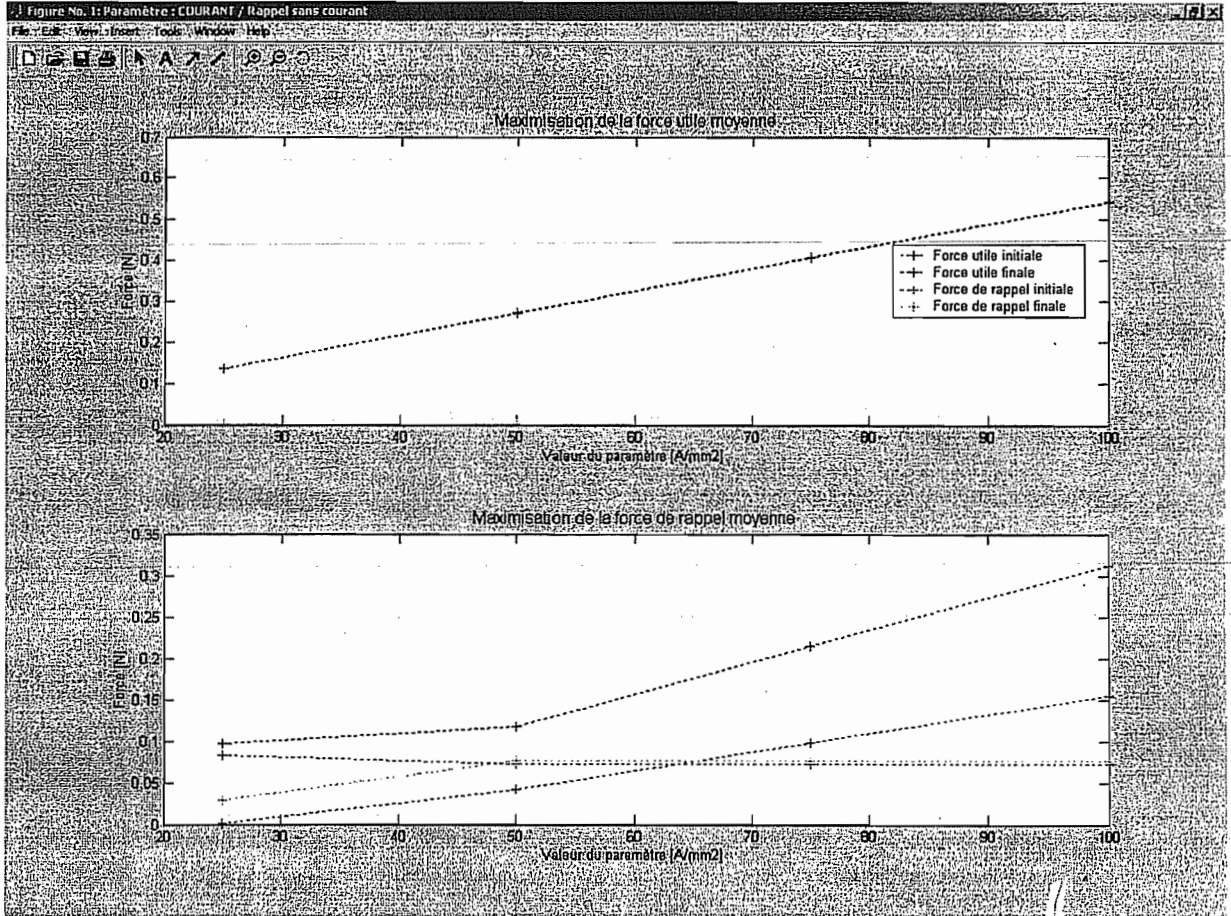
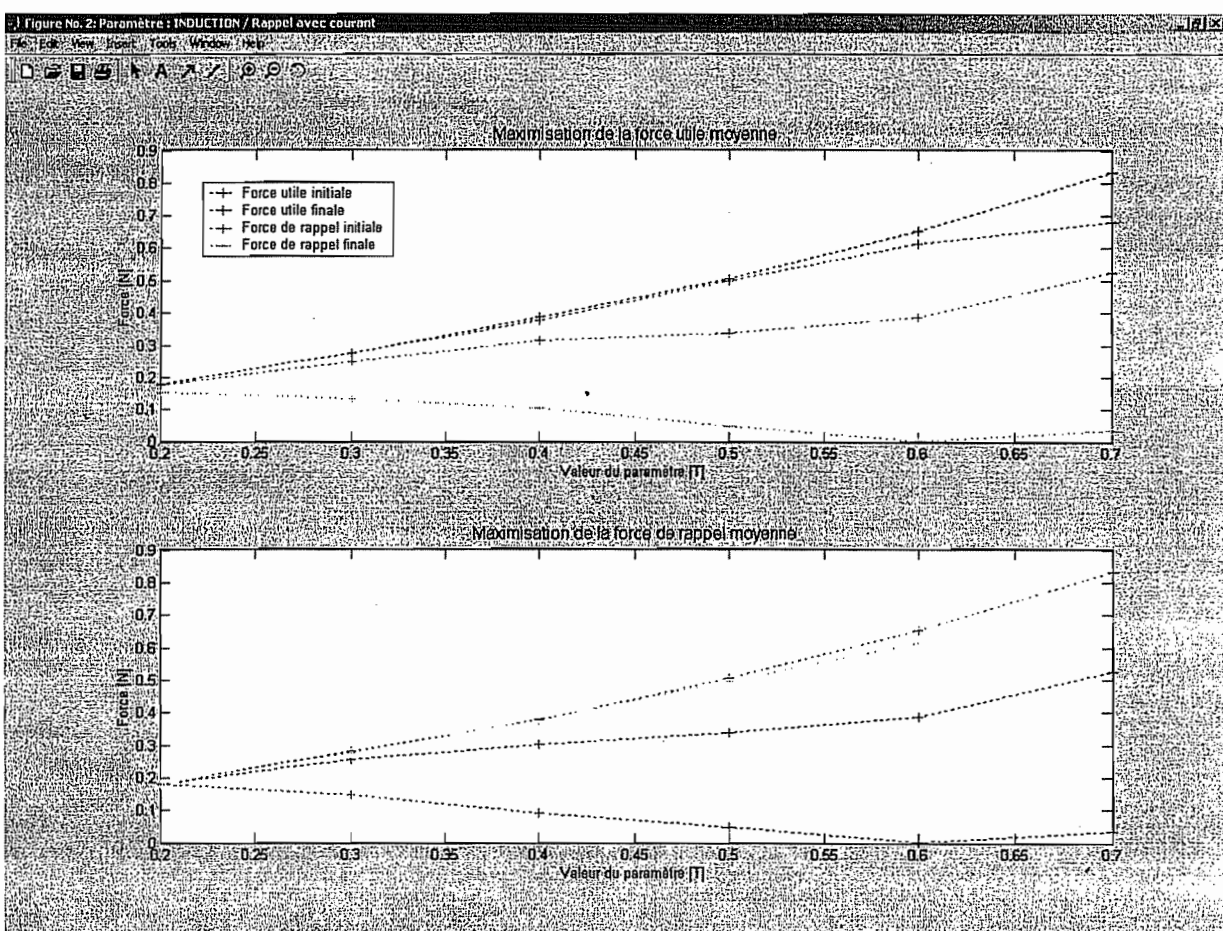
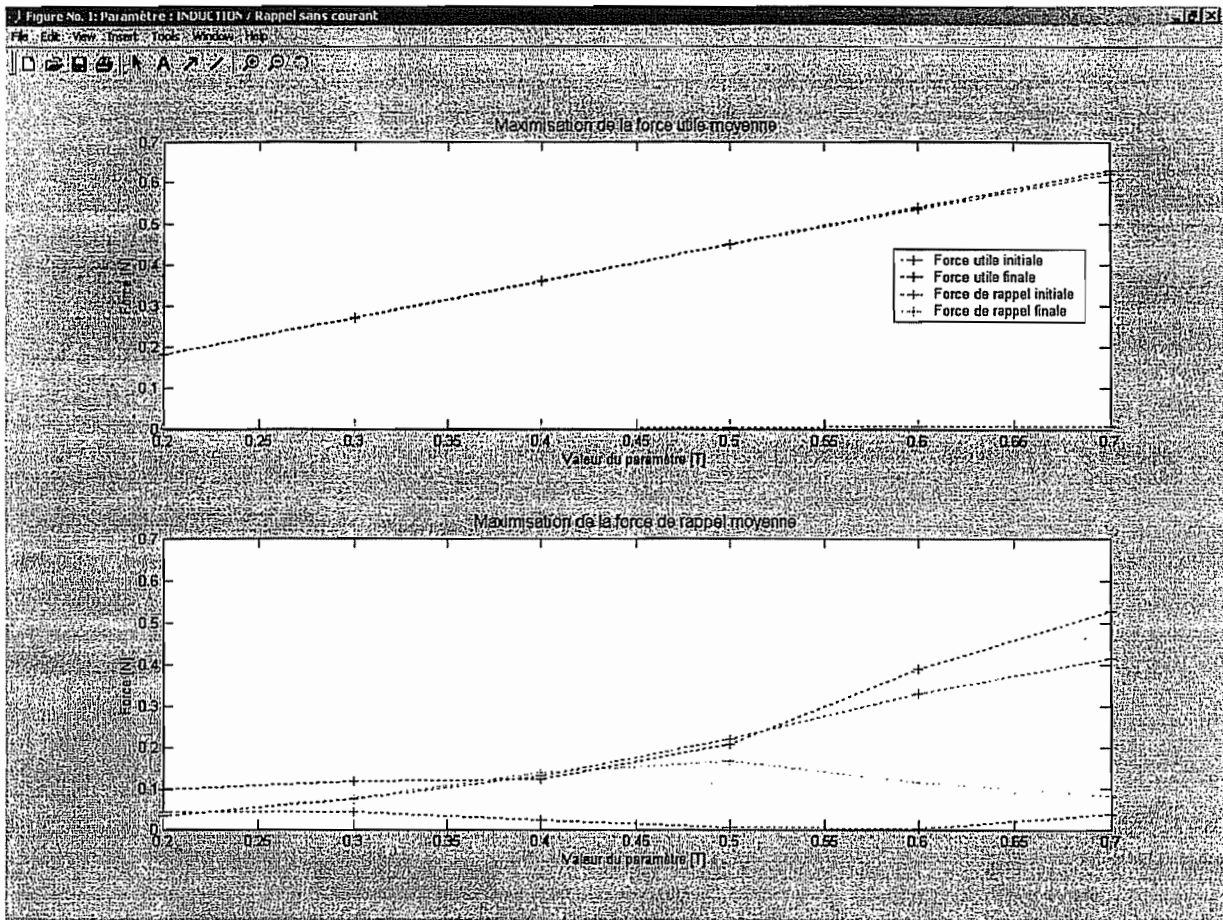


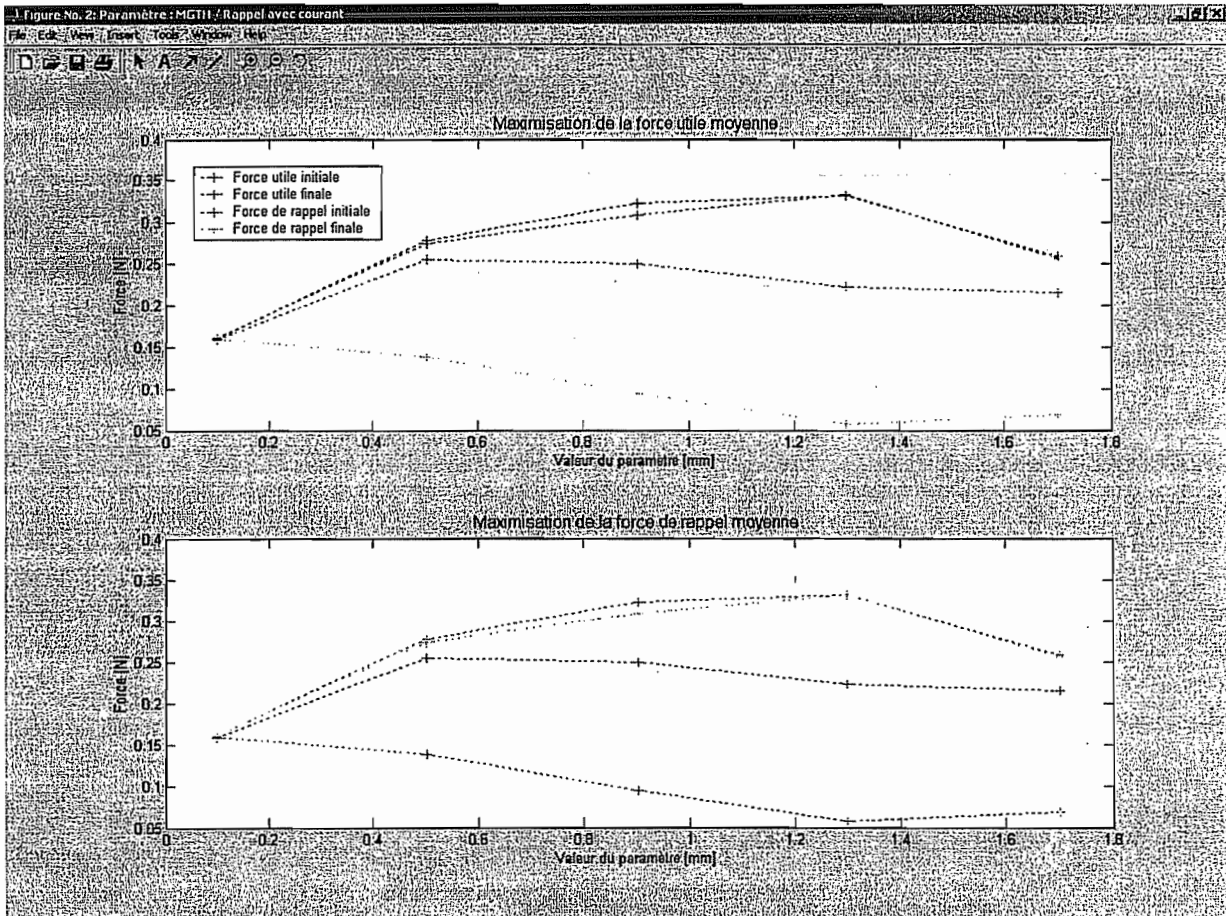
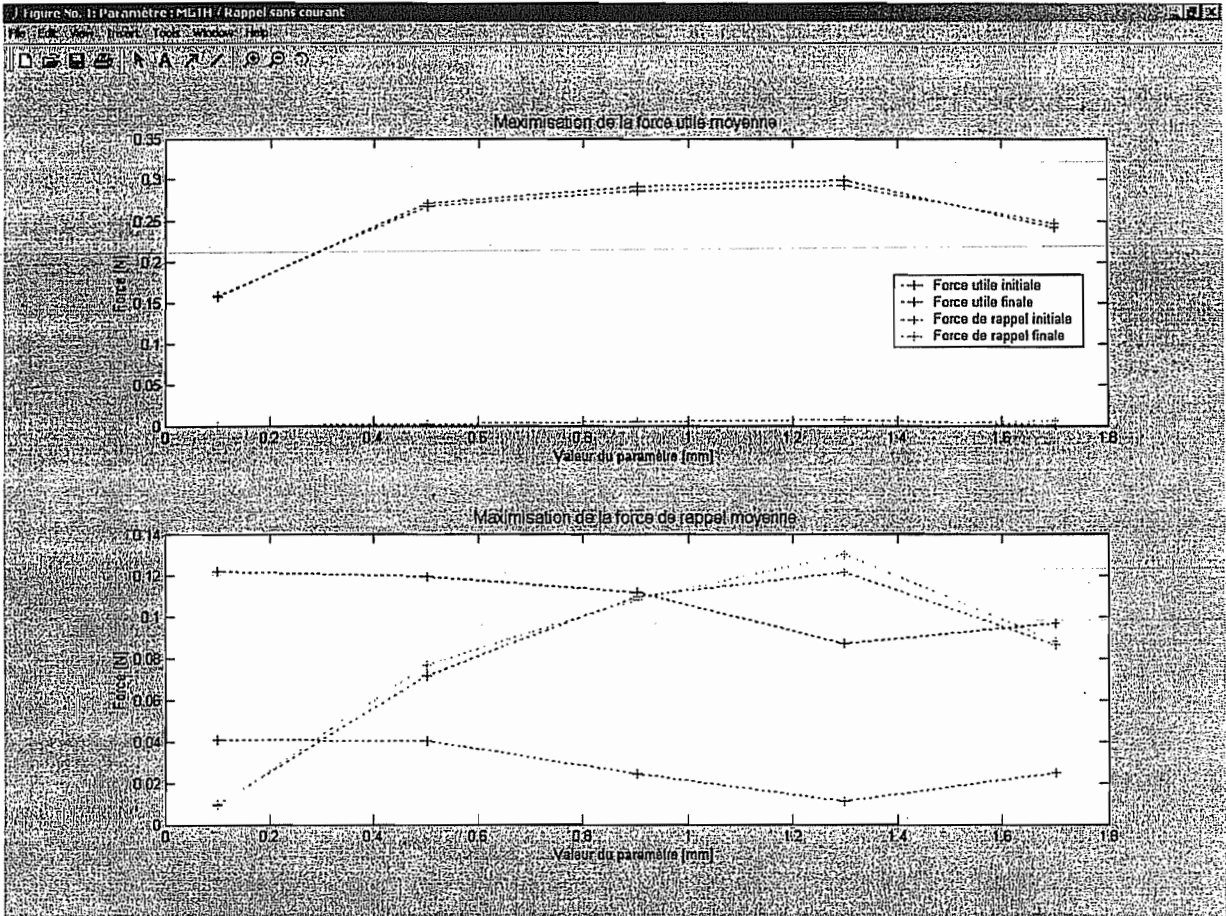
Figure No. 2: Paramètre: COILP / Rappel avec courant











#### D. Conclusions

Aucun paramètre ne semble favoriser le couple de rappel et le couple utile indépendamment (si ce n'est COILH).

En effet, dès qu'un paramètre est modifié, le couple utile et le couple de rappel (avec et sans courant) évoluent dans le même sens (augmentation ou diminution). Le choix des paramètres optimum n'est donc pas très difficile à faire.

**AIRGAP** doit être le plus petit possible. Nous le posons à **0.1 mm**.

**COILH** doit être le plus grand possible (tout en laissant de l'espace sous les bobines pour le flux). Nous le posons à **1.3 mm**.

La valeur optimum de **COILLE** est **2.8 mm**. Néanmoins, plus ce paramètre est élevé, plus la pente de la courbe représentant le couple de rappel est abrupte.

La valeur optimum de **COILP** est celle pour laquelle le dispositif est symétrique. Etant donné la valeur adoptée pour **COILLE**, **COILP** est fixé à **0.45 mm**.

Le **COURANT** et **l'INDUCTION** doivent être les plus élevés possibles. Nous les posons respectivement à **50 A/mm<sup>2</sup>** et **0.3 T**. Si des valeurs plus élevées peuvent être obtenues en pratique, nous adapterons le modèle en conséquence.

**MGTH** est fixé à **1.3 mm**.

## IX. Modèle à 4 pôles optimal (MODELE 8 GLOBAL)

En appliquant les paramètres précédents, on obtient les résultats suivants :

MODELE\_8\_GLOBAL

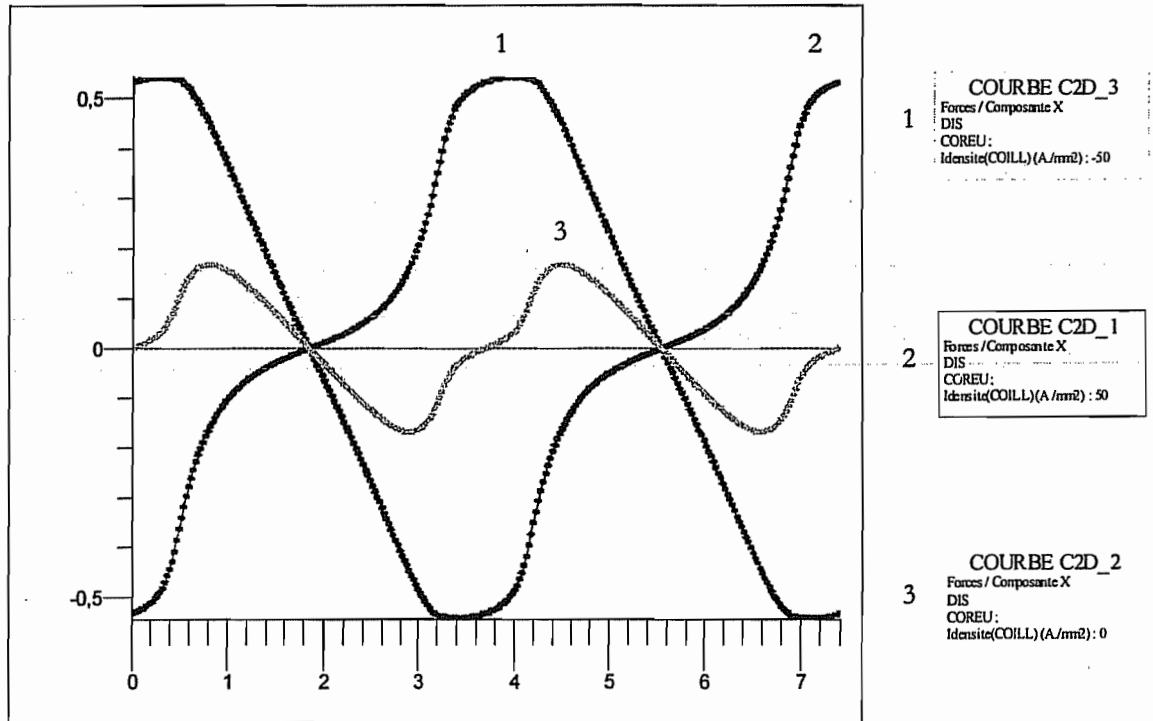


Figure No. 1

File Edit View Insert Tools Window Help

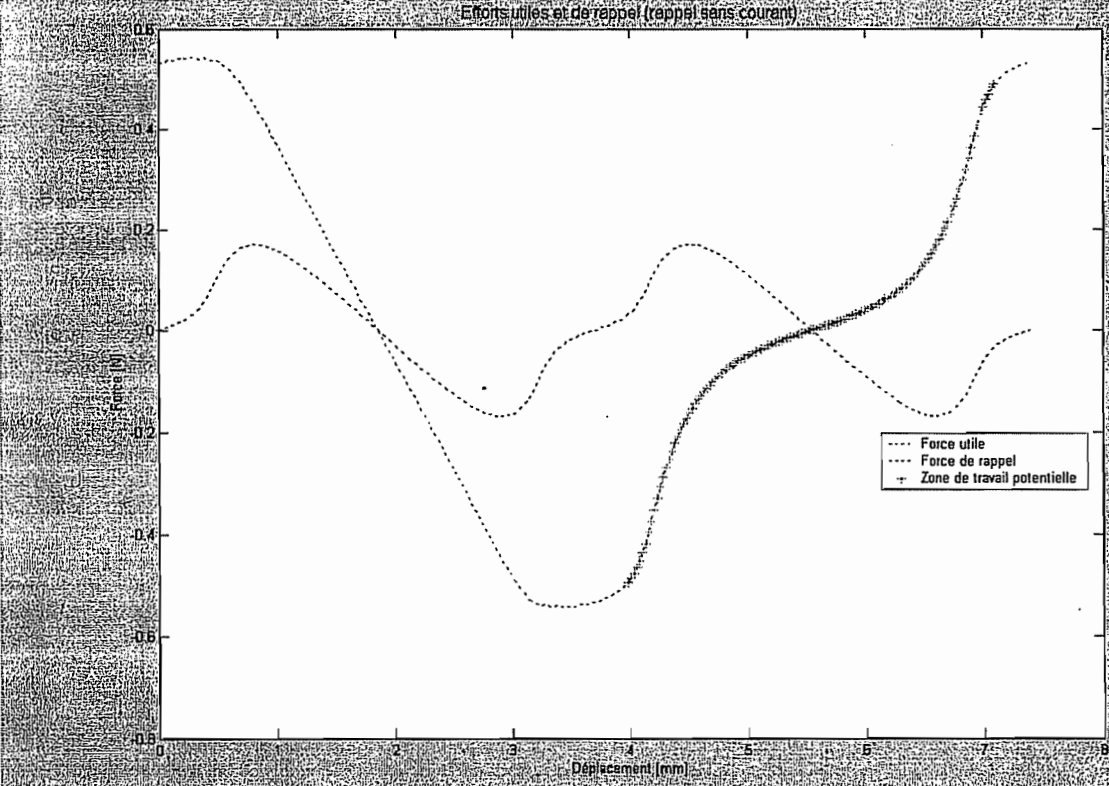
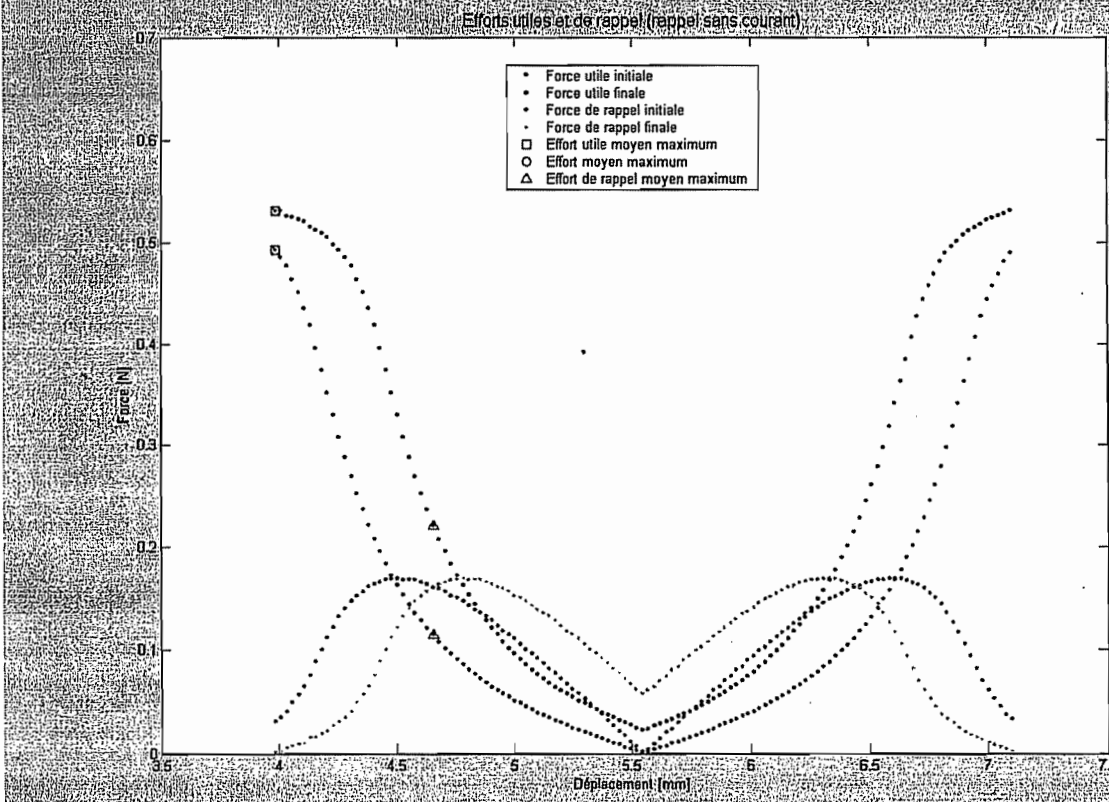
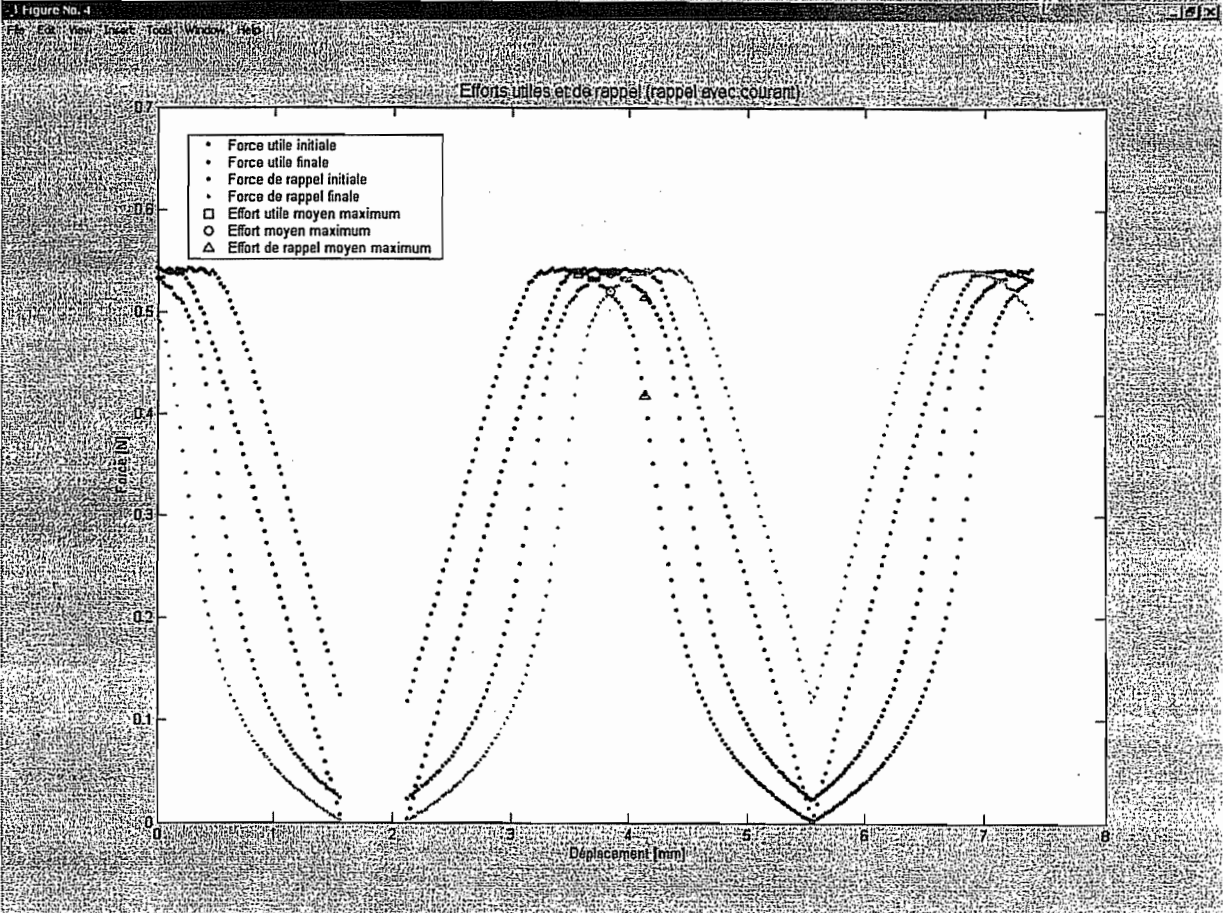
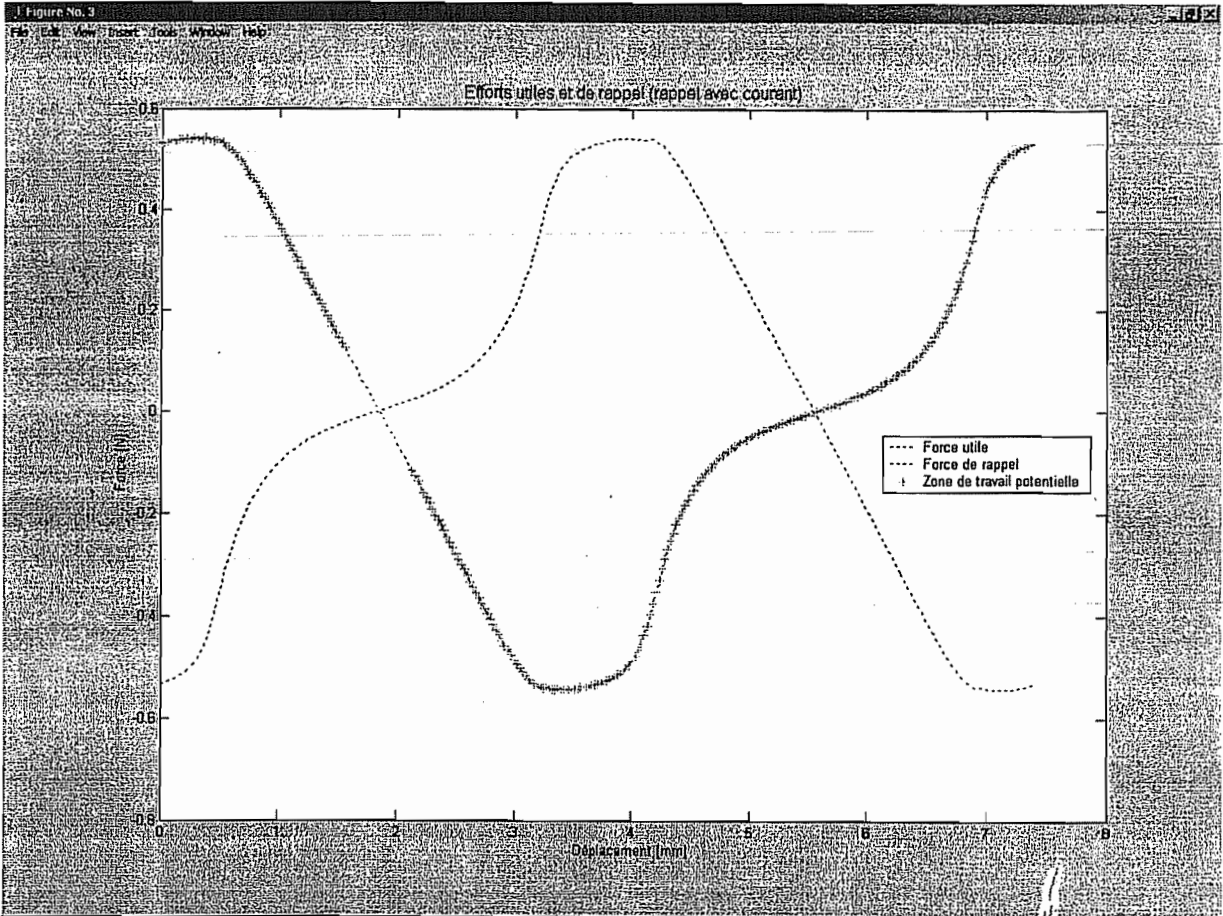


Figure No. 2

File Edit View Insert Tools Window Help

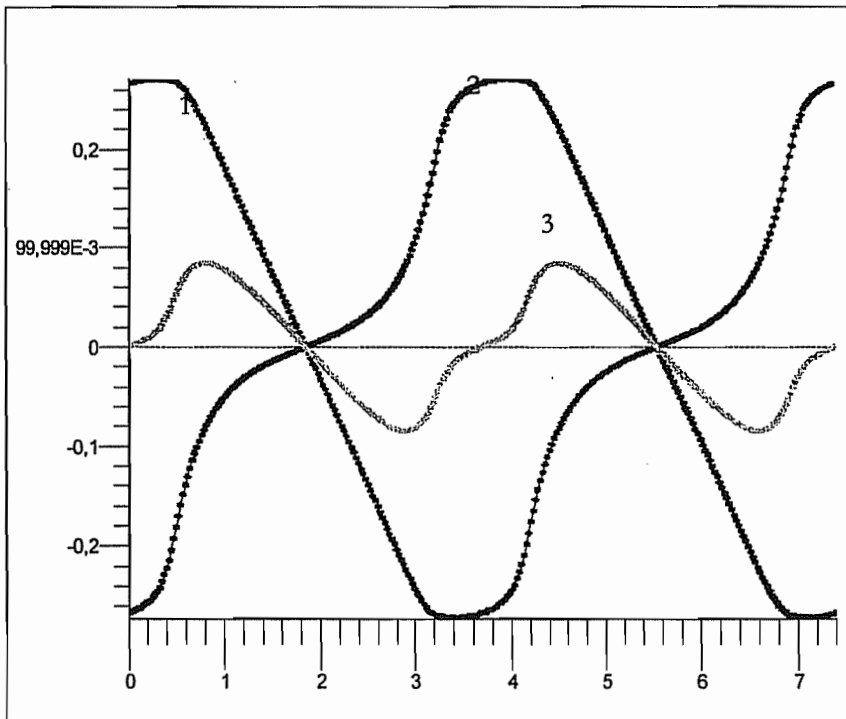






## X. Modèle à 4 pôles raccourci (MODELE 8 LENGTH)

MODELE\_8\_LENGTH

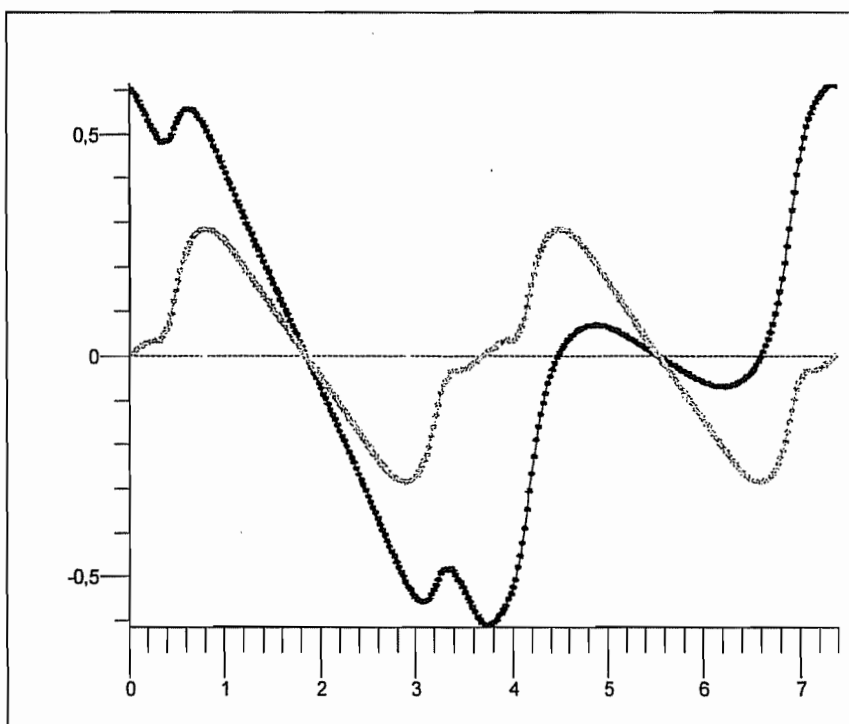


1  
COURBE C2D\_3  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU;  
Idensite(COILL)(A/mm<sup>2</sup>): 50

2  
COURBE C2D\_1  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU;  
Idensite(COILL)(A/mm<sup>2</sup>): -50

3  
COURBE C2D\_2  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU;  
Idensite(COILL)(A/mm<sup>2</sup>): 0

MODELE\_8\_LENGTH

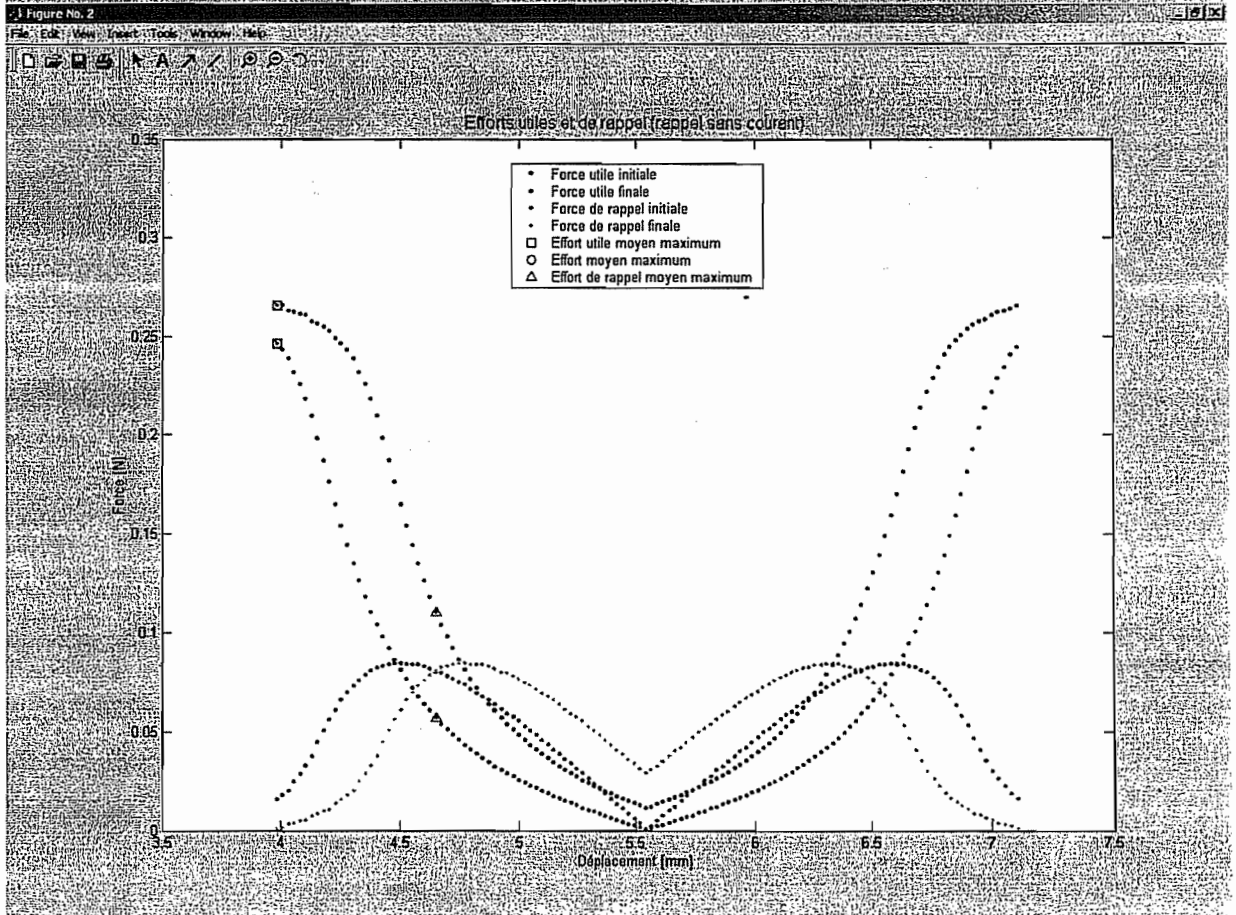
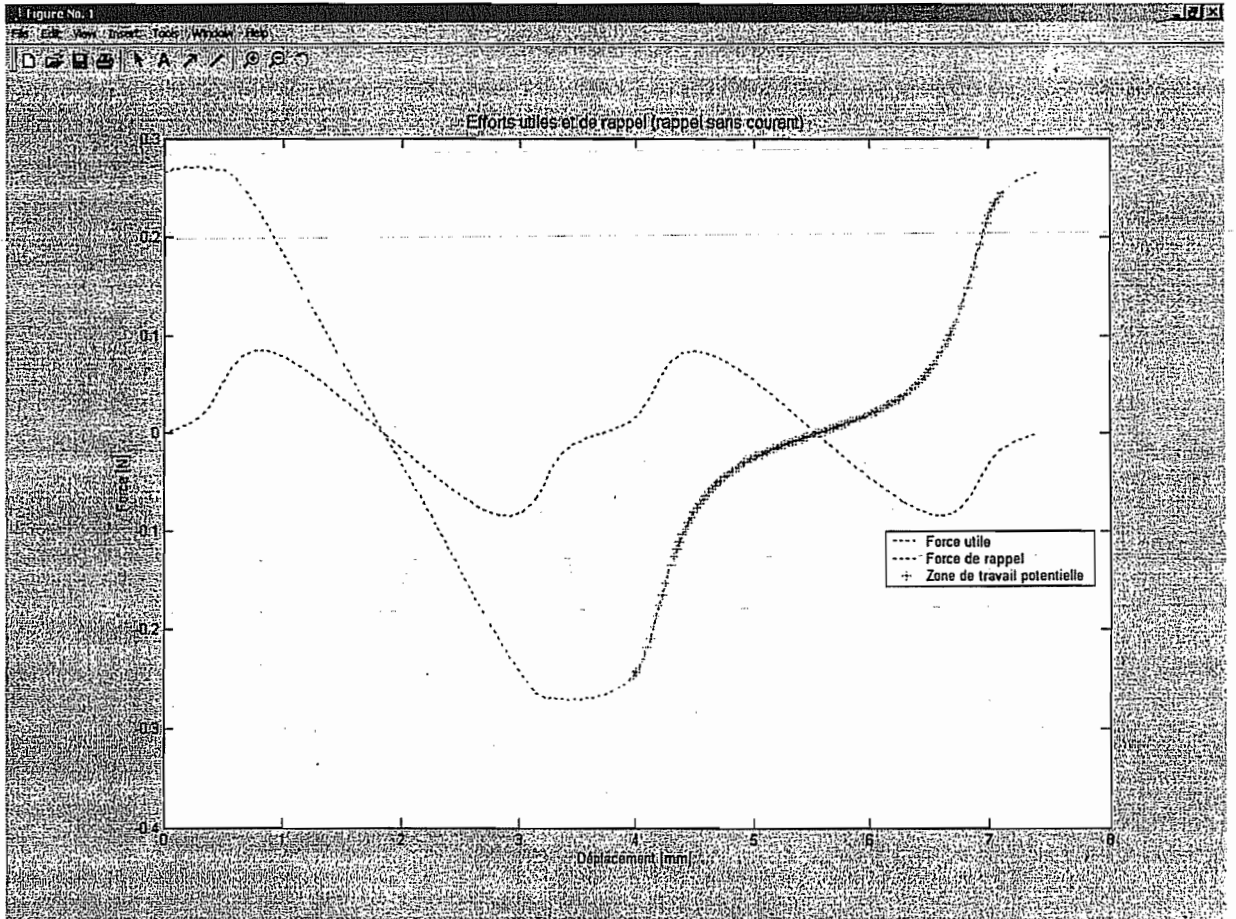


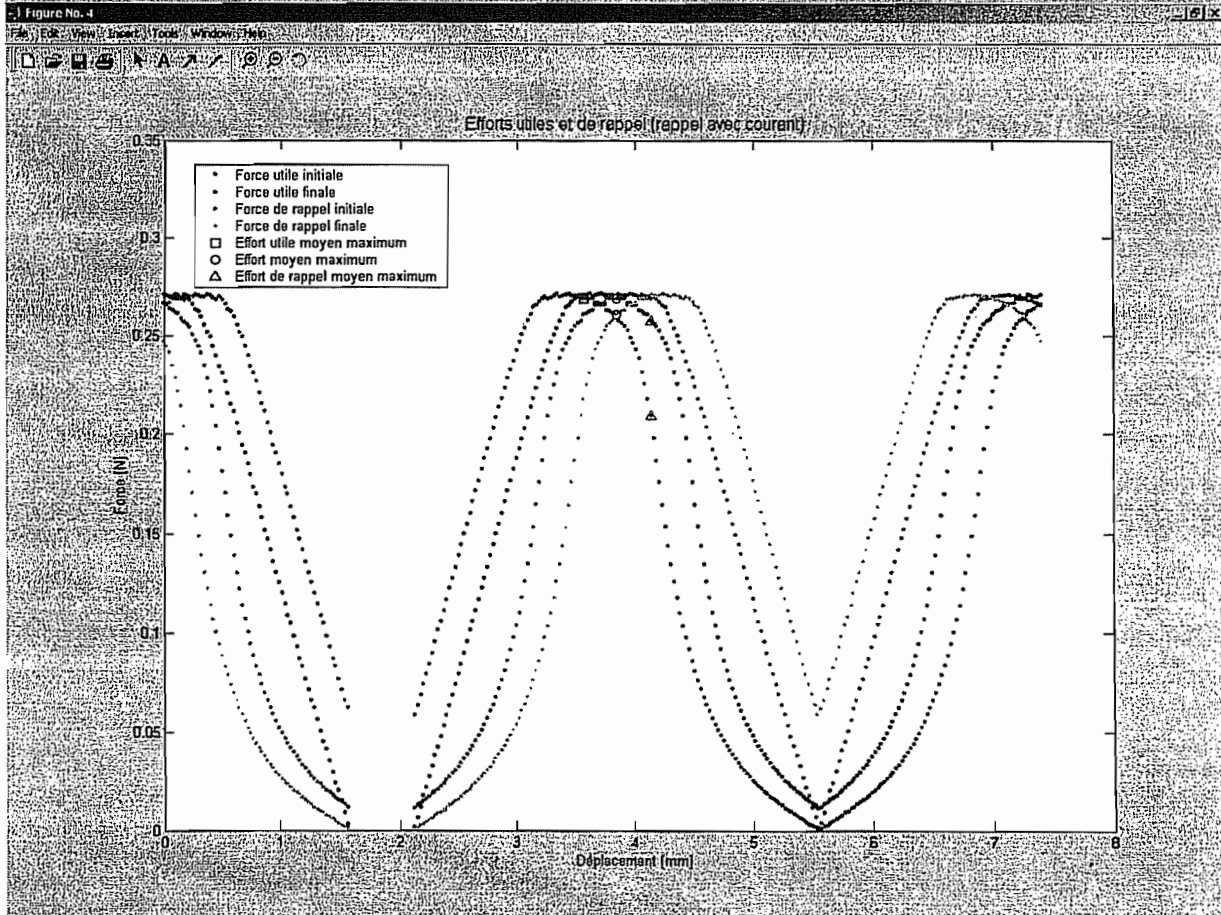
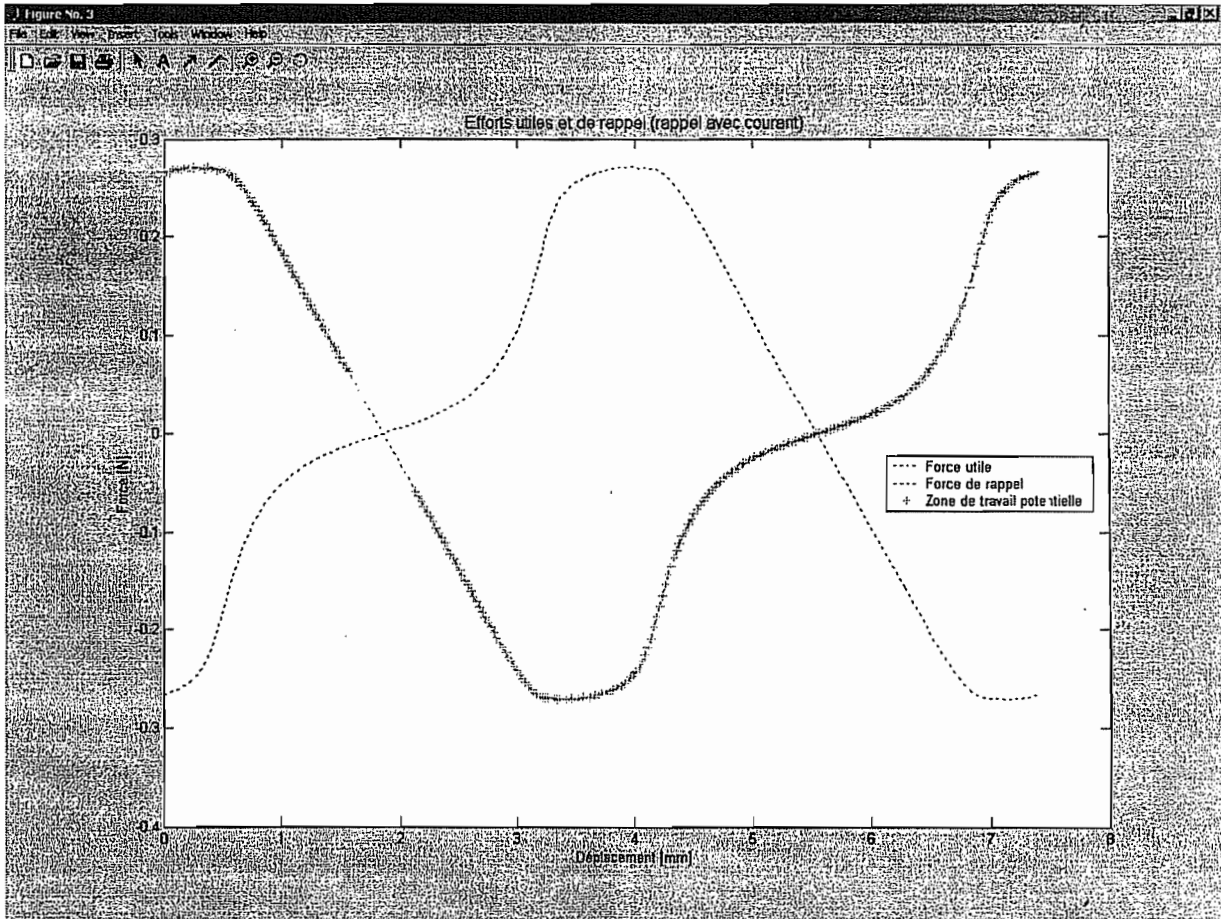
COURBE C2D\_4  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU;  
Idensite(COILL)(A/mm<sup>2</sup>): 50

COURBE C2D\_2  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU;  
Idensite(COILL)(A/mm<sup>2</sup>): -50

COURBE C2D\_3  
Forces / Composante X  
DIS  
COREU;  
Idensite(COILL)(A/mm<sup>2</sup>): 0

On observe une réduction des efforts de moitié par rapport au MODELE\_8\_GLOBAL.  
Tout porte à croire qu'il y aura une dépendance linéaire des efforts par rapport aux dimensions.





-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

# **1.8. Modélisation FLUX2D du moteur à aimants permanents (présentation)**





UNIVERSITE CATHOLIQUE DE LOUVAIN

CEREM – PROJET 4M

# **Microactionneur magnétique :** **Modélisation (FLUX2D)**

03 Septembre 2002

# Table des matières

## ▪ Description de la modélisation

- ✓ Modèle géométrique
- ✓ Application au modèle d'Olivier
- ✓ Structure et paramètres étudiés

## ▪ Etude des paramètres

- ✓ Description de l'étude
- ✓ Résultats
  - ✓ Epaisseur de l'entrefer (AIRGAP)
  - ✓ Hauteur des bobines (COILH)
  - ✓ Longueur des bobines (COILLE)
  - ✓ Position des bobines (COILP)
  - ✓ Epaisseur des aimants (MGTH)
  - ✓ Densité de courant (COURANT)
  - ✓ Induction rémanente des aimants (INDUCTION)
- ✓ Tableau récapitulatif

## ▪ Conclusion

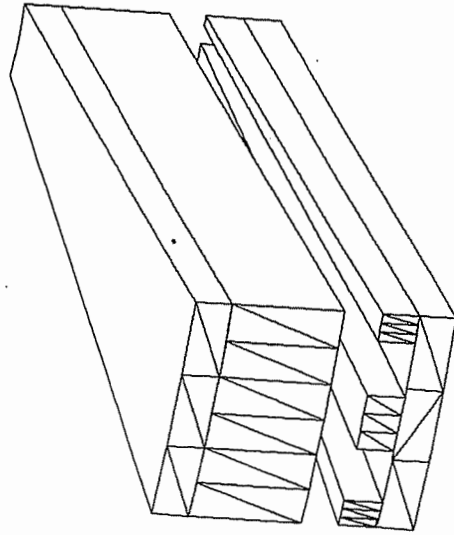
- ✓ Modèle optimal
- ✓ Remarques



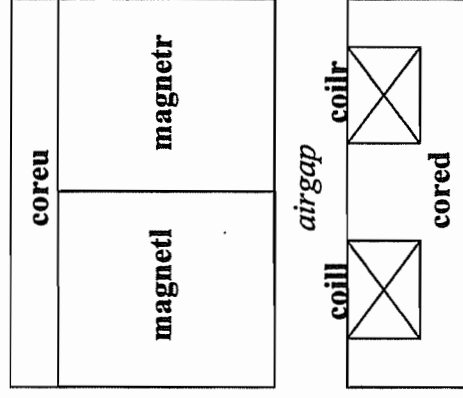
# ***Description de la modélisation***

## **1. Modèle géométrique**

3D



2D



**Approximations :**

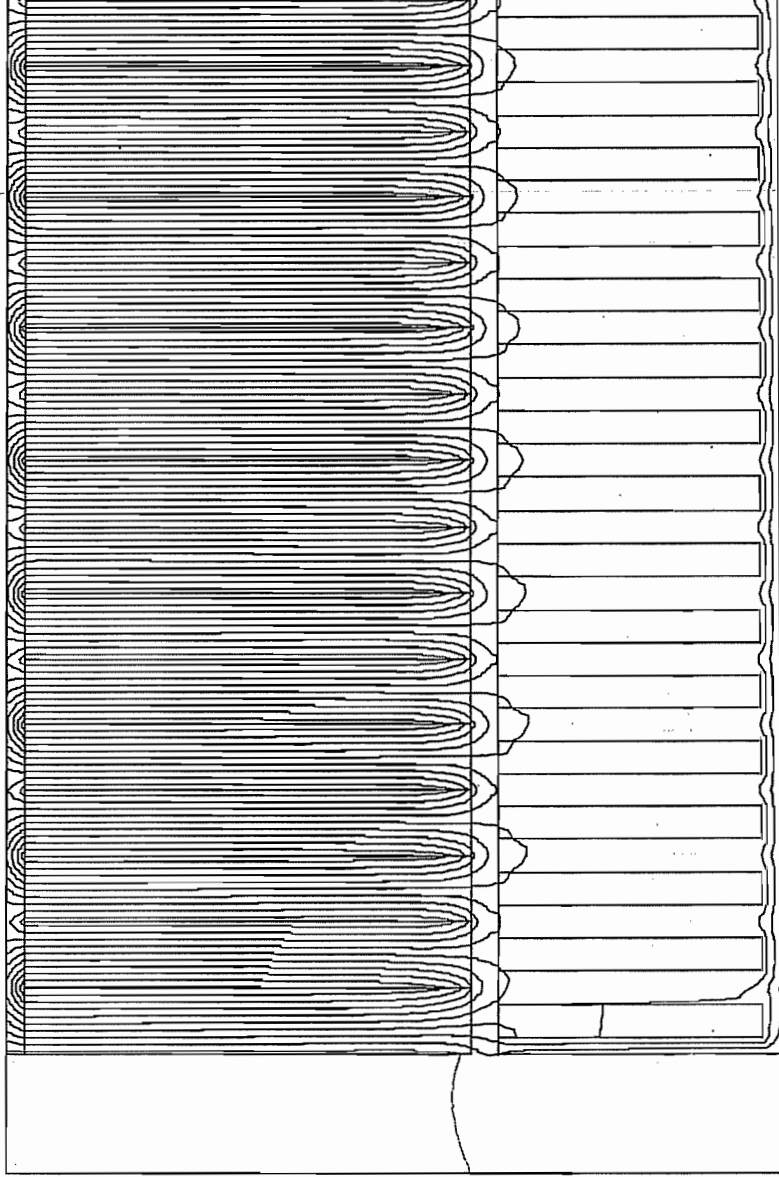
- Section constante sur toute la longueur

# ***Description de la modélisation***

---

## **2. Application au modèle d'Olivier**

- Structure comportant 25 paires de pôles

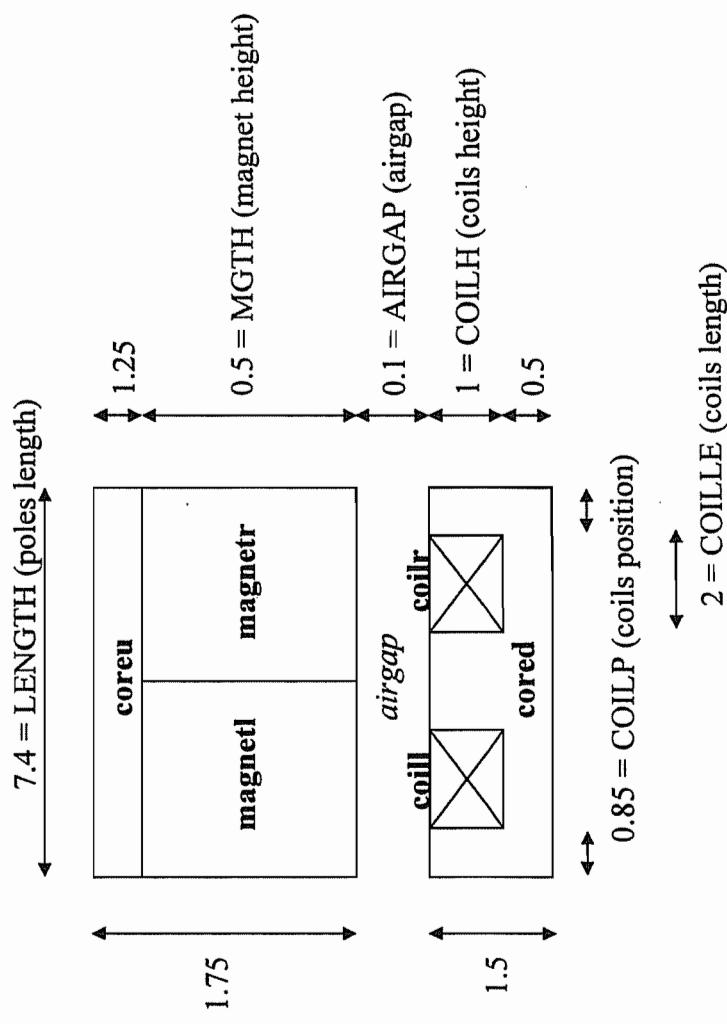


# Description de la modélisation

## 3. Structure et paramètres étudiés

### Valeurs par défaut :

- Structure comportant 2 paires de pôles
- Epaisseur : 2.75 mm
- Densité de courant : 50 A/mm<sup>2</sup>
- Induction rémanente : 0.3 T



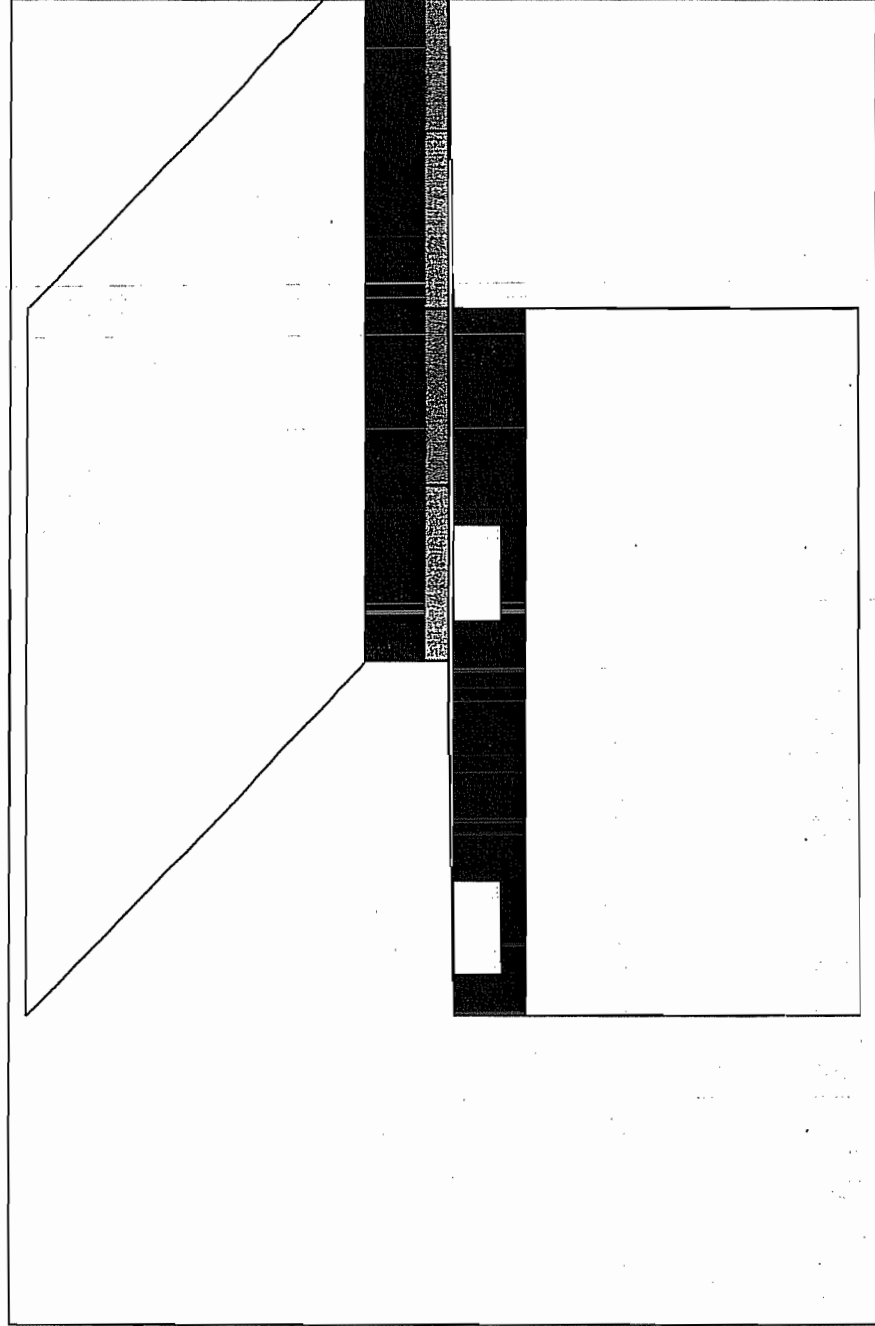
+ INDUCTION et COURANT

\* Dimensions en mm

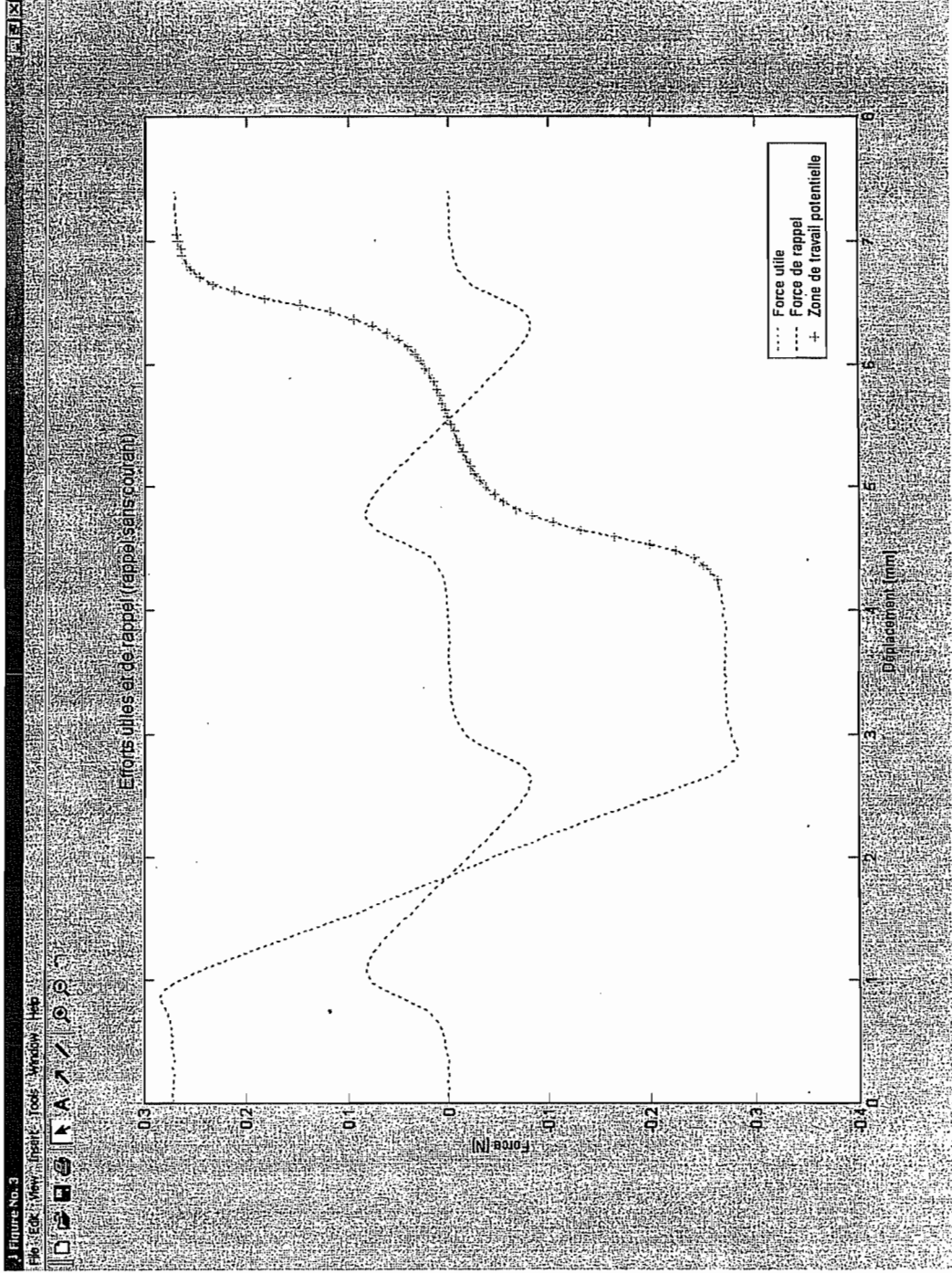
# ***Etude des paramètres***

---

## **1. Description de l'étude**

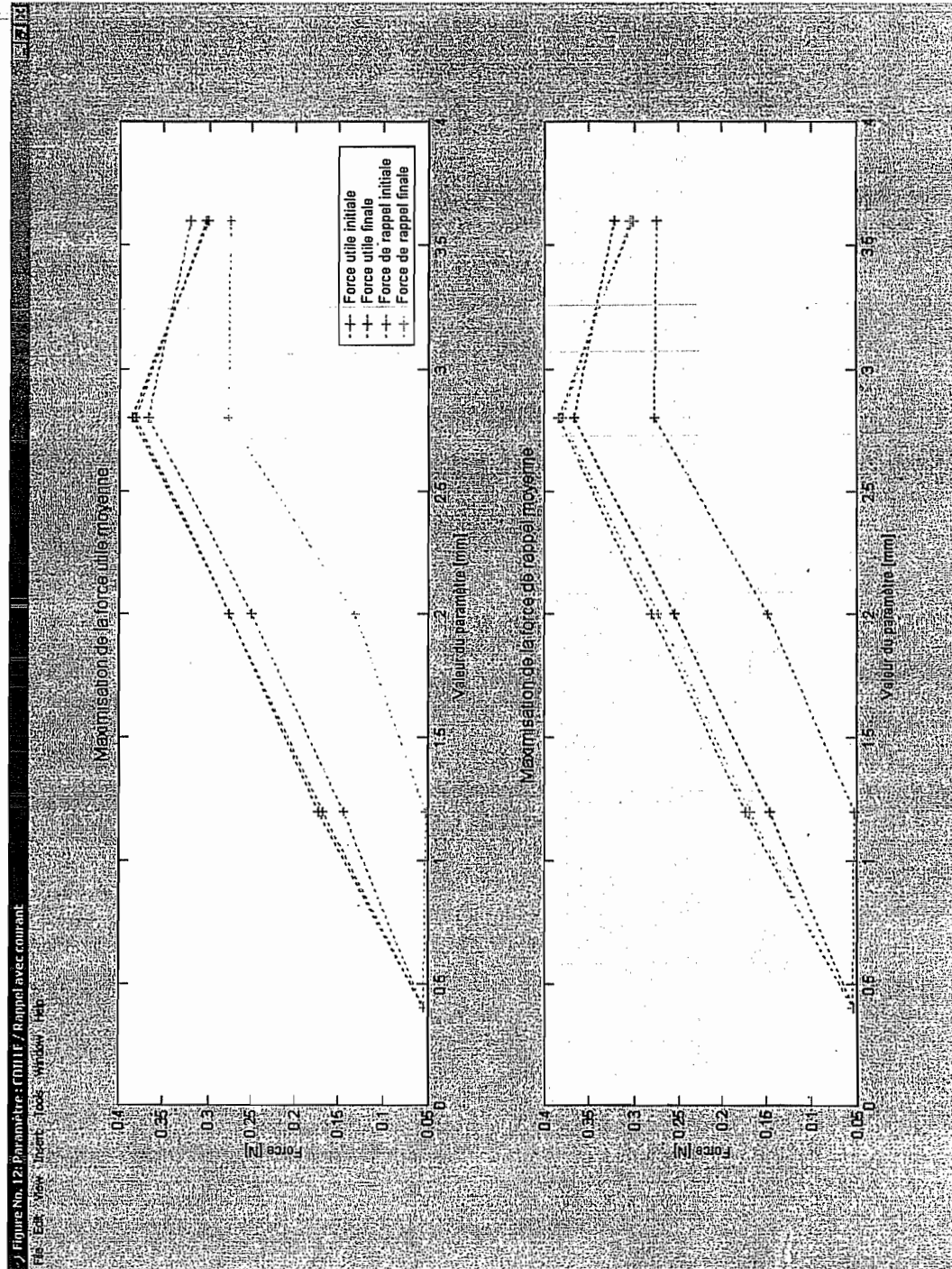


## 1. Description de l'étude (suite)

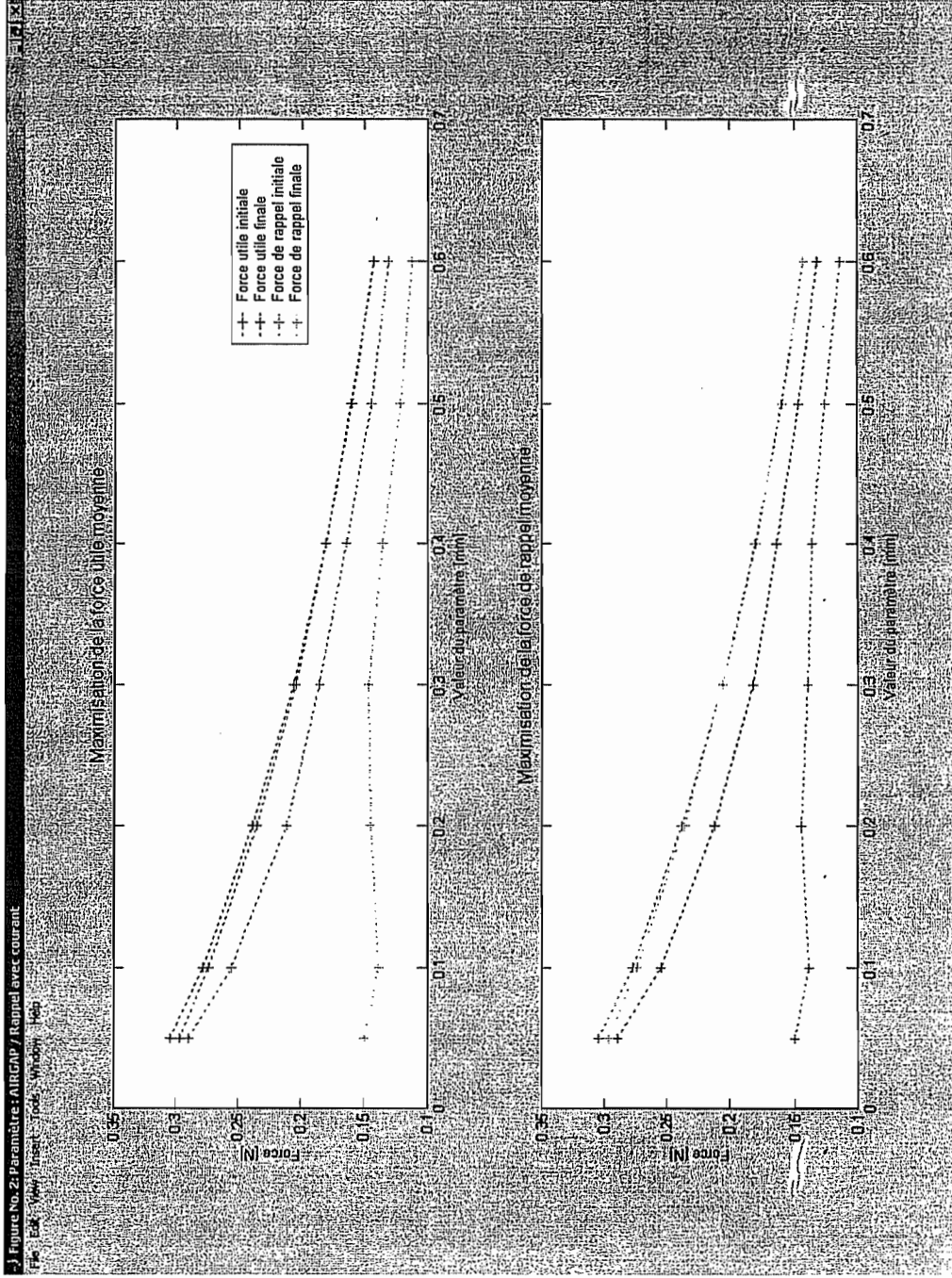


# Etude des paramètres

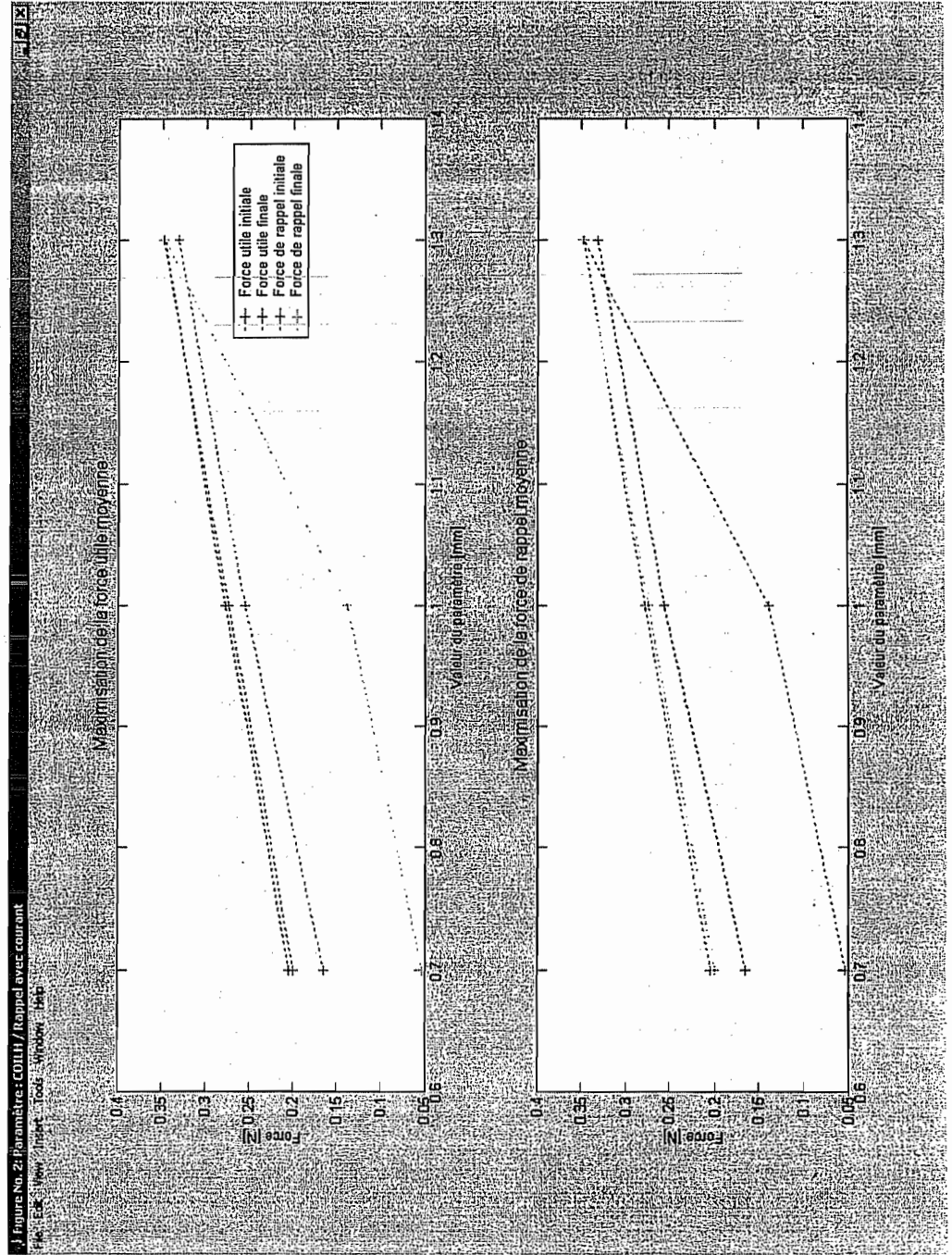
## 1. Description de l'étude (suite)



## 2. Résultats (AIRGAP)

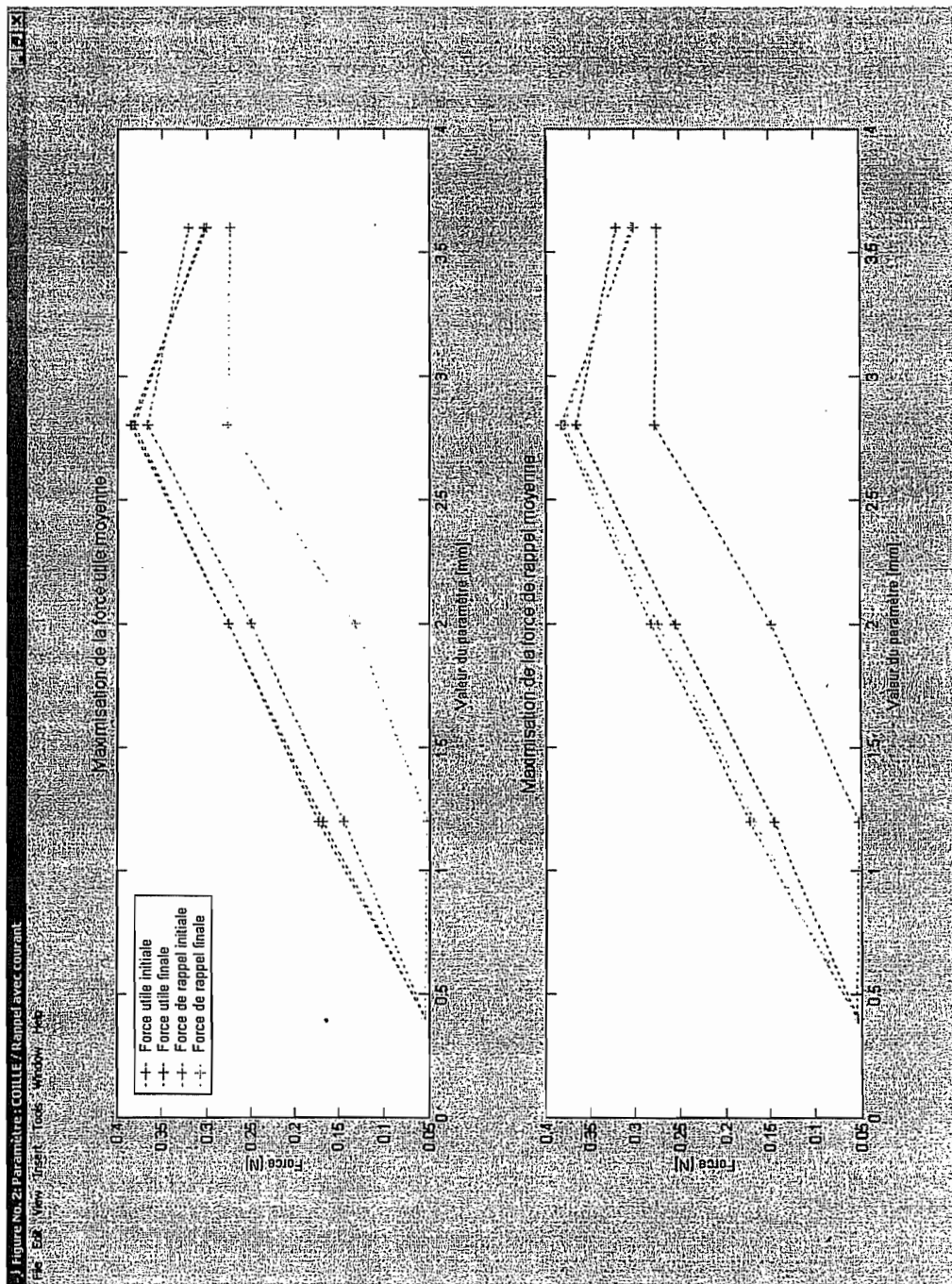


## 2. Résultats (COILH)

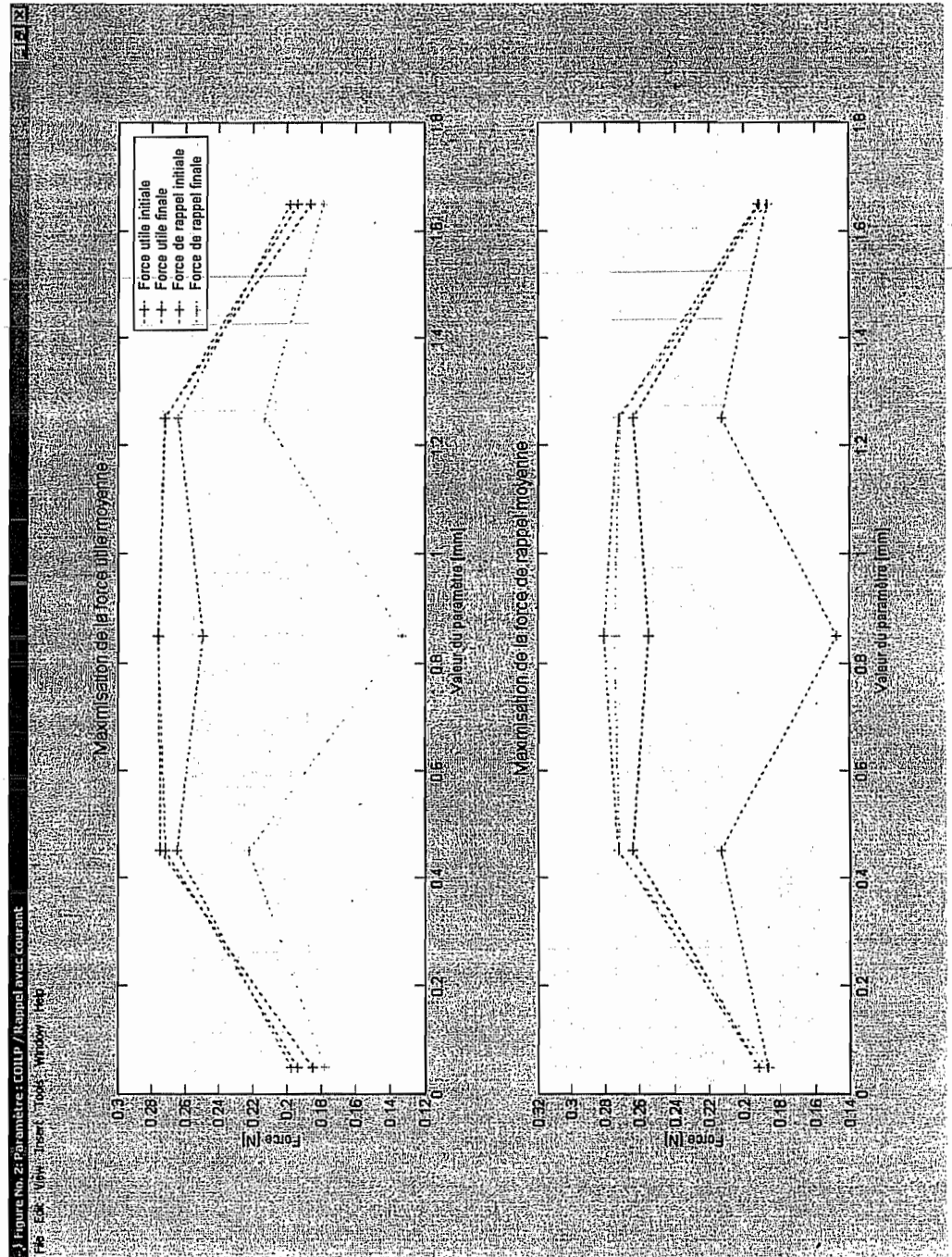




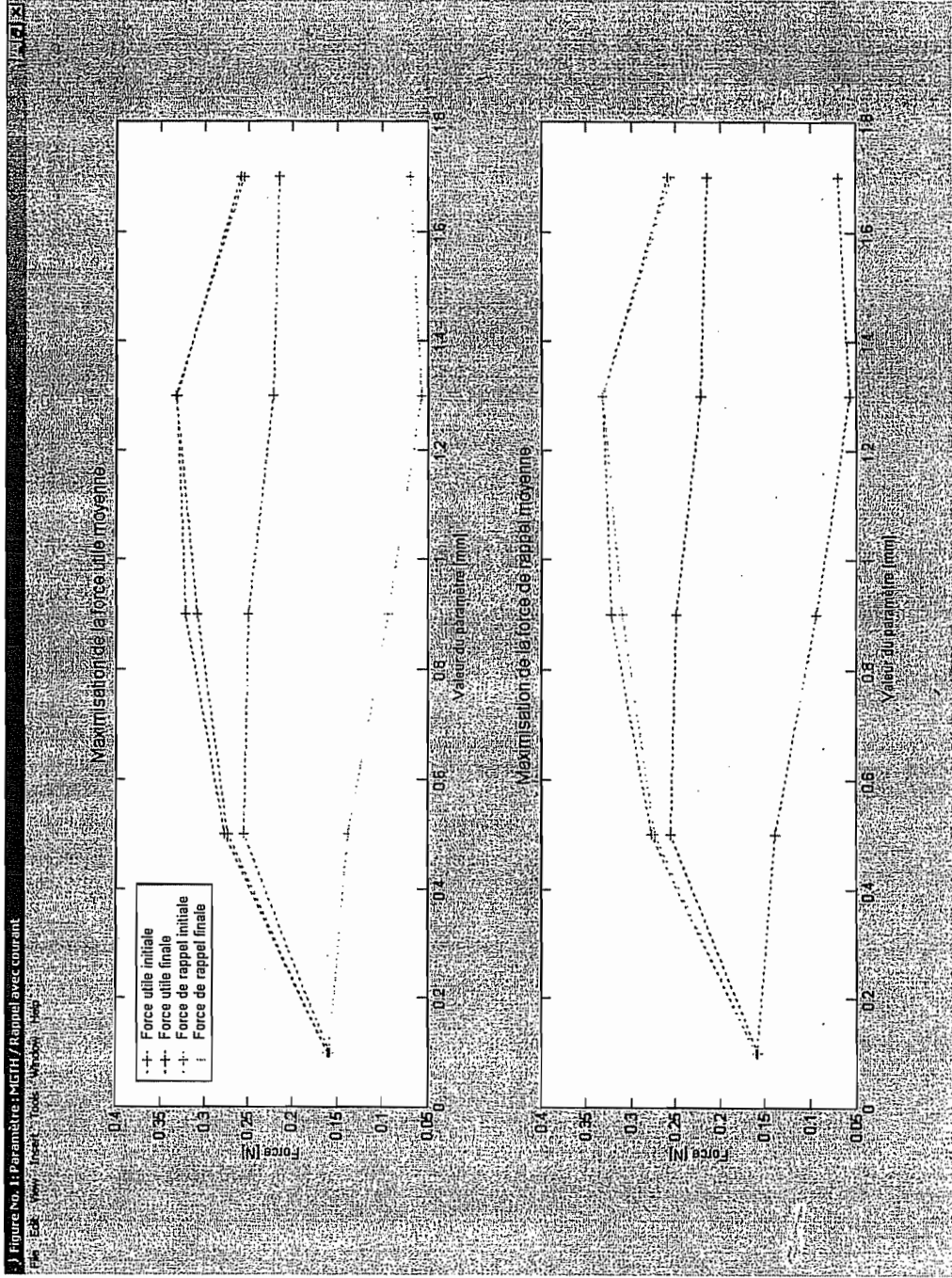
## 2. Résultats (COILLE)



## 2. Résultats (COILP)

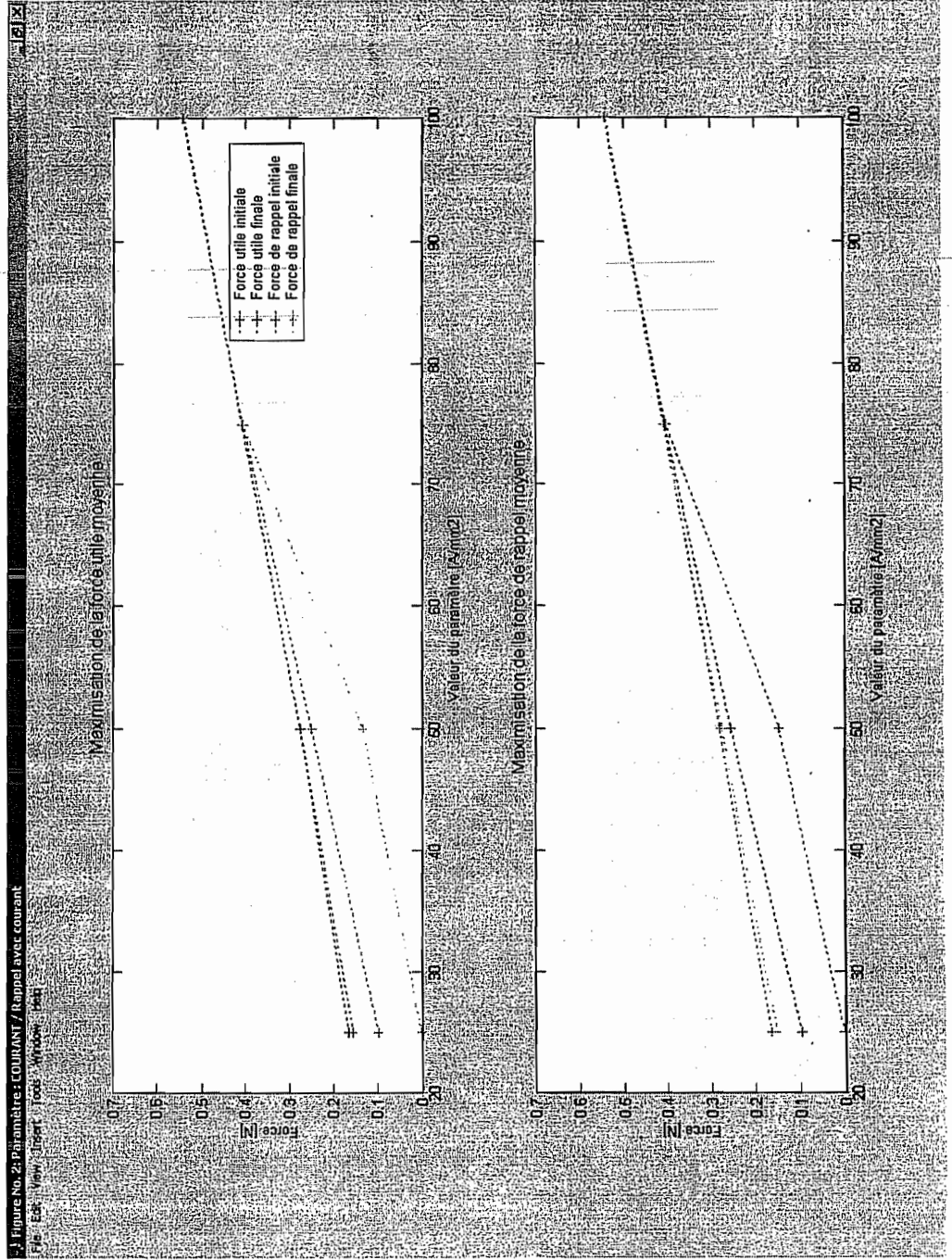


## 2. Résultats (MGTH)

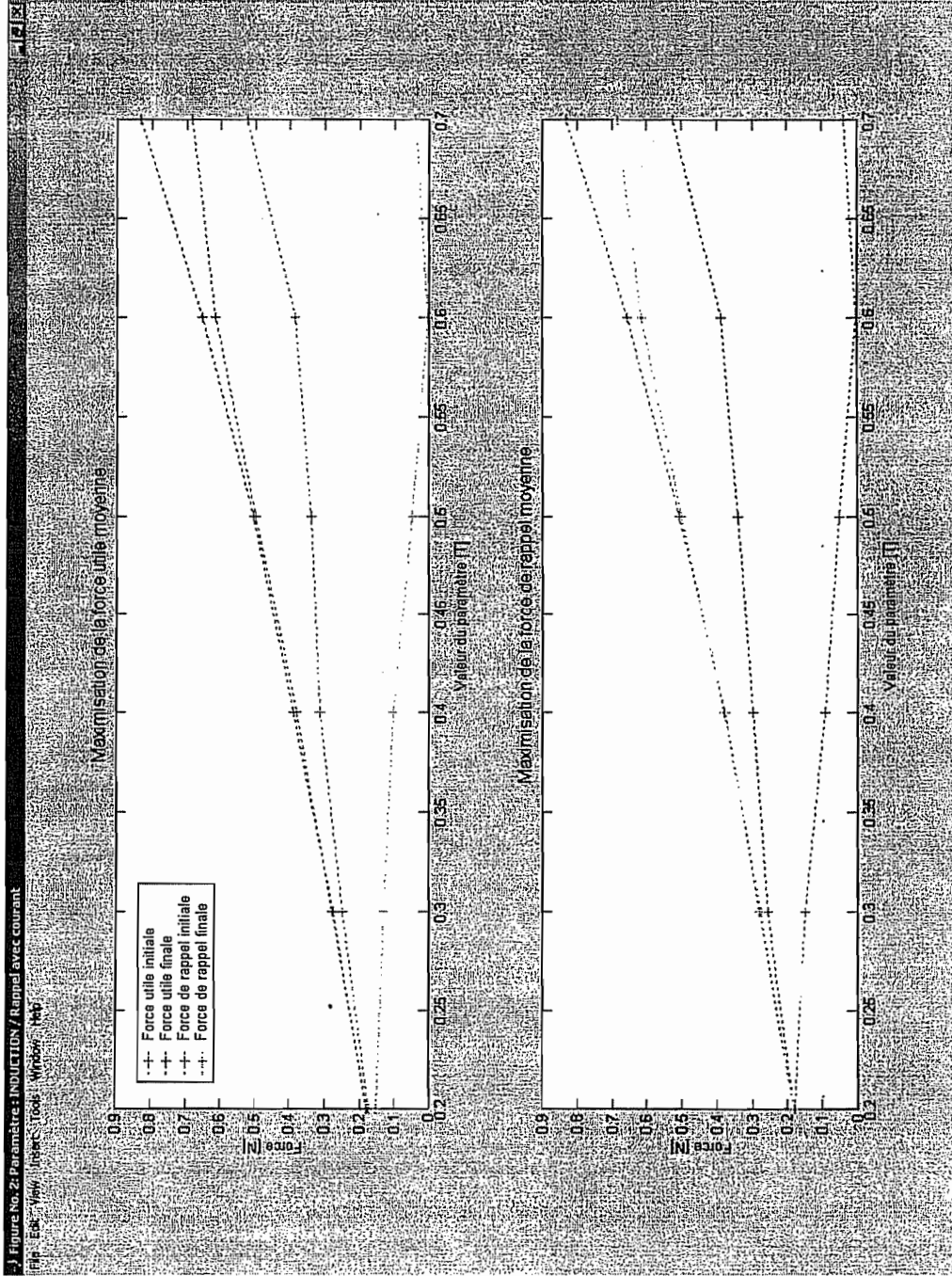


# Etude des paramètres

## 2. Résultats (COURANT)



## 2. Résultats (INDUCTION)





# Etude des paramètres

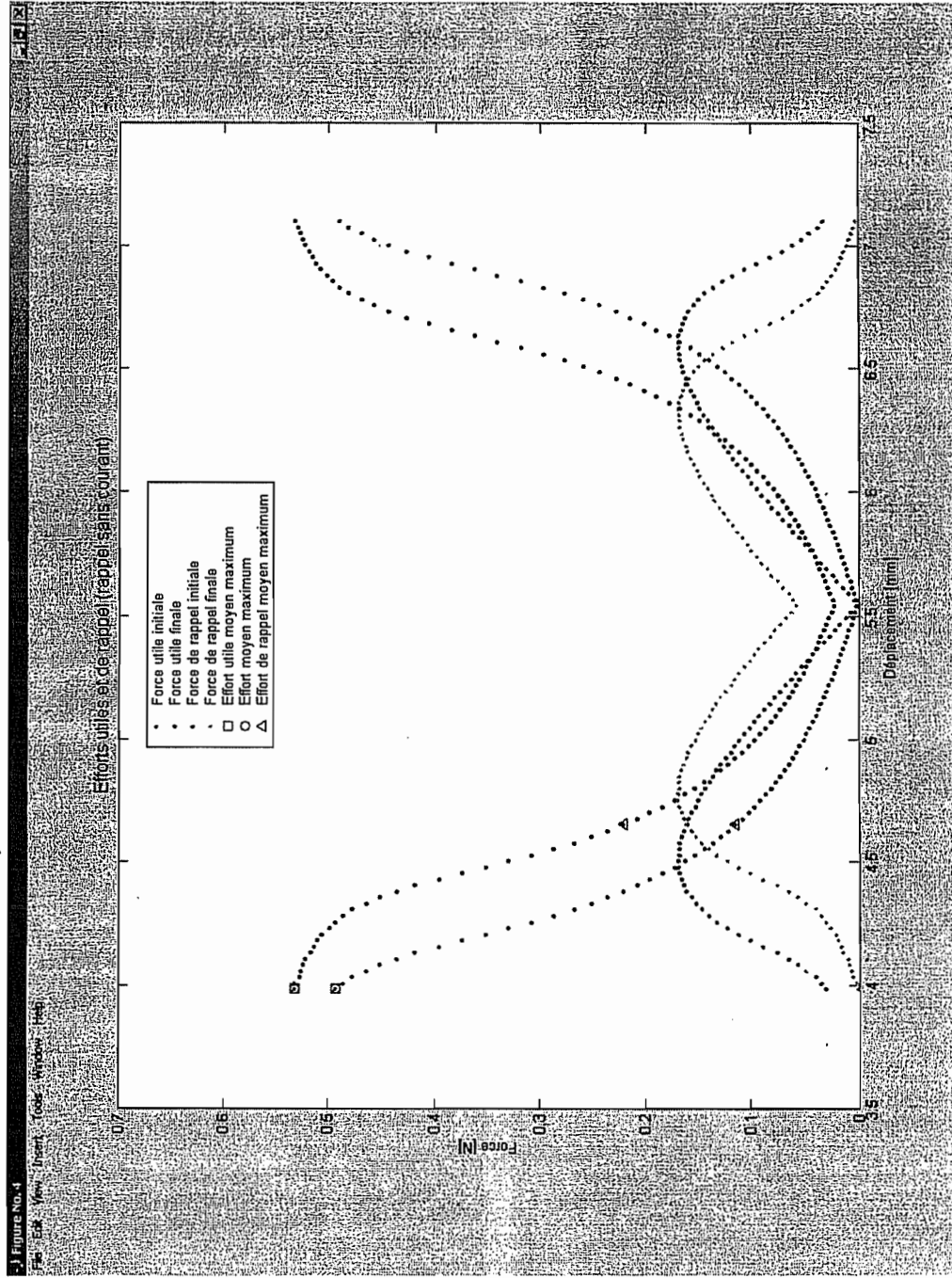
## 3. Tableau récapitulatif \*

	Couple utile	Couple de rappel (sans courant)	Couple de rappel (avec courant)
Epaisseur des aimants ( <b>MGTH</b> )	↗ puis ↘	↗ puis ↘	↗ puis ↘
Entrefer ( <b>AIRGAP</b> )	↘	↘	↘
Hauteur des bobines ( <b>COILH</b> )	↗	↗	↗
Longueur des bobines ( <b>COILLE</b> )	↗ puis ↘	↗ puis ↘	↗ puis ↘
Position des bobines ( <b>COILP</b> )	↘ autour de la position symétrique	↘ autour de la position symétrique	↘ autour de la position symétrique
Induction rémanente des aimants ( <b>INDUCTION</b> )	↗	↗	↗
Courant dans les bobines ( <b>COURANT</b> )	↗	↗	↗

\* Ce tableau reprend l'évolution du couple utile et du couple de rappel lors d'une **augmentation** du paramètre considéré

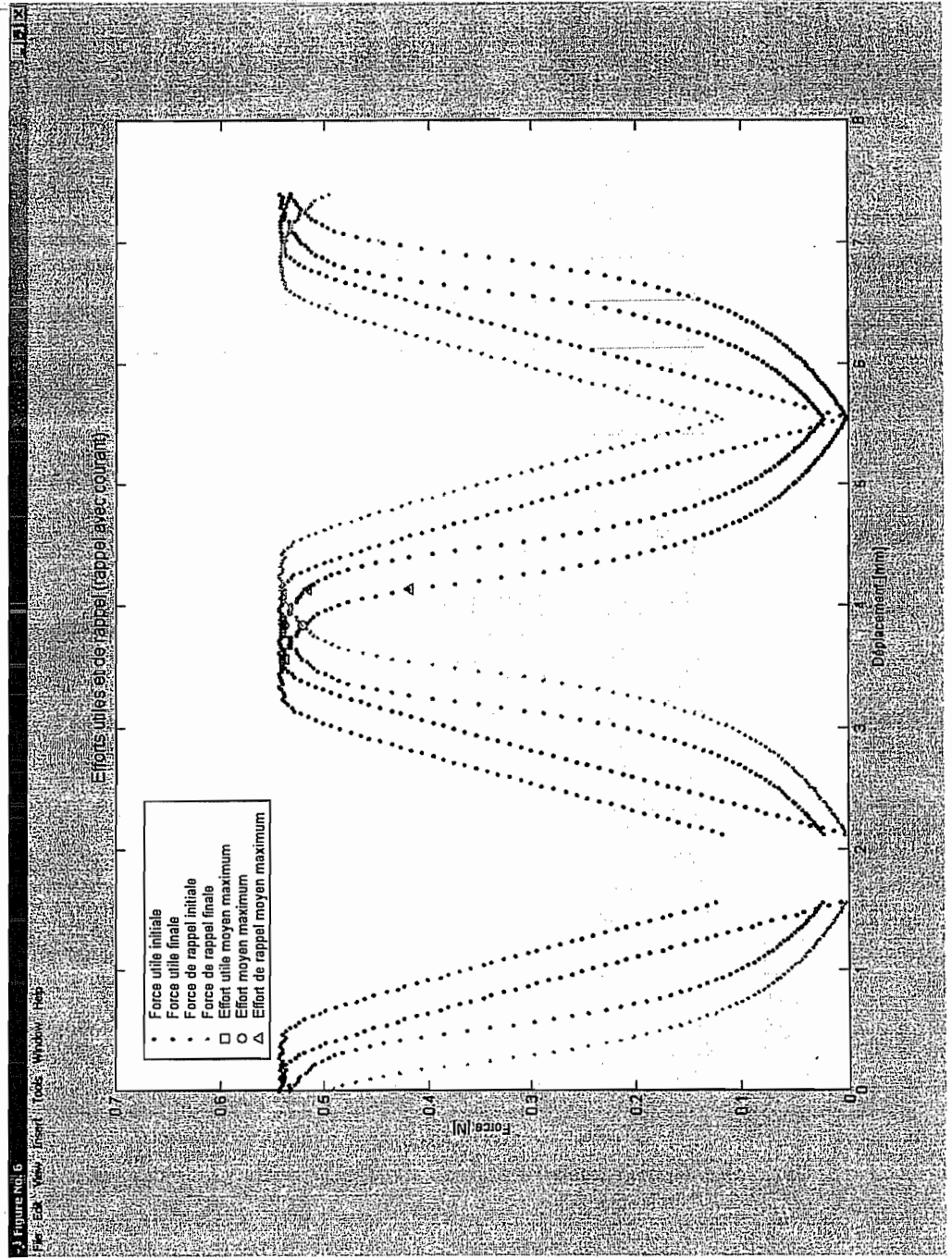
# Conclusion

## 1. Modèle optimal



# Conclusion

## 1. Modèle optimal (suite)



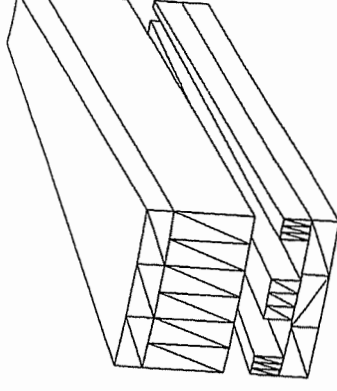


# Conclusion

---

## 2. Remarques

- Dispositif trop « long »
- Augmentation du nombre de paires de pôles favorable mais...
- Tout le rotor ne peut pas être exploité





## **1.9. Dimensionnement d'un palier aérostatique**



DIMENSIONNEMENT DU « JOURNAL BEARING »

Inhérent compensation  $\Rightarrow$  mieux pas éviter instabilité pneumatique.



•  $\frac{W}{(p_s - p_a) L D} \approx 0,25$  (table page)

On choisit  $D = 0,5''$

$p_a = 14,7 \text{ psia}$   
 $p_s = 87 \text{ (bars)}$   $\Rightarrow p_s/p_a = 5,92$

$L/D = 1,5$  ( $L = 0,75''$ )

$\Rightarrow W \approx 0,25 (p_s - p_a) L D = 6,78$

• Normalement:  $C/R \approx 0,5 \cdot 10^{-3}$  à  $1 \cdot 10^{-3}$  mais pas de règle générale  
 $\hookrightarrow$  on choisit  $C = 0,8 \cdot 10^{-3}$  (soit sur bars en)

Rem: dans notre cas, pas de rotation donc pas de glissement centrifuge de l'axe.

•  $N_s \approx 0,5$  to  $0,7$  ou  $\xi = L/D = 0,75$

On choisit optimum céd  $N_s \approx 0,7$

D'après (5.5.9) :  $K = 0,5$

$K = \frac{1}{C} (p_s - p_a) L D K = \frac{13,55}{C} = 16345,31$

Note dans ce cas, pas de rotation

Dimensionnement des paliers aérostatiques

2

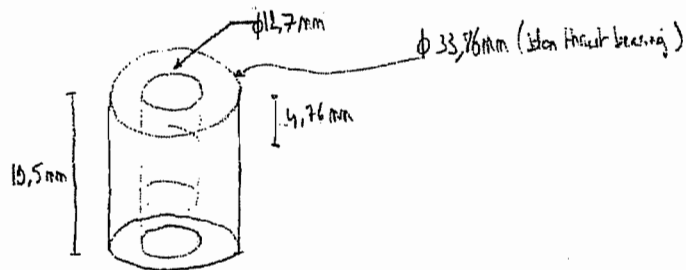
$$\cdot n d = \frac{P_s C^2}{6 \mu \sqrt{RT}} \Lambda_s = 0,2864$$

avec  $\Lambda_s \in ]0,7 \rightarrow \Lambda_s = 0,933$

Par  $n=8$  :  $d = 0,0358$  (0,358 mm)

Verif:  $\frac{d}{\phi} = \frac{d}{4/3 \cdot d} = \frac{d}{9,375} = 9,54 \cdot 10^{-2}$

$\Rightarrow (N_s)_{\min} = 5,2 \Leftrightarrow N_{\min} = 6,93$  (OK)



Rem:  $\cdot \varepsilon = \frac{W}{CK}$  (dote  $\leq 0,5$  par autre hoch. up)

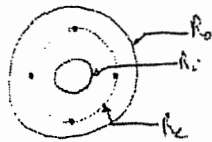
$= 0,5001$  (OK)

si  $n=9$  :  $d = 3,182 \cdot 10^{-2}$  (0,8 mm)

$\rightarrow \frac{d}{\phi} = \frac{d}{9,375} = 8,486 \cdot 10^{-2} \Rightarrow (N_s)_{\min} = 5,6 \Leftrightarrow N_{\min} = 7,46$  (OK)

^

**DIMENSIONNEMENT DU « THRUST BEARING »**



peut varier de 10 à 100%  
sans affecter les performances

$$r_c = \sqrt{r_o r_i}$$

Poids à supporter :

- Capteur couple : 100 g (airain)
  - Micromoteur + réducteur (Série 0816...5) : 18 g
  - Support moteur : 90 g (airain)
- Total : environ 250 g = 0,55 lbs.

En pond  $W = 20$  lbs.

$$r_o = 0,75''$$

$$r_o/r_i = 2 \quad \rightarrow$$

(A)

$$P_s - P_a = \frac{W}{\pi r_o^2 (1 - (r_i/r_o)^4) \cdot 0,25} = 30,18$$

Avec  $P_a = 14,7 \text{ psi} \therefore P_s = 44,88 \quad (P_s/P_a = 3,05)$

(Note : (épaisseur)  $> 5 \cdot 10^{-3}$  car  $r_o < 1,5 \text{ à } 2''$ )  
(à  $0,5 \cdot 10^{-2} \text{ à } 3 \cdot 10^{-2}$ )

(B)

$$\Lambda_S \text{ kg} \quad \Lambda_S \cdot \frac{1}{2} \log_e (r_o/r_i) \approx 4 \text{ à } 5$$

$$\Leftrightarrow \Lambda_S \approx 1,154 \text{ à } 1,443$$

Avec (SRI)  $\Lambda = \Lambda^2 \quad \Lambda_S = 1,3$

## Dimensionnement des paliers aérostatiques

② Arc (5.3.4) :  $\overline{W} = 0,13$

Rajustement de  $p_s$  par sautoport :

$$p_s - p_a = \frac{W}{\overline{W} \pi (R_o^2 - R_i^2)} = 32,8 \quad (5.3.4)$$

donc  $p_s = 47,5$      $p_{pca} = 3,63$      $\overline{W} = 0,23$      $N_s = 1,28$

(Note: Raudeur :  $K = \frac{L}{3} \frac{1}{C} \pi (R_o^2 - R_i^2) (p_s - p_a) \cdot K$ )  
 D'après (5.3.12) :  $\overline{K} = 0,41$

③ D'après (5.3.8) :  $G_T = 9,8$

$$G = \frac{\pi C^3 p_s^2}{6 \mu R T} \quad G_T = \frac{\pi C^3 p_s^2}{6 \cdot 28 \cdot 10^{-3} \cdot 131,10^8} \quad G_T = 1,4275 \quad C^3 p_s^2 G_T = 5,565 \cdot 10^{-7}$$

$C = 0,6 \cdot 10^{-5}$   
 (à choisir si possible)  
 (achy bearing)

④ Inherently compensated :  $N_d = \frac{p_s C^2}{6 \mu \sqrt{R T}} N_s = \frac{p_s C^2}{0,0001932} N_s = 0,113$

Ideally :  $d$  de  $0,015$  à  $0,050$      $n = 8 \Rightarrow d = 0,014125$

$$R_c = \sqrt{R_o R_i} = 9,53$$

$$\xi = 1/2 \ln(R_o/R_i) = 0,3466$$

$$d/\xi \Delta = d/\xi \cdot R_c = d/0,3676 = 3,84 \cdot 10^{-2}$$

D'après (5.3.13) :  $(N_s)_{min} > 6 \Rightarrow N_{pca} = 17,3$

$n = 30 \cdot d = 3,78 \cdot 10^{-3} \Rightarrow d/\xi \Delta = 1,04 \cdot 10^{-2} \Rightarrow (N_s)_{min} = 95 \Rightarrow N_{pca} = 67,4$



## Dimensionnement des paliers aérostatiques

2

on réfléchit de autre sens (on veut un  $d \approx 0,8 \text{ mm}$ )

$$Nd = \frac{\rho_s C^2}{6 \mu \sqrt{RT}} N_s = 0,306827 N_s$$

$$\begin{aligned} \text{avec } \mu &= 2,63 \cdot 10^{-9} \\ \sqrt{RT} &= 1,15 \cdot 10^4 \\ N_s &= 1,28 \end{aligned}$$

$$\text{Or } N_s \text{ tq. } N_s \cdot \frac{1}{2} \log_e (R_o/R_i) \approx 0,4 \text{ to } 0,5$$

$$\begin{aligned} R_o/R_i = 1,5 &\Rightarrow N_s \approx 1,973 \text{ à } 2,466 \\ R_o/R_i = 2 &\Rightarrow N_s \approx 1,1541 \text{ à } 1,443 \end{aligned}$$

On choisit  $R_o/R_i = 1,5$  et on suppose  $N_s = 2$

$$\Rightarrow Nd = 0,61365$$

$\hookrightarrow N = 18,48$  pour avoir  $d = 0,8 \text{ mm}$

$\hookrightarrow$  on prend  $N = 18$  :  $d = 3,44 \cdot 10^{-2}$  (à 0,85 mm)

$$\begin{aligned} R_c &= \sqrt{R_o R_i} \\ \left\{ \begin{aligned} &= \frac{1}{2} \ln (R_o/R_i) = 0,1027 \quad \left( \text{donc } (N_s)_{\min} < 3,65 \text{ pour avoir } N_{\min} < 18 \right) \\ &\Leftrightarrow d/d_o > 0,11 \end{aligned} \right. \end{aligned}$$

$$\frac{d}{d_o} > 0,11 \Leftrightarrow \frac{0,05}{R_c} > 0,15 \Leftrightarrow R_c < 0,764''$$

$$\Leftrightarrow R_o \sqrt{R_i/R_o} = R_o \cdot 0,81 < 0,764 \Leftrightarrow R_o < 0,93''$$

$$\text{Donc } \left\{ \begin{aligned} R_o/R_i &= 1,5 \\ R_o &< 0,93'' \\ R_s &= 87 \text{ (bars)} \\ C &= 2,8 \cdot 10^{-3} \end{aligned} \right. = \text{données imposées.}$$

# Dimensionnement des paliers aérostatiques

ETM  
L'annuaire

①  $W = (p_s - p_a) \pi R_o^2 \left(1 - \left(\frac{R_i}{R_o}\right)^2\right) e, 15 = 31,55 \text{ lbs.}$

→ on prendra  $W = 36 \text{ lbs.}$

avec  $\left( \begin{array}{l} R_i = 87 \\ p_a = 14,7 \\ R_o = 1'' \\ h_o/R_i = 1,5 \end{array} \right) p/p_a = 5,98$

②  $N_s \text{ tq } N_s \text{ d' } \log_e (R_o/R_i) \approx 0,4 \text{ to } 0,5$

⇒  $N_s = 1,97 \text{ à } 2,466$

Piec (5.31)  $N_s = 2,3$

③ Piec (5.33)  $\bar{W} = 0,28$

$(p_s - p_a) = \frac{W}{\pi R_o^2 (1 - R_i^2/R_o^2)} = W \cdot 2,046 = 73,656$

avec  $p_s = 88,368, p_a = 6,01, \bar{W} = 0,28, N_s = 2,3$

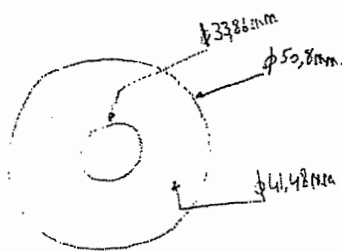
④  $N_d = \frac{R_o C^L}{6\mu \sqrt{RT}} N_s = 0,7167$  avec  $C = 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ inch.}$

$n=18 : d = 3,9817 \cdot 10^{-2}$

$\frac{d}{\sqrt{R_o^2 - R_i^2}} = 0,12 \rightarrow (N_s)_{\min} = 3,4$

→  $N_{\min} = 3,4 \cdot \log_e (R_o/R_i) = 16,77$

⑤



Tout ts des 20° (diam : 1,01 mm)

# **1.10. Modélisation FLUX3D de l'électroaimant (rapport)**



# RAPPORT SUR LA MODELISATION DU MICRO ELECTRO-AIMANT

## 1 Description du problème

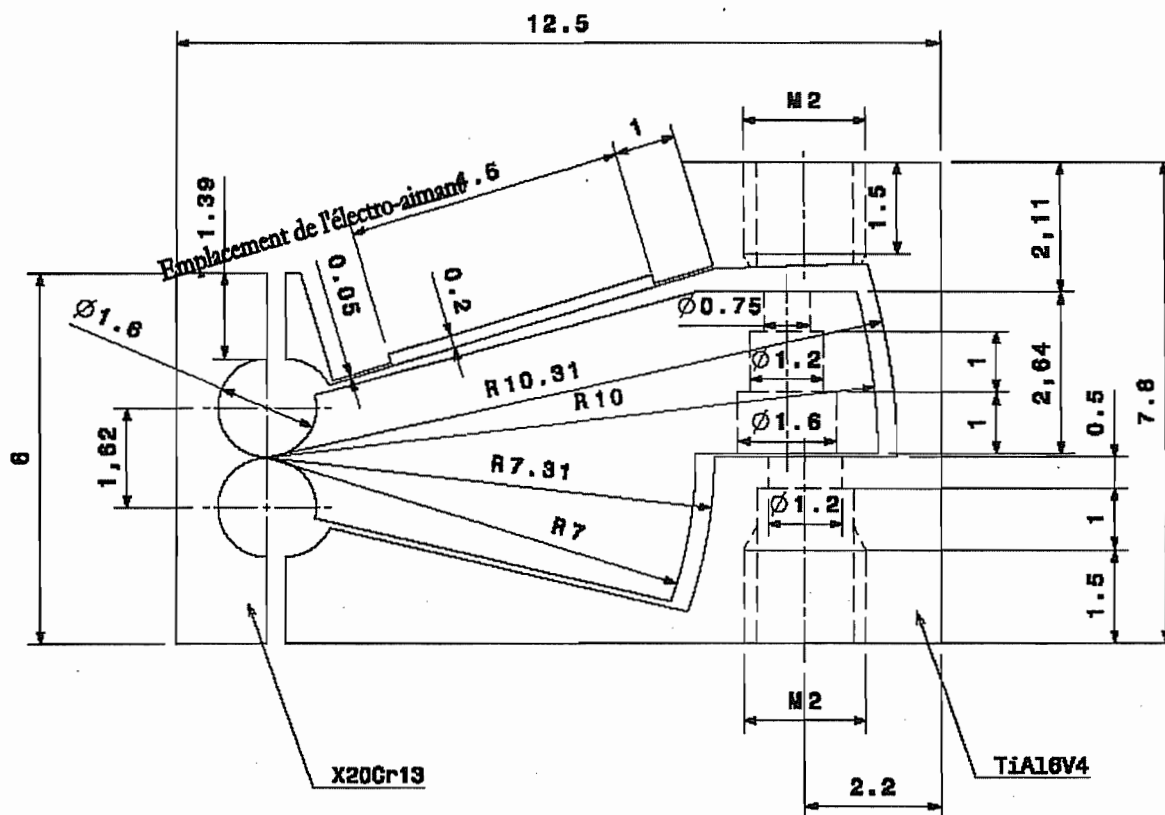


Figure 1.

Les modélisations sont basées sur la géométrie du corps de pompe élaborée à l'ULG (cfr. Figure 1.).

Ces modélisations vont permettre de dimensionner l'électro-aimant afin de pouvoir développer un couple de 1.3 mNm. Ce couple correspond principalement à l'effort nécessaire pour vaincre la dépression du réservoir car l'effort de déformation du col circulaire est négligeable devant ce dernier.

Le dispositif modélisé grâce à FLUX3D est illustré à la Figure 2. Le corps de pompe est représenté en bleu, le noyau de l'électro-aimant en magenta et la bobine en cyan.

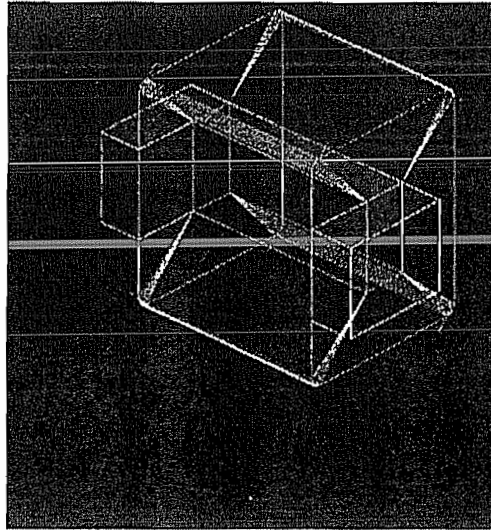


Figure 2.

Lors du déplacement du corps de pompe, on considère deux positions extrêmes :  $0^\circ$  (cfr. Figure 3.) et  $2^\circ$  (cfr. Figure 4.) de rotation. La position  $0^\circ$  correspond à la position de repos de la pompe. C'est dans cette dernière position que l'entrefer est le plus grand et donc que le couple développé sera le plus faible (à courant constant lors du déplacement du corps de pompe). Ainsi, si on parvient à développer le couple voulu dans la position  $0^\circ$ , l'objectif est atteint (car, à courant constant dans la bobine, le couple croît lorsque l'entrefer diminue).

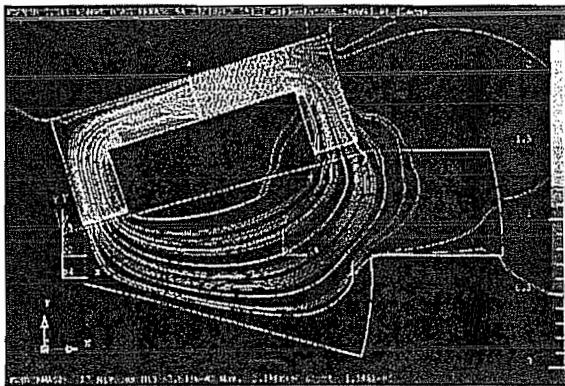


Figure 3.

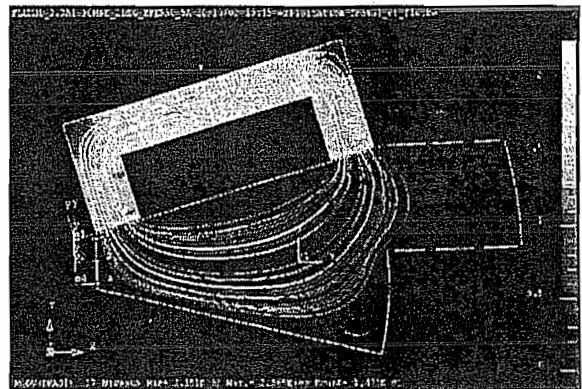


Figure 4.

## 2 Etude des paramètres

Afin de dimensionner l'électro-aimant, il est nécessaire d'étudier l'influence sur le couple développé de différents paramètres dimensionnels. La figure 4. illustre certains paramètres étudiés.

Remarques :

- L'épaisseur du noyau correspond à la dimension du noyau perpendiculaire au plan de la feuille.
- Une paroi en titane sépare le noyau de l'électro-aimant du corps de pompe. Sur la Figure 1., cette paroi en titane fait 50  $\mu\text{m}$ . Une étude de l'influence de l'épaisseur de cette paroi en titane est détaillée dans la section suivante.

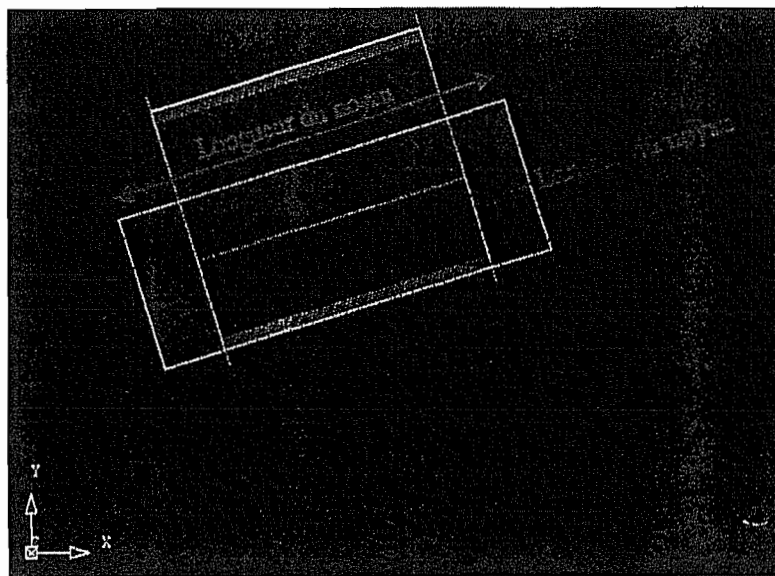


Figure 4.

### 2.1 Matériau idéal

Le matériau en question est celui qui sera utilisé pour fabriquer le noyau de l'électro-aimant et le corps de la micropompe.

Par matériau idéal, nous considérons un matériau dont les propriétés magnétiques sont bonnes : induction à saturation de 1.75 T et perméabilité de 3500.

Cependant, le matériau qui sera utilisé dans le prototype de la pompe ne possèdera pas d'aussi bonnes propriétés magnétiques. Nous sommes en effet obligés d'utiliser un acier inoxydable, matériau non idéal au niveau magnétique, en raison du contact du corps de la pompe avec l'insuline. La section 2.2. aborde les résultats de modélisations effectuées avec un tel matériau.

La présente section a uniquement pour but de montrer l'évolution du couple développé par l'actionneur en fonction de paramètres géométriques et du courant circulant dans la bobine.

Notons que dans ces premières modélisations, l'épaisseur totale de l'électro-aimant est égale à l'épaisseur de la palette (5 mm).

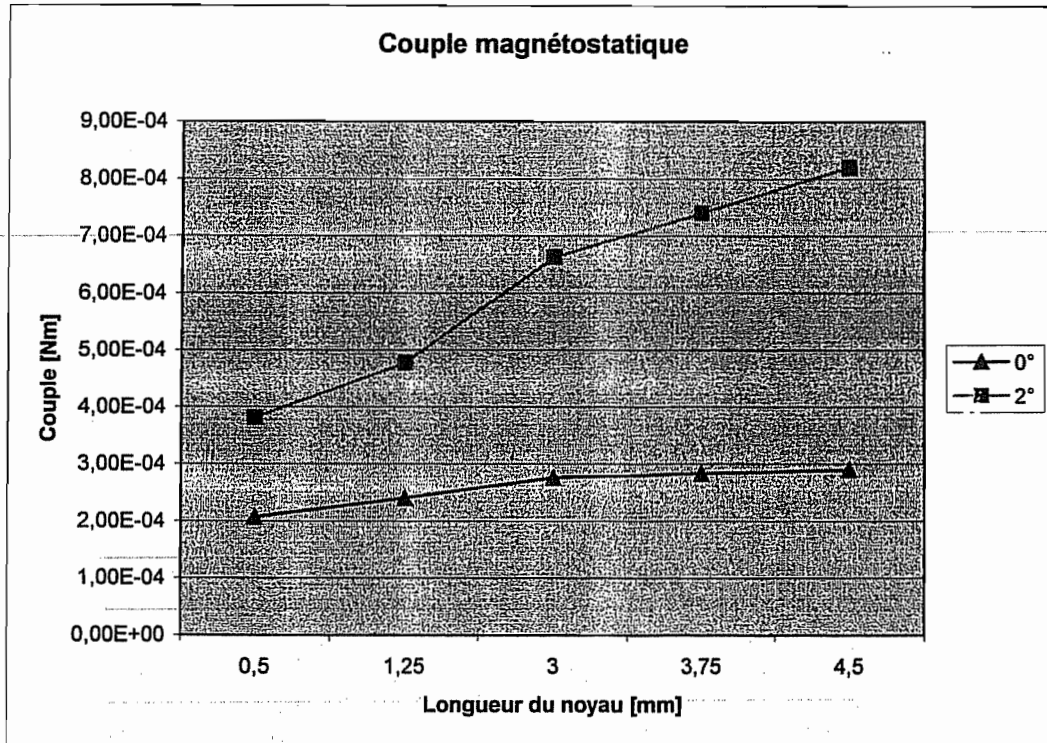


Figure 5.

D'après la Figure 5., le noyau doit être le plus long possible. Nous fixerons donc ce paramètre à 4.5 mm dans les prochaines modélisations.

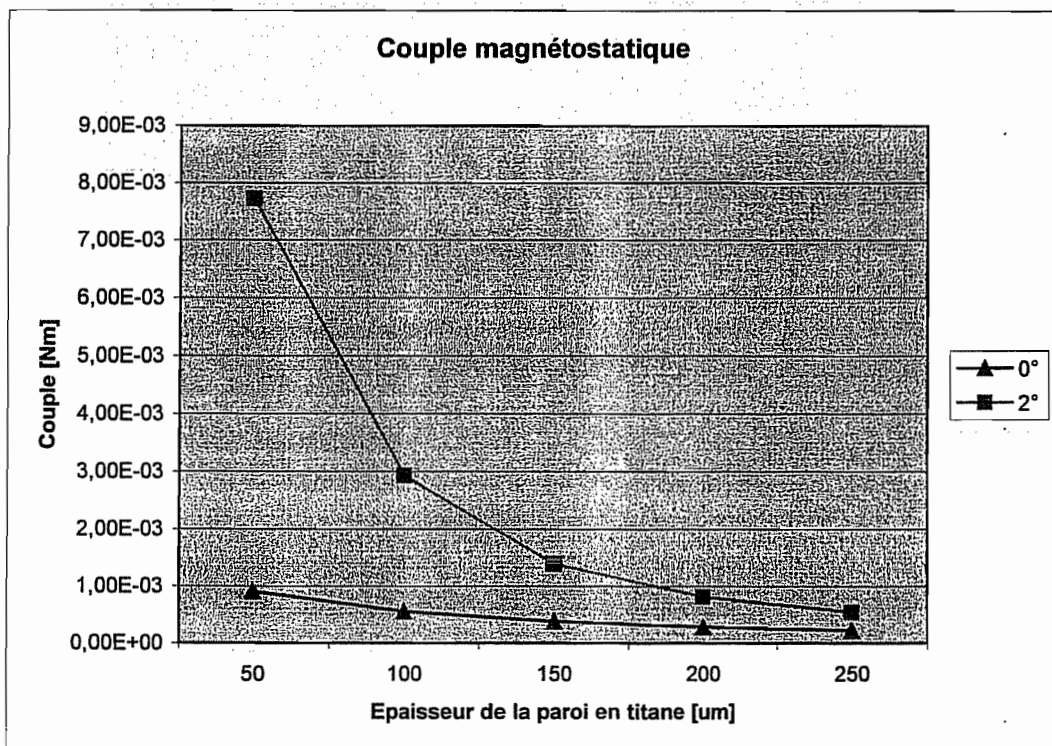


Figure 6.



L'épaisseur de la paroi en titane doit, par contre, être la plus faible possible (cfr. Figure 6.). Ce résultat est logique puisque la diminution de l'épaisseur de cette paroi entraîne une diminution de l'entrefer.

Puisqu'une épaisseur de 50  $\mu\text{m}$  semble atteignable en pratique, nous adopterons cette valeur dans les prochaines modélisations.

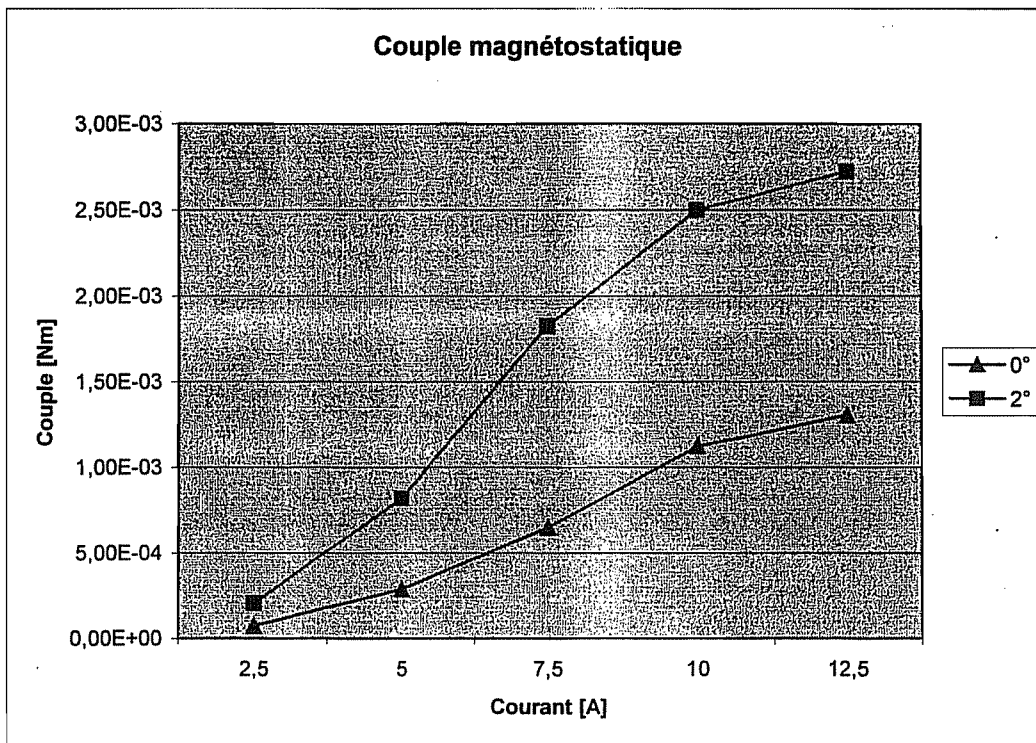


Figure 7.

Dans les modélisations précédentes, la bobine comporte 20 tours pour une fenêtre de 4,5 mm \* 1,5 mm. Cela donne une densité de courant de 30 A/mm<sup>2</sup> (coefficient de fenêtre = 0,5 et courant de 5 A/spire).

La Figure 7. illustre la dépendance quadratique du couple vis-à-vis du courant circulant dans la bobine. On note cependant l'apparition de la saturation du noyau de l'électro-aimant lorsque le courant dépasse 7.5 A/spire.

En pratique, on souhaitera travailler avec une densité de courant raisonnable (quelques dizaines d'A/mm<sup>2</sup>). Il faudra donc augmenter la taille de la bobine pour pouvoir travailler avec un courant plus important.

## 2.2 Matériau réel

Dans ce cas, le matériau modélisé possède des propriétés magnétiques plus proches de celles du matériau qui sera réellement utilisé pour concevoir la micro-pompe. Nous avons choisi un matériau dont l'induction à saturation est 1.47 T et dont la perméabilité est 500.

La Figure 8. compare les résultats obtenus pour le matériau « idéal » et le matériau « réel » (l'épaisseur de la cloison en titane est 50  $\mu\text{m}$  et le courant est de 5 A/spire). L'allure de la courbe est identique mais l'amplitude du couple est moindre pour le matériau « réel ».

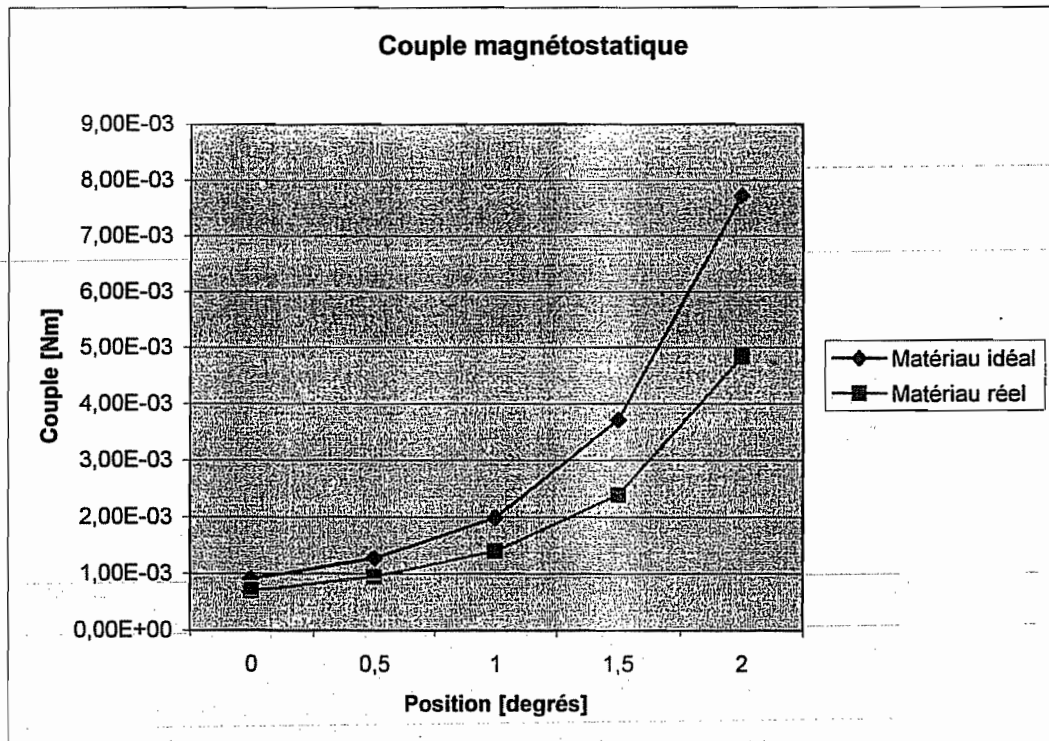


Figure 8.

Le couple développé n'étant pas suffisant pour un électro-aimant d'épaisseur totale 5 mm, il va s'avérer nécessaire d'augmenter la taille de la bobine. En effet, afin de conserver une densité de courant constante (environ  $30 \text{ A/mm}^2$ ) lorsque le courant augmente (pour augmenter le couple), il faut augmenter la taille de la fenêtre de la bobine.

D'après les résultats des précédentes modélisations, on choisit de modéliser un électro-aimant dont l'épaisseur totale (noyau + bobine) ne dépasse pas 8 mm.

La figure 9. illustre l'influence de l'épaisseur du noyau pour un tel électro-aimant. La croissance linéaire initiale illustre la saturation du noyau pour de telles épaisseurs. On constate qu'il existe un optimum pour une épaisseur du noyau de 3.5 mm.

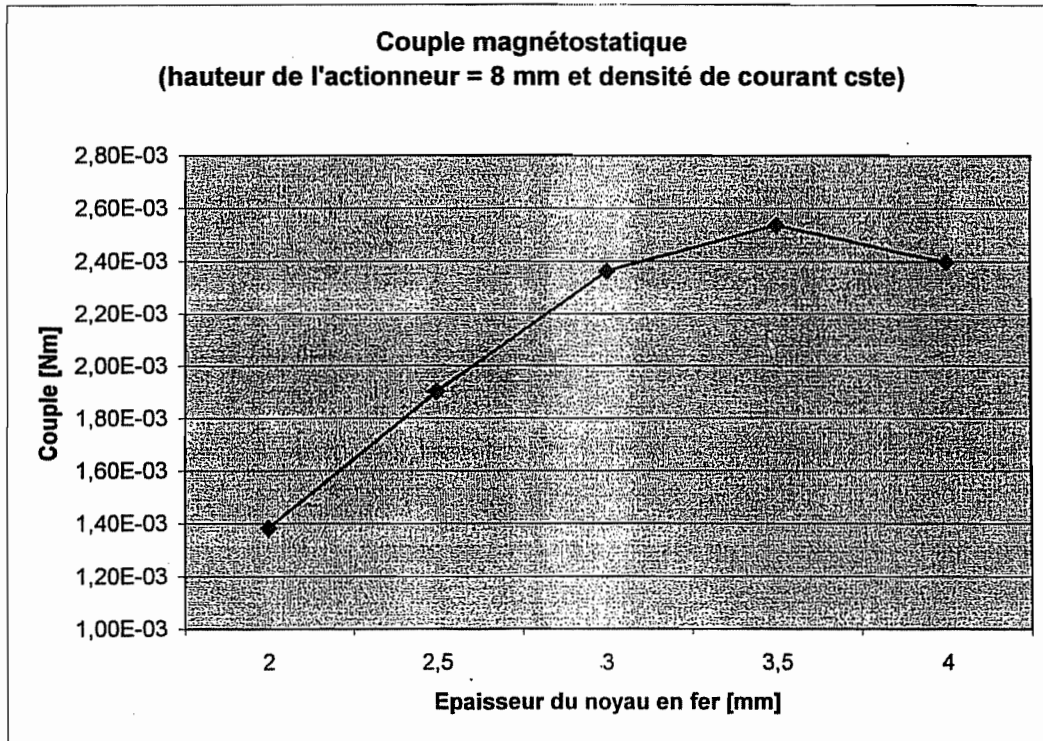


Figure 9.

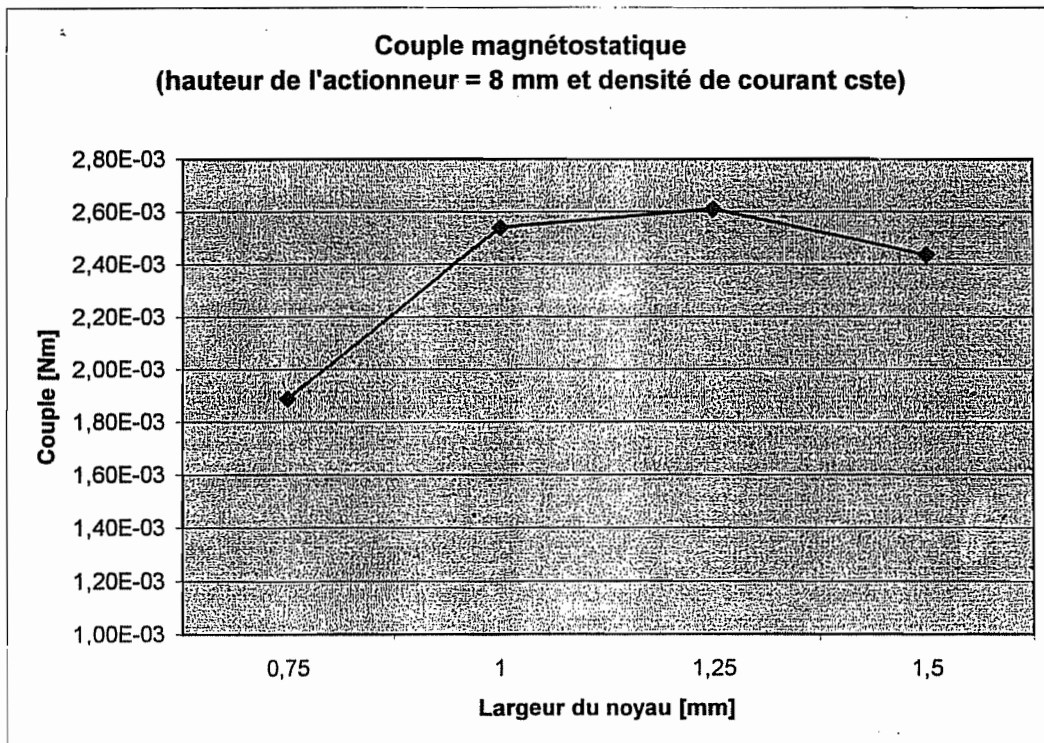


Figure 10.

La figure 10. reprend la variation du couple en fonction de la largeur du noyau, optimale aux environs de 1 mm.

### 3 Conclusion

Suite aux modélisations effectuées, il semble qu'un couple de 2 mNm (2.091 mNm exactement) peut être obtenu en utilisant les paramètres suivants :

▪ Courant	335 mA
▪ Nombre de spires	400
▪ Largeur du noyau	1 mm
▪ Epaisseur du noyau	3.5 mm
▪ Epaisseur de la bobine	2.25 mm
▪ Diamètre du fil de cuivre	0.125 mm

Notons que ces valeurs correspondent à une densité de courant de  $30 \text{ A/mm}^2$  environ (29.63 exactement).

Le couple en fonction de la position du corps de pompe est illustré à la Figure 11.

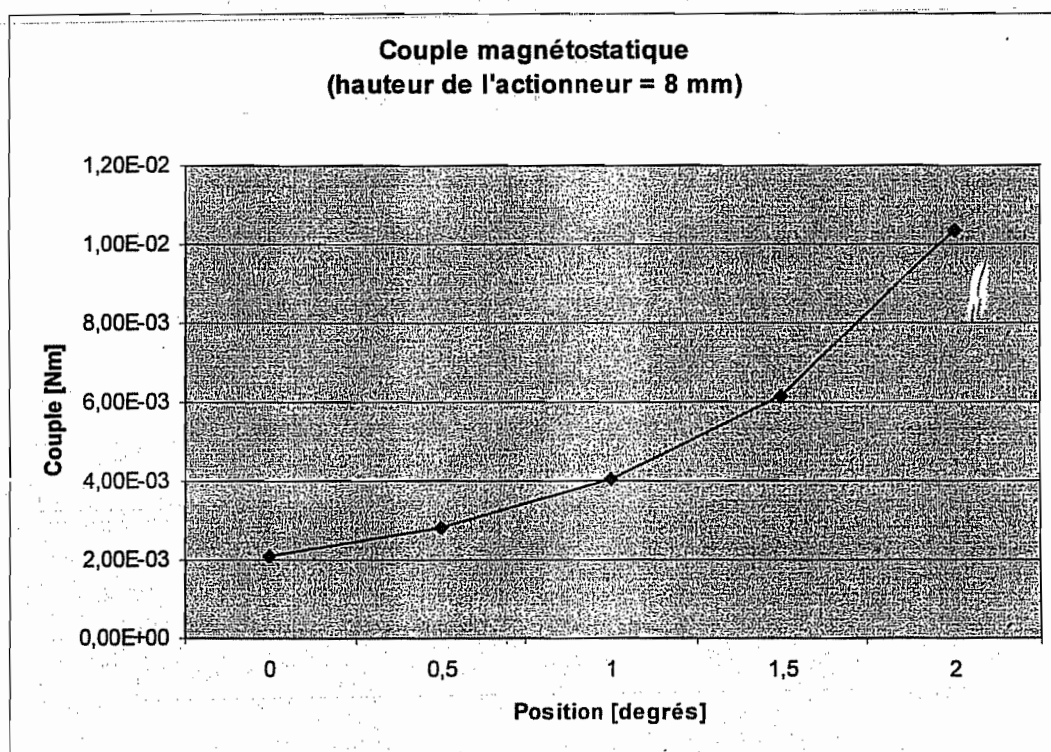


Figure 11.

Les éléments constitutifs de l'actionneur sont illustrés à la Figure 12.

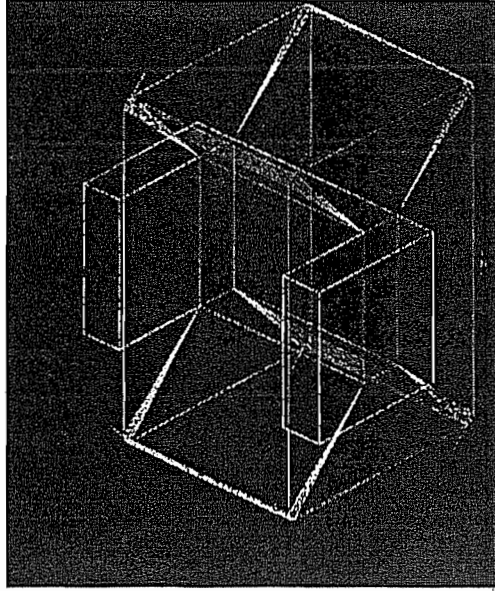


Figure 12.



# **1.11. Modélisation analytique de l'électroaimant**





## Modélisation analytique de l'électroaimant

L'expression du couple développé par l'électroaimant est approximée<sup>1</sup> par :

$$\text{couple} = \frac{\mu_0 S n^2 I^2}{2} \frac{\text{entrefer}}{\partial \text{entrefer} / \partial \alpha} \quad (0.1)$$

avec :

▪ $\mu_0$	perméabilité du vide	$= 4\pi \cdot 10^{-7} \text{ T.m/A}$
▪ $S$	section de l'entrefer	$= 3.5 \text{ mm}^2$
▪ $n$	nombre de spires constituant la bobine	$= 400$
▪ $I$	courant circulant dans la bobine	$= 335 \text{ mA}$
▪ $\alpha$	l'angle de rotation du piston	$= 0 \text{ à } 2^\circ$
▪ <i>entrefer</i>	la longueur de l'entrefer (qui varie avec $\alpha$ )	

Il faut donc déterminer comment varie l'entrefer avec l'angle de rotation  $\alpha$  du piston (les autres variables étant connues).

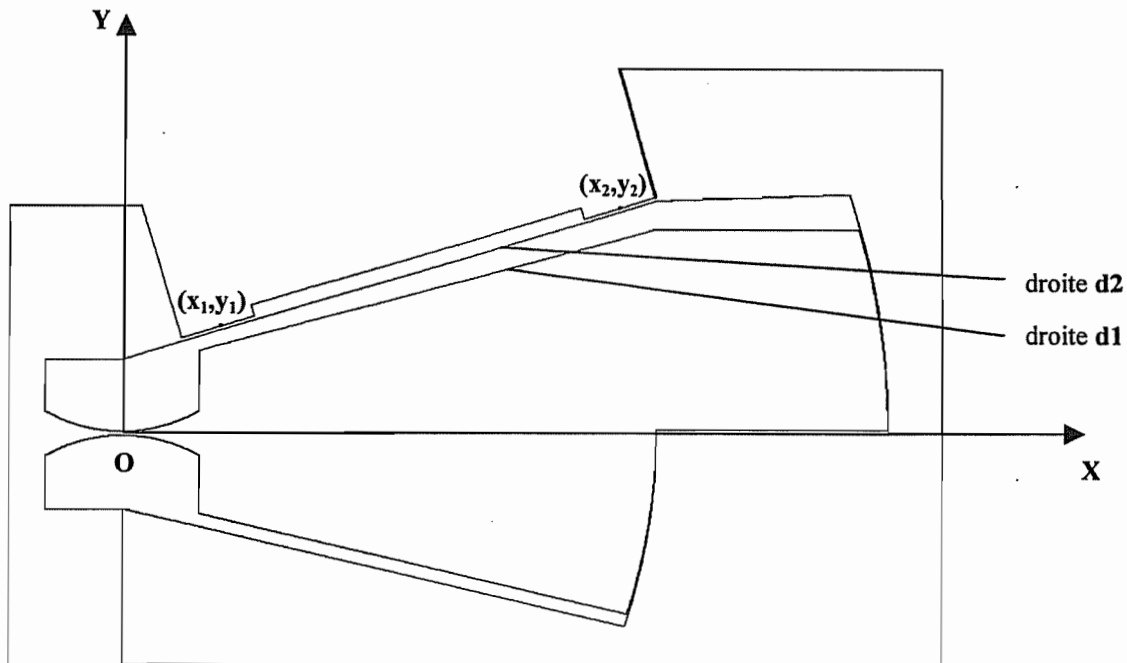


Figure ED-F1.

La Figure ED-F1 est à l'échelle 10 : 1. Dans les calculs qui suivront, les unités utilisées sont les millimètres.

La longueur de l'entrefer est donnée par

$$\text{entrefer} = \text{dist}[(x_1, y_1), d1] + \text{dist}[(x_2, y_2), d1] \quad (0.2)$$

Il nous faut donc déterminer l'équation de la **droite d1** ainsi que les positions points  $(x_1, y_1)$  et  $(x_2, y_2)$ .

<sup>1</sup> La perméabilité du matériau magnétique est supposée infinie.

La droite  $d1$  représente le bord du piston. Ce dernier étant en rotation autour du point  $O$ , l'équation de la droite  $d1$  est donnée par :

$$Mx + Ny + B = 0 \quad (0.3)$$

avec  $M = A \cos \alpha - \sin \alpha$  et  $N = -\cos \alpha - A \sin \alpha$

$$A = 0.269 \text{ et } B = 0.783$$

où  $\alpha$  est l'angle de rotation du piston autour du point  $O^2$

Pour déterminer les positions des points  $(x_1, y_1)$  et  $(x_2, y_2)$ , nous allons considérer la droite  $d2$  car nous savons que les points  $(x_1, y_1)$  et  $(x_2, y_2)$  se situent sur une droite parallèle à  $d2$  et distante de  $50 \mu\text{m}$  de cette dernière. Cette distance correspond à l'épaisseur de la paroi en titane séparant le piston de l'électroaimant.

Notons que, lorsque le piston atteint la position extrême  $\alpha = 2^\circ$ , la droite  $d1$  coïncide théoriquement<sup>3</sup> avec la droite  $d2$ . En utilisant l'équation (0.3) de la droite  $d1$ , nous obtenons l'équation suivante pour la droite  $d2$  :

$$M_{\alpha=2}x + N_{\alpha=2}y + B = 0 \quad (0.4)$$

Tout point  $(x', y')$  situé sur la droite passant par  $(x_1, y_1)$  et  $(x_2, y_2)$  satisfait l'équation :

$$0.05 = \text{dist}[(x', y'), d2] = \frac{M_{\alpha=2}x' + N_{\alpha=2}y' + B}{\pm \sqrt{A^2 + 1}} \quad (0.5)$$

En effet, comme mentionné plus haut, l'épaisseur de la paroi en titane séparant le piston de l'électroaimant vaut  $50 \mu\text{m}$ . C'est donc la distance séparant le point  $(x', y')$  de la droite  $d2$ .

Grâce à (0.5), sachant que  $x_1 = 1.25$  et  $x_2 = 6.5$ , on trouve :

$$y_1 = 1.23$$

$$y_2 = 2.84$$

La longueur de l'entrefer varie avec l'angle de rotation  $\alpha$  et est donnée par :

$$\text{entrefer} = \text{dist}[(x_1, y_1), d1] + \text{dist}[(x_2, y_2), d1] = \frac{Mx_1 + Ny_1 + B + Mx_2 + Ny_2 + B}{\sqrt{1 + A^2}} \quad (0.6)$$

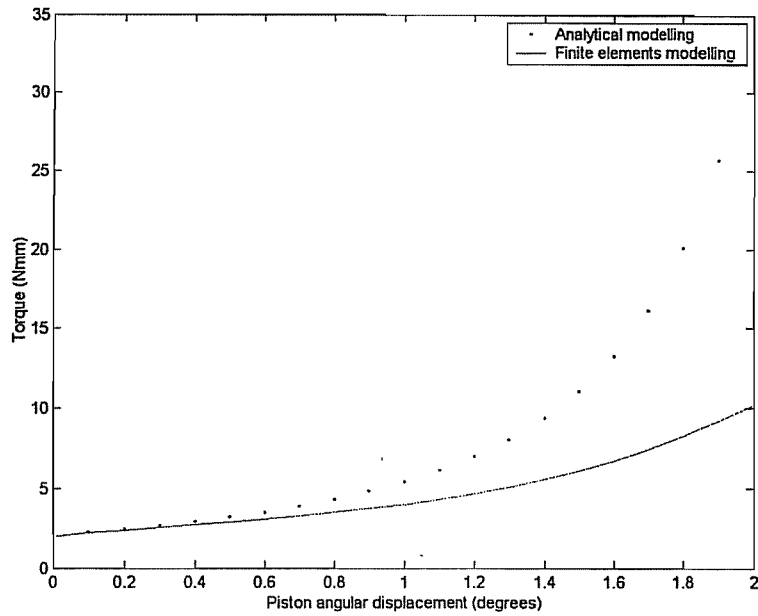
Ainsi,

$$\frac{\partial \text{entrefer}}{\partial \alpha} = \frac{\cos \alpha [-(x_1 + x_2) - A(y_1 + y_2)] + \sin \alpha [(y_1 + y_2) - A(x_1 + x_2)]}{\sqrt{1 + A^2}} \quad (0.7)$$

En insérant l'équation (0.7) dans l'équation (0.1) du couple, on obtient la courbe illustrée à la Figure ED-F2.

<sup>2</sup>  $\alpha=0$  sur la Figure ED-F1.

<sup>3</sup> Attention la Figure ED-F1. n'est pas tout à fait correcte. En effet, la rotation du piston peut dépasser  $2^\circ$  en amplitude. Dans la modélisation analytique, nous nous limiterons cependant à  $2^\circ$  de débattement angulaire pour pouvoir comparer les résultats avec la modélisation FLUX3D. L'équation (0.4) de la droite  $d2$  ne correspond donc pas exactement à la droite qui est représentée sur la Figure ED-F1.



**Figure ED-F2.**

**Remarque :**

Le raisonnement utilisé, pour localiser les points et les droites, est délibérément géométrique. En effet, la représentation graphique de l'électroaimant dans le logiciel FLUX3D<sup>®</sup> s'est basée sur une méthode géométrique analogue.

Cependant, il semble que la géométrie des différentes parties constitutives de la pompe (piston...) s'éloigne de la géométrie « parfaite » modélisée. En effet, le débattement angulaire est supérieur à 2°, l'épaisseur de la paroi en titane dépasse 50 µm, etc...

L'obtention de résultats plus précis nécessiterait une modélisation analytique tenant compte des dimensions exactes des différentes pièces de la pompe.



## **1.12. Modélisation analytique de l'électroaimant (code matlab)**

-----

-----

|

```

function Couple
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% calcule le couple exercé par l'électroaimant
%
% PRE: /
%
% POST: un graphe avec l'évolution du couple en fonction du déplacement
angulaire. %
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% y = Ax + B équation de la droite définissant le bord du piston le plus
proche de l'électroaimant
A = 0.269550748752;
B = 0.783144758736;

% coordonnées du centre des 2 pattes de l'électroaimant
x1 = 1.25;
y1 = 1.22758;
x2 = 6.5;
y2 = 2.841247;

% initialisation
alpha = [0:-0.1*pi/180:-2*pi/180]; % angle de rotation du piston
M = A*cos(alpha) - sin(alpha);
N = -cos(alpha) - A*sin(alpha);

% expression de l'entrefer
entrefer = abs(M*(x1+x2) + N*(y1+y2) + 2*B)/(sqrt(1+A^2));

% expression de la dérivée de l'entrefer
roentrefer = (1/sqrt(1+A^2))* ((x1+x2)*(-A*sin(alpha) -
cos(alpha)) + (y1+y2)*(sin(alpha) - A*cos(alpha)));

% paramètres
mu0 = 4*pi*1e-7; % perméabilité du vide
mu = 500; % perméabilité relative
n = 400; % nombre de spires
i = 0.335; % intensité du courant
S = 3.5; % section de l'entrefer

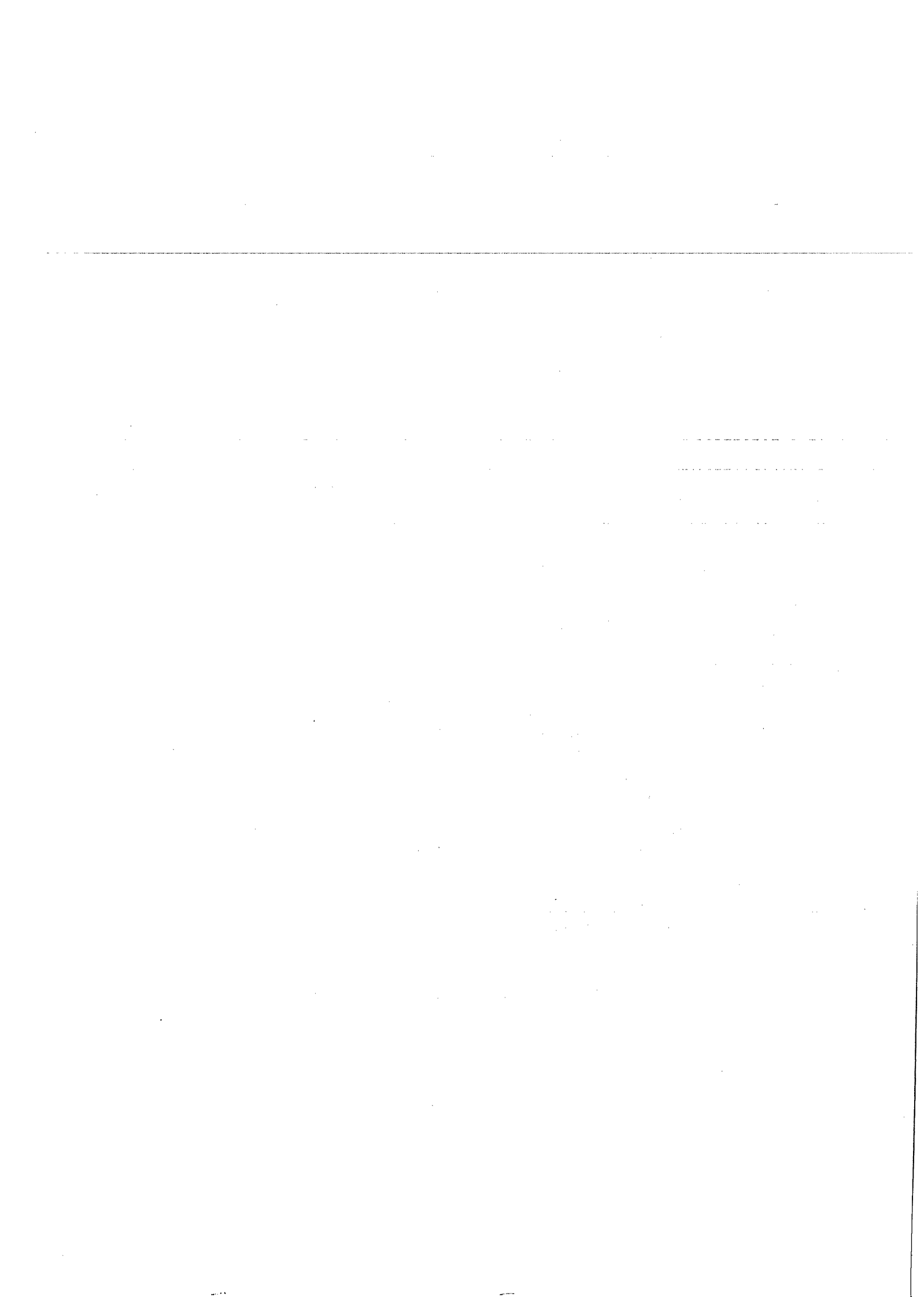
entrefercarre = entrefer.*entrefer;
muoandco = (mu0*S*n^2*i^2)/2;

% couple analytique
couple = abs(muoandco*(roentrefer./entrefercarre));

% couple FLUX3D
pos3D = [0:0.5:2];
couple3D = [2;2.9;4;6.1;10.2];
coupleFLUX3D=interp1(pos3D,couple3D,[0:0.1:2],'spline');

% graphique
plot(-alpha*180/pi,couple, '.', [0:0.1:2],coupleFLUX3D);
legend('Analytical modelling', 'Finite elements modelling');
xlabel('Piston angular displacement (degrees)');
ylabel('Torque (Nmm)');

```





## **1.13. Code Matlab de calcul et dimensionnement**



```
function amopro
```

```
% Pompe proto à balancier : résultante de pression exercée sur l'axe due à l'amortissement
```

```
%  
% *****  
% * * * * *  
% *                               POMPE PROTOTYPE                               *  
% * * * * *  
% * Calcul de la résultante de pression exercée sur l'axe, *  
% * due à la zone d'amortissement *  
% * ULG - LTAS - Méthodes de fabrication *  
% * P.Merken Mise à jour 09/01/2002 *  
% * * * * *  
% *****
```

```
format short e
```

```
% Données
```

```
r=4; % rayon de la palette  
e=1; % [0:0.1:1]; % largeur de passage de la section réduite  
mu=7e-4; % viscosité dynamique du fluide (solution  
d'insuline)  
omega=1e-3; % vitesse de rotation de la palette
```

```
epsilon=e/r; % excentricité de la palette par rapport  
au bati (= e/r)
```

```
theta=[-pi/6:pi/360:pi/6]; % repère angulaire
```

```
% Dérivée de la pression en fonction de la coordonnée angulaire  
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
stheta=size(theta);
```

```
F=inline('((6*omega*mu)/(x.^2/2+epsilon).^2).*(1-  
((pi/6)^2/2+epsilon)/(x.^2/2+epsilon))','x','omega','mu','epsilon');
```

```
dp=feval(F,theta,omega,mu,epsilon)
```

```
fig1=figure(1);  
subplot(2,1,1);plot(theta,dp);  
xlabel('thétha');  
ylabel('dp/dthétha');  
title('Variation de pression avec la coordonnées angulaire','fontsize',14);  
axis([-pi/6 pi/6 min(dp) max(dp)]);
```

```
argnames(F),formula(F)  
%q=quad(F,-pi/6,pi/6);
```

```
% Calcul de la pression par intégration de la relation précédente  
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
syms x;  
syms omega mu epsilon real  
dpsym=((6*omega*mu)/(x.^2/2+epsilon).^2).*(1-  
((pi/6)^2/2+epsilon)/(x.^2/2+epsilon));  
psym=int(dpsym,'x')
```

```
%-  
235227982620697397449706837887875/1329227995784915872903807060280344576*x/(5*x^2+2)^:  
...  
%147408189632427466550060716876425/5316911983139663491615228241121378304*x/(5*x^2+2).  
...
```

```

%29481637926485493310012143375285/10633823966279326983230456482242756608*10^(1/2)*a
vectorize (psym)
peq=char (vectorize (psym))

psymb=inline (peq, 'x', 'omega', 'mu', 'epsilon')
%for i=1:stheta(2)
%   x=theta(i);
%   p=feval (psymb, theta(1), omega, mu, epsilon)
%end

%figure(2)
subplot (2,1,2); plot (theta,p);
%ezplot (psym); %
xlabel ('théta');
ylabel ('p');
title ('pression s'exerçant sur la palette', 'fontsize',14);
axis ([-pi/6 pi/6 min(p) max(p)]);
set (fig1, 'name', 'Résultante de pression', 'numbertitle', 'off')

% Calcul des composantes de la portance
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% Composante horizontale

Ph=inline (' (-2.3636e-001*x./(5*x.^2+2).^2-1.7716e-001*x./(5*x.^2+2)-1.7716e-002*10^(1/2)*atan(1/2*x*10^(1/2))).*sin(x)*5', 'x', 'y');
%argnames (Ph)
comph=dblquad (Ph, -pi/6, pi/6, 0, 2)

% Composante verticale

Pv=inline (' (-2.3636e-001*x./(5*x.^2+2).^2-1.7716e-001*x./(5*x.^2+2)-1.7716e-002*10^(1/2)*atan(1/2*x*10^(1/2))).*cos(x)*5', 'x', 'y');
%argnames (Pv)
compv=dblquad (Pv, -pi/6, pi/6, 0, 2)

% Vérification

P=(comph^2+compv^2)^0.5
q=0

if (P~=q&P~-q),
    sprintf ('Attention, la résultante n''est pas égale à l''intégrale des pressions')
end

% Calcul de l'angle de réaction

if (compv==0),
    phi=pi/2
else
    phi=atan (comph/compv)
end

% Calcul du couple de frottement
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

ceps=inline ('1./(x.^2/2+0.2)');
h=2*quad (ceps, -pi/4, pi/4)
C=mu*2*r^2*omega*h

```

```

function courbe(no,xdata,ydata,xlab,ylab,j)

% Création de Graphique
%
% P. Merken - ULG - 29/04/2002
%
% courbe(no,xdata,ydata,xlab,ylab,j)
%
% no      numéro de la figure
% xdata   vecteur de donnée des abscisses
% ydata   vecteur de données des ordonnées
% xlab    titre des abscisses
% ylab    titre des ordonnées
% j       couleur et type de ligne
% -1      noir continu
% -2      bleu point
% -3      rouge point
% j       positif, j<20 symboles marqués sur une ligne continue
%         de couleur aléatoire
%
% scale   échelle des axes
% line    linéaire
% logy    logarithmique en y
% logx    logarithmique en x et y

if j== -1,
    color='k';
    marker='-';
elseif j== -2,
    color='b';
    marker='.';
elseif j== -3,
    color='r';
    marker='.';
else
    col=colormap(hsv(20));
    markerspec=['-', '+', 'o', '*', '.', 'x', 's', 'd', '^', 'v', '>', '<', 'p', 'h', ...
               '+', 'o', '*', '.', 'x', 's', 'd', '^', 'v', '>', '<', 'p', 'h', ...
               '+', 'o', '*', '.', 'x', 's', 'd', '^', 'v', '>', '<', 'p', 'h', ...
               '+', 'o', '*', '.', 'x', 's', 'd', '^', 'v', '>', '<', 'p', 'h'];
    marker=['-', markerspec(j)];
    color='k'; %col(j, :);
end
figure(no);
hold on
% if scale=='logy',
%     handlecourbe=semilogy(xdata,ydata,marker);
% elseif scale=='logx',
%     handlecourbe=semilogx(xdata,ydata,marker);
% elseif scale=='line'
    handlecourbe=plot(xdata,ydata,marker);
% end
xlabel(xlab,'fontsize',16,'fontname','Universal Math');
ylabel(ylab,'fontsize',16,'fontname','Universal Math','%','Rotation',0.0);
set(handlecourbe,'color',color,'MarkerSize',10,'linewidth',2);
%tick=get(handlecourbe,'TickLabel')
%set(gca,'fontsize',10)
%col(j, :)

```



function defomo

```
% Modélisation dynamique de la pompe modèle
%
% *****
% *
% *          POMPE MODELE
% *
% *          Calcul des couples en jeu dans la pompe
% *          ainsi que de certaines caractéristiques
% *          ULG - LTAS - Méthodes de fabrication
% *          P.Merken Mise à jour 01/12/2003
% *
% *
% *****
%
% Les fichier courbe.m et procou.m sont nécessaires à l'exécution de ce
programme

close all
format short e

% Données géométriques de la pompe
rp=59.75e-3; % rayon du piston
r1=37.75e-3; % rayon minimum de la palette
r2=37.75e-3; % rayon maximum de la palette
rc=9e-3; % rayon de la portée de l'arbre sur lequel
la palette est fixée
e=35e-3; % épaisseur de la palette
l=40e-3; % longueur du piston
theta=6; % course angulaire de la palette
h=8.5e-5; % jeu dans la pompe
lb1=0.93e-3; % longueur parcourue par la bille dans la
partie fixe
lb2=4.68e-3; % longueur parcourue par la bille dans le
piston
d=1.1e-2; % diamètre clapet
db=1e-2; % diamètre bille

% Données fluide
mu=7e-4; % viscosité dynamique du fluide
(solution d'insuline)
rhofluide=1e3; % masse volumique du fluide
nu=mu/rhofluide; % viscosité cinématique du fluide
omega=1; % vitesse de rotation de la
palette
omegaret=omega; % vitesse de retour de la palette, sans
pompage
deltap=10000; % dépression du réservoir

% Données externes
l1=1; % longueur du cathéter à l'admission
l2=1; % longueur du cathéter au refoulement
d1=16e-3; % diamètre du cathéter à l'admission
d2=16e-3; % diamètre du cathéter au refoulement

% Vecteurs de données pour les graphiques
hx=[5e-5:5e-5:3e-4]; %5e-5:5e-5:3e-4
indhxfin=length(hx);

% Couples
deltapx=[0:2000:12000];
omegax=[omega:1:omega];
inddeltapxfin=length(deltapx);
indomegaxfin=length(omegax);
```

```

% Débits
w=[omega:1:omega];
dp=[0:1000:12000];
dp2=[1e4:1:1e4];
indwfin=length(w);
inddpfin=length(dp);
inddp2fin=length(dp2);

% Calcul des paramètres sans dimension
% -----
rho=r2/r1;
rhop=rp/r1;
rhoc=rc/r1;
lambda=1/r1;
epsilon=e/r1;
H=h/r1;
P=deltap/(mu*omega);
f=omega/(omegaret+omega)

% Cylindrée
% -----
V=theta*pi*e*(rp^2-r2^2)/360

% Couple de pression
% -----
phip=P*epsilon*(rhop^2-rho^2)/2;
Cp=mu*omega*r1^3*phip

% Couple de frottement visqueux
% -----
phi11=(2*lambda*(rhop^3-rho^3)/(H^3))+(P*H*(rhop^2-rho^2)/2);
phi12=(rhop^2*lambda*epsilon/H)+(H*P*epsilon*rhop/2);
phi21=9*pi*(1-rhoc^4)/(10*H);
phi22=9*pi*epsilon/(5*H);
phi31=(pi*(1-rhoc^4)/(10*H))+(H*P*(1-rhoc^2)/2);
Cmu=mu*omega*r1^3*(phi11+phi12+phi21+phi22+phi31)

% Jeu optimal
% -----
Hopt=sqrt((2*lambda*(rhop^3-rho^3)/3+rhop^2*lambda*epsilon+pi*(1-
rhoc^4)+9*pi*epsilon/5)/...
(P*((rhop^2-rho^2)+epsilon*rhop+(1-rhoc^2))/2));
hopt=Hopt*r1

% *****
% *      Calcul des couples de réaction      *
% *      en fonction du jeu et des pression  *
% *****

for k=1:indomegaxfin, % boucle sur les vitesses
% Courbes couple visqueux vs pression ; para : jeu
for j=1:indhxfin, % boucle sur les jeux
Hx(j)=hx(j)/r1;
for i=1:inddeltapxfin, % boucle sur les pression
Px(i)=deltapx(i)/(mu*omegax(k));
phi11=(2*lambda*(rhop^3-rho^3)/(Hx(j)^3))+(Px(i)*Hx(j)*(rhop^2-
rho^2)/2);
phi12=(rhop^2*lambda*epsilon/Hx(j))+(Hx(j)*Px(i)*epsilon*rhop/2);
phi21=9*pi*(1-rhoc^4)/(10*Hx(j));
phi22=9*pi*epsilon/(5*Hx(j));
phi31=(pi*(1-rhoc^4)/(10*Hx(j)))+(Hx(j)*Px(i)*(1-rhoc^2)/2);
CmuxnorP(i)=phi11+phi12+phi21+phi22+phi31;
CmuxP(i)=mu*omegax(k)*r1^3*CmuxnorP(i);
end
courbe(1,Px,CmuxnorP,'Coefficient de pression','Couple visqueux

```



```

normalisé',j)
    courbe(2,deltapx,CmuxP,'Pression (Pa)','Couple visqueux (Nm)',2*j)
end
procou(1,'Diagramme représentatif visco/p',[0 18e6 0 3e5],...
    round(1000*Hx'*100)/1000,{'10^2 x Jeu réduit'},0,0)
procou(2,'Couple visqueux','',...%[0 max(deltapx) 0 max(CmuxP)],...
    round(100*Hx'*10^6)/100,{'Jeu (\mu)'} ,omegax(k),0)
% Courbes couple visqueux vs jeu ; para : pression
for j=1:inddeltapxfin,
    % boucle sur les pression
    Px(j)=deltapx(j)/(mu*omegax(k));
    for i=1:indhxfn,
        % boucle sur les jeux
        Hx(i)=hx(i)/r1;
        phi11=(2*lambda*(rho^3-rho^3)/(Hx(i)*3))+(Px(j)*Hx(i)*(rho^2-
rho^2)/2);
        phi12=(rho^2*lambda*epsilon/Hx(i))+(Hx(i)*Px(j)*epsilon*rho/2);
        phi21=9*pi*(1-rhoc^4)/(10*Hx(i));
        phi22=9*pi*epsilon/(5*Hx(i));
        phi31=(pi*(1-rhoc^4)/(10*Hx(i)))+(Hx(i)*Px(j)*(1-rhoc^2)/2);
        Cmuxnor(i)=phi11+phi12+phi21+phi22+phi31;
        Cmux(i)=mu*omegax(k)*r1^3*Cmuxnor(i);
    end
    phipx(j)=Px(j)*epsilon*(rho^2-rho^2)/2;
    Cpx(j)=mu*omegax(k)*r1^3*phipx(j);
    courbe(3,hx,Cmux,'jeu (m)','C\mu (Nm)',j)
    courbe(4,Hx,Cmuxnor,'Jeu réduit','Couple visqueux normalisé',2*j)

end
procou(3,'Couple visqueux',[0 hx(indhxfn)],...
    deltapx,{'\Deltap'},omegax(k),0)
procou(4,'Diagramme représentatif visco/jeu',[0 Hx(indhxfn)],...
    round(100*Px'*1e-5)/100,{'10^{-5} x';'Coef
pression'},omegax(k),0)
end
courbe(5,deltapx,Cpx,'Pression (Pa)','Couple de pression (Nm)',j)
procou(5,'Couple de pression',[0 deltapx(inddeltapxfin) 0 max(Cpx)],...
    -1,0,0,0)
courbe(6,Px,phipx,'Coefficient de pression','Couple de pression normalisé',j)
procou(6,'Diagramme représentatif pression',[0 Px(inddeltapxfin) 0
max(phipx)],...
    -1,0,0,0)

% *****
% * Calcul de la caractéristique de la pompe prototype *
% * et du point de fonctionnement *
% *****

% Résultats obtenus au cours des tests
%
%Test 1

S=pi*(d^2-db^2)/4;
clear Px
for k=1:indwfin
    % boucle sur les vitesses
    for j=1:indhxfn,
        % boucle sur les jeux
        Hx(j)=hx(j)/r1;
        beta(j)=Hx(j)^3/(3*lambda*(epsilon+Hx(j))*(rho+rho));
        D(j)=(epsilon+Hx(j))*(rho^2-rho^2)/2;
        for i=1:inddpfin,
            % boucle sur les pressions
            g=0.5;
            Px(i)=dp(i)/(mu*w(k));
            D1(i)=g*f*D(j)*(1-beta(j)*Px(i));
            Q(i)=w(k)*r1^3*D1(i);

```

```

temp=(2/3)*w(k)*db^2*(r1+rp)/(nu*lb2);
Vredloss(i)=1+temp;
Vredloss2(i)=1+(16/3)*(db/d)^2*Q(i)/(pi*nu*lb2);
Vredloss3(i)=1+(16/3)*(db/d)^2*Q(i)/(pi*nu*lb1);

Vloss(i)=Vredloss(i)*lb2*S;
Vloss2(i)=Vredloss2(i)*lb2*S;
Vloss3(i)=Vredloss3(i)*lb1*S;
Qloss(i)=g*f*Vloss(i)*w(k)*theta/180;
Qloss2(i)=g*f*Vloss2(i)*w(k)*theta/180;
Qloss3(i)=g*f*Vloss3(i)*w(k)*theta/180;

Qtot(i)=Q(i)-Qloss(i);
Qtot2(i)=Q(i)-Qloss2(i);
Qtot3(i)=Q(i)-Qloss2(i)-Qloss3(i);
D11(i)=Qtot(i)/(w(k)*r1^3);
end
lb2*S;
loss=Qloss(inddpfin)/Q(inddpfin)*100;
loss2=Qloss2(inddpfin)/Q(inddpfin)*100;
if k==1,
    courbe(7,D1,Px,'Débit réduit','Pression normalisée',2*j)
end
courbe(8,Q,dp,'Débit (m^3/s)','Pression (Pa)',2*k)
if j==1,
    courbe(9,Qloss,Q,'Débit perdu clapet (m^3/s)','Débit (m^3/s)',j)
    courbe(9,Qloss2,Q,'Débit perdu clapet (m^3/s)','Débit
(m^3/s)',j)
end
courbe(10,Qtot,dp,'Débit total (m^3/s)','Pression (Pa)',2*k)
courbe(11,Qtot2,dp,'Débit total (m^3/s)','Pression (Pa)',2*k)
courbe(12,Qtot3,dp,'Débit total (m^3/s)','Pression (Pa)',2*k)

end
procou(7,'Diagramme représentatif caract',[0 max(D1) 0 18e6],...
    round(1000*Hx'*100)/1000,{'10^2 x Jeu réduit'},0,0)
procou(8,'Débit',[0 max(Q) 0 dp(inddpfin)],...
    w,{'\omega (rad/s)'},0,0)
% procou(9,'débit perdu clapets',[min(Qloss2) max(Qloss2) min(Q)
max(Q)],...
    -1,0,w(k),0)
% procou(10,'Débit total ; V_{f1}=r\omega',[0 max(Qtot) 0 max(dp)],...
    w,{'\omega (rad/s)'},0,0)
% procou(11,'Débit total ; V_{f1}=Q/d^2',[0 max(Qtot2) 0 max(dp)],...
    w,{'\omega (rad/s)'},0,0)
% procou(12,'Débit total ; V_{f1}=Q/d^2 ; double perte',[-10e-6 10e-6 0
max(dp)],...
    w,{'\omega (rad/s)'},0,0)
end

% Caractéristique de la canalisation (calcul des résistances hydrauliques)
res=r1^3*(128/pi)*((11/d1^4)+(12/d2^4)); % résistance hydraulique
totale
for k=1:indwfin
    for i=1:inddp2fin,
        Px2(i)=dp2(i)/(mu*w(k));
        for j=1:inddpfin,
            D2(i,j)=(Px(j)-Px2(i))/res;
            Q2(i,j)=D2(i,j)*w(k)*r1^3;
        end
        if k==1,
            courbe(7,D2(i,:),Px,'Débit réduit','Pression normalisée',k)
        end
    end
end

```

```
    courbe(8,Q2(i,:),dp,'Débit (m^3/s)', 'Pression (Pa)',k)
%    courbe(10,Q2(i,:),dp,'Débit total (m^3/s)', 'Pression (Pa)',k)
%    courbe(11,Q2(i,:),dp,'Débit total (m^3/s)', 'Pression (Pa)',k)
%    courbe(12,Q2(i,:),dp,'Débit total (m^3/s)', 'Pression (Pa)',k)

    end
end
```



```

function defop2

% Modélisation dynamique de la pompe prototype à balancier
%
% *****
% *
% *          POMPE PROTOTYPE A BALANCIER          *
% *
% *          Calcul des couples en jeu dans la pompe          *
% *          ainsi que de certaines caractéristiques          *
% *          ULG - LTAS - Méthodes de fabrication          *
% *          P.Merken Mise à jour 31/10/2002          *
% *
% *****
%
% Les fichier courbe.m et procou.m sont nécessaires à l'exécution de ce
programme

close all
format short e

% Données géométriques de la pompe
rp=10e-3; % rayon du piston
r1=7e-3; % rayon minimum de la palette
r2=7e-3; % rayon maximum de la palette
rc=0e-3; % rayon de la portée de l'arbre sur lequel
la palette est fixée
e=5e-3; % épaisseur de la palette
l=2.6e-3; % longueur du piston
theta=2; % course angulaire de la palette
h=1e-5; % jeu dans la pompe
ex=0e-3; % excentricité de la palette par rapport
au bati
lb1=0.93e-4; % longueur parcourue par la bille dans la
partie fixe
lb2=4.68e-4; % longueur parcourue par la bille dans le
piston
d=1.2e-3; % diamètre clapet
db=1e-3; % diamètre bille

% Données fluide
mu=7e-4; % viscosité dynamique du fluide
(solution d'insuline)
rhofluide=1e3; % masse volumique du fluide
nu=mu/rhofluide; % viscosité cinématique du fluide
omega=1; % vitesse de rotation de la
palette
omegaret=omega; % vitesse de retour de la palette, sans
pompage
deltap=10000; % dépression du réservoir

% Données externes
l1=1e-2; % longueur du cathéter à l'admission
l2=2e-2; % longueur du cathéter au refoulement
d1=1e-3; % diamètre du cathéter à l'admission
d2=1e-3; % diamètre du cathéter au refoulement

% Vecteurs de données pour les graphiques
hx=[h]; %5e-5:5e-5:3e-4
indhxfin=length(hx);

% Couples
deltapx=[0:1000:12000];
omegax=[omega:1:omega];
inndeltapxfin=length(deltapx);

```

```

indomegaxfin=length(omegax);

% Débits
w=[0.53;1.1497;1.478];
dp=[0:1000:12000];
dp2=[1e4:1:1e4];
indwfin=length(w);
inddpfin=length(dp);
inddp2fin=length(dp2);

% Calcul des paramètres sans dimension
% -----
rho=r2/r1
rhop=rp/r1
rhoc=rc/r1
lambda=l/r1
epsilon=e/r1
epsilonx=ex/r1
H=h/r1
P=deltap/(mu*omega)
f=omega/(omegaret+omega)

% Cylindrée
% -----
V=theta*pi*e*(rp^2-r2^2)/360

% Couple de pression
% -----
phip=P*epsilon*(rhop^2-rho^2)/2;
Cp=mu*omega*r1^3*phip

% Couple de frottement visqueux
% -----
phi11=(2*lambda*(rhop^3-rho^3)/(H*3))+(P*H*(rhop^2-rho^2)/2);
phi12=(rhop^2*lambda*epsilon/H)+(H*P*epsilon*rhop/2);
phi21=pi*(1-rhoc^4)/H;
phi22=(2*epsilon*atan(pi/(8*epsilonx)))/epsilonx+(2*epsilon*(atan(pi/(8*(rho-1)))-atan(pi/(24*(rho-1))))/(rho-1));
phi31=(pi*(rho^4-1)/2)+(H*P*(rho^2-1)/2);
phi32=(48*rho^2*epsilon/pi)+(4*pi*rho^3*epsilon/(5*H));
Cmu=mu*omega*r1^3*(phi11+phi12+phi21+phi22+phi31+phi32);

% Jeu optimal
% -----
Hopt=sqrt((2*lambda*(rhop^3-rho^3)/3+rhop^2*lambda*epsilon+pi*(1-rhoc^4)+4*pi*rho^3*epsilon/5)/...
(P*((rhop^2-rho^2)+epsilon*rhop+(rho^2-1)/2))
hopt=Hopt*r1

% *****
% *      Calcul des couples de réaction      *
% *      en fonction du jeu et des pression  *
% *****

for k=1:indomegaxfin,                % boucle sur les vitesses
% Courbes couple visqueux vs pression ; para : jeu
    for j=1:indhxfn,                  % boucle sur les jeux
        Hx(j)=hx(j)/r1;
        for i=1:inddeltapxfin,        % boucle sur les pression
            Px(i)=deltapx(i)/(mu*omegax(k));
            phi11=(2*lambda*(rhop^3-rho^3)/(Hx(j)*3))+(Px(i)*Hx(j)*(rhop^2-
rho^2)/2);
            phi12=(rhop^2*lambda*epsilon/Hx(j))+(Hx(j)*Px(i)*epsilon*rhop/2);
            phi21=pi*(1-rhoc^4)/Hx(j);

```

```

phi22=(2*epsilon*atan(pi/(8*epsilon*x))/epsilon*x)+(2*epsilon*(atan(pi/(8*(rho-1)))-atan(pi/(24*(rho-1))))/(rho-1));
phi31=(pi*(rho^4-1)/2)+(Hx(j)*Px(i)*(rho^2-1)/2);
phi32=(48*rho^2*epsilon/pi)+(4*pi*rho^3*epsilon/(5*Hx(j)));
CmuxnorP(i)=phi11+phi12+phi21+phi22+phi31+phi32;
CmuxP(i)=mu*omegax(k)*r1^3*CmuxnorP(i);
end
courbe(1,Px,CmuxnorP,'Coefficient de pression','Couple visqueux normalisé',j)
courbe(2,deltapx,CmuxP,'Pression (Pa)','Couple visqueux (Nm)',j)
end
procou(1,'Diagramme représentatif visco/p',[0 18e6 0 3e5],...
round(1000*Hx'*100)/1000,{'10^2 x Jeu réduit'},0,0)
procou(2,'Couple visqueux',0,...
round(100*hx'*10^6)/100,{'Jeu (\mum) '},omegax(k),0)
% Courbes couple visqueux vs jeu ; para : pression
for j=1:inddeltapxfin, % boucle sur les pression
Px(j)=deltapx(j)/(mu*omegax(k));
for i=1:indhxfn, % boucle sur les jeux
Hx(i)=hx(i)/r1;
phi11=(2*lambda*(rhop^3-rho^3)/(Hx(i)*3)+(Px(j)*Hx(i)*(rhop^2-
rho^2)/2);
phi12=(rhop^2*lambda*epsilon/Hx(i)+(Hx(i)*Px(j)*epsilon*rhop/2);
phi21=pi*(1-rhoc^4)/Hx(i);
phi22=(2*epsilon*atan(pi/(8*epsilon*x))/epsilon*x)+(2*epsilon*(atan(pi/(8*(rho-1)))-atan(pi/(24*(rho-1))))/(rho-1));
phi31=(pi*(rho^4-1)/2)+(Hx(i)*Px(j)*(rho^2-1)/2);
phi32=(48*rho^2*epsilon/pi)+(4*pi*rho^3*epsilon/(5*Hx(i)));
Cmuxnor(i)=phi11+phi12+phi21+phi22+phi31+phi32;
Cmux(i)=mu*omegax(k)*r1^3*Cmuxnor(i);
end
phipx(j)=Px(j)*epsilon*(rhop^2-rho^2)/2;
Cpx(j)=mu*omegax(k)*r1^3*phipx(j);
courbe(3,hx,Cmux,'jeu (m)','C\mu (Nm)',j)
courbe(4,Hx,Cmuxnor,'Jeu réduit','Couple visqueux normalisé',j)
end
procou(3,'Couple visqueux',[0 hx(indhxfn)],...
deltapx,{'\Deltap'},omegax(k),0)
procou(4,'Diagramme représentatif visco/jeu',[0 Hx(indhxfn)],...
round(100*Px'*1e-5)/100,{'10^{-5} x';'Coef
pression'},omegax(k),0)
end
courbe(5,deltapx,Cpx,'Pression (Pa)','Couple de pression (Nm)',j)
procou(5,'Couple de pression',[0 deltapx(inddeltapxfin) 0 max(Cpx)],...
-1,0,0,0)
courbe(6,Px,phipx,'Coefficient de pression','Couple de pression normalisé',j)
procou(6,'Diagramme représentatif pression',[0 Px(inddeltapxfin) 0
max(phipx)],...
-1,0,0,0)

% *****
% * Calcul de la caractéristique de la pompe prototype *
% * et du point de fonctionnement *
% *****

S=pi*(d^2-db^2)/4;
clear Px
for k=1:indwfin % boucle sur les vitesses
for j=1:indhxfn, % boucle sur les jeux
Hx(j)=hx(j)/r1;
beta(j)=Hx(j)^3/(3*lambda*(epsilon+Hx(j))*(rhop+rho));
D(j)=(epsilon+Hx(j))*(rhop^2-rho^2)/2;
for i=1:inddpfn, % boucle sur les pressions

```

```

g=0.5;
Px(i)=dp(i)/(mu*w(k));
D1(i)=f*D(j)*(1-beta(j))*Px(i);
Q(i)=w(k)*r1^3*D1(i);

temp=(2/3)*w(k)*db^2*(r1+rp)/(nu*lb2);
Vredloss(i)=1+temp;
Vredloss2(i)=1+(16/3)*(db/d)^2*Q(i)/(pi*nu*lb2);
Vredloss3(i)=1+(16/3)*(db/d)^2*Q(i)/(pi*nu*lb1);

Vloss(i)=Vredloss(i)*lb2*S;
Vloss2(i)=Vredloss2(i)*lb2*S;
Vloss3(i)=Vredloss3(i)*lb1*S;
Qloss(i)=g*f*Vloss(i)*w(k)*theta/180;
Qloss2(i)=g*f*Vloss2(i)*w(k)*theta/180;
Qloss3(i)=g*f*Vloss3(i)*w(k)*theta/180;

Qtot(i)=Q(i)-Qloss(i);
Qtot2(i)=Q(i)-Qloss2(i);
Qtot3(i)=Q(i)-Qloss2(i)-Qloss3(i);
D11(i)=Qtot(i)/(w(k)*r1^3);
end
lb2*S;
loss=Qloss(inddpfin)/Q(inddpfin)*100;
loss2=Qloss2(inddpfin)/Q(inddpfin)*100;
if k==1,
    courbe(7,D1,Px,'Débit réduit','Pression normalisée',j)
end
courbe(8,Q,dp,'Débit (m^3/s)','Pression (Pa)',2*k)
if j==1,
    courbe(9,Qloss,Q,'Débit perdu clapet (m^3/s)','Débit (m^3/s)',j)
    courbe(9,Qloss2,Q,'Débit perdu clapet (m^3/s)','Débit (m^3/s)',j)
end
courbe(10,Qtot,dp,'Débit total (m^3/s)','Pression (Pa)',2*k)
courbe(11,Qtot2,dp,'Débit total (m^3/s)','Pression (Pa)',2*k)
courbe(12,Qtot3,dp,'Débit total (m^3/s)','Pression (Pa)',2*k)
end
procou(7,'Diagramme représentatif caract',[0 max(D1) 0 18e6],...
    round(1000*Hx'*100)/1000,{'10^2 x Jeu réduit'},0,0)
procou(8,'Débit',[0 max(Q) 0 dp(inddpfin)],...
    w,{'\omega (rad/s)'},0,0)
procou(9,'débit perdu clapets',[min(Qloss2) max(Qloss2) min(Q) max(Q)],...
    -1,0,w(k),0)
procou(10,'Débit total ; V_{fl}=r\omega',[0 max(Qtot) 0 max(dp)],...
    w,{'\omega (rad/s)'},0,0)
procou(11,'Débit total ; V_{fl}=Q/d^2',[0 max(Qtot2) 0 max(dp)],...
    w,{'\omega (rad/s)'},0,0)
procou(12,'Débit total ; V_{fl}=Q/d^2 ; double perte',[-10e-6 10e-6 0
max(dp)],...
    w,{'\omega (rad/s)'},0,0)
end

% Caractéristique de la canalisation (calcul des résistances hydrauliques)
res=r1^3*(128/pi)*((l1/d1^4)+(l2/d2^4)); % résistance hydraulique
totale
for k=1:indwfin
    for i=1:inddp2fin,
        Px2(i)=dp2(i)/(mu*w(k));
        for j=1:inddpfin,
            D2(i,j)=(Px(j)-Px2(i))/res;
            Q2(i,j)=D2(i,j)*w(k)*r1^3;
        end
    end
    if k==1,
        courbe(7,D2(i,:),Px,'Débit réduit','Pression normalisée',k)
    end
end

```



```
    courbe(8,Q2(i,:),dp,'Débit (m^3/s)', 'Pression (Pa)',k)
    courbe(10,Q2(i,:),dp,'Débit total (m^3/s)', 'Pression (Pa)',k)
    courbe(11,Q2(i,:),dp,'Débit total (m^3/s)', 'Pression (Pa)',k)
    courbe(12,Q2(i,:),dp,'Débit total (m^3/s)', 'Pression (Pa)',k)
end
end
```



```

function defop3

% Modélisation dynamique de la pompe prototype à col
%
% *****
% *
% *          POMPE PROTOTYPE A COL          *
% *
% *          Calcul des couples en jeu dans la pompe          *
% *          ainsi que de certaines caractéristiques          *
% *          ULG - LTAS - Méthodes de fabrication            *
% *          P.Merken Mise à jour 09/10/2003                *
% *
% *
% *****
%
% Les fichier courbe.m et procou.m sont nécessaires à l'exécution de ce
programme

close all
format short e

% Données géométriques de la pompe
alphap=pi/6; % extension angulaire de la palette
rp=10e-3; % rayon du piston
r1=7e-3; % rayon minimum de la palette
r2=7e-3; % rayon maximum de la palette
rpb=(r1+rp)/2; % rayon de position de la bille du clapet
par rapport au centre de rotation de la palette
e=5e-3; % épaisseur de la palette
l=2.6e-3; % longueur du piston
theta=2; % course angulaire de la palette
h=1e-5; % jeu dans la pompe
%ex=0e-3; % excentricité de la palette par rapport
au bati
%lb1=0.93e-4; % longueur parcourue par la bille dans la
partie fixe
lb2=4.68e-4; % longueur parcourue par la bille dans le
piston
%d=1.2e-3; % diamètre clapet
%db=1e-3; % diamètre bille

% Données fluide
mu=7e-4; % viscosité dynamique du fluide
(solution d'insuline)
rhofluide=1e3; % masse volumique du fluide
nu=mu/rhofluide; % viscosité cinématique du fluide
omega=20; % vitesse de rotation de la
palette
omegaret=omega; % vitesse de retour de la palette, sans
pompage
deltap=10000; % dépression du réservoir
ksi=1e-10; % Compressibilité de l'eau, en Pa-1

% Données externes
% l1=1e-2; % longueur du cathéter à l'admission
% l2=2e-2; % longueur du cathéter au refoulement
% d1=1e-3; % diamètre du cathéter à l'admission
% d2=1e-3; % diamètre du cathéter au refoulement

% Vecteurs de données pour les graphiques
hx=[0.5e-5:0.5e-5:3e-5];
indhxfin=length(hx);

% Couples
deltapx=[0:2000:12000];

```

```

omegax=[omega:1:omega];
inddeltapxfin=length(deltapx);
indomegaxfin=length(omegax);

% % Débits
w=[1];
dp=[0:1000:12000];
% dp2=[1e4:1:1e4];
indwfin=length(w);
inddpfin=length(dp);
% inddp2fin=length(dp2);

% Calcul des paramètres sans dimension
% -----
%rho=r2/r1
rhop=rp/r1
%rhoc=rc/r1
lambda=1/r1
lambdab=lb2/r1
rhopb=rpb/r1
epsilon=e/r1
%epsilonx=ex/r1
H=h/r1
P=deltap/(mu*omega)
f=omega/(omegaret+omega)

% Cylindrée
% -----
%V=theta*pi*e*(rp^2-r2^2)/360

% Couple de pression
% -----
phip=P*epsilon*(rhop^2-1)/2;
Cp=mu*omega*r1^3*phip

% Couple de frottement visqueux
% -----
phi11=(2*lambda*(rhop^3-1)/(H*3))+ (P*H*(rhop^2-1)/2);
phi12=(rhop^2*lambda*epsilon/H)+ (H*P*epsilon*rhop/2);
phi2=alphap*(1+epsilon)/(2*H);
Cmu=mu*omega*r1^3*(phi11+phi12+phi2);

% Jeu optimal
% -----
Hopt=sqrt((2*lambda*(rhop^3-1)/3+rhop^2*lambda*epsilon+alphap*(1+epsilon)/2)/...
(P*(rhop^2-1+epsilon*rhop)/2))
hopt=Hopt*r1

% *****
% *      Calcul des couples de réaction      *
% *      en fonction du jeu et des pression  *
% *****

for k=1:indomegaxfin, % boucle sur les vitesses
% Courbes couple visqueux vs pression ; para : jeu
for j=1:indhxfn, % boucle sur les jeux
Hx(j)=hx(j)/r1;
for i=1:inddeltapxfin, % boucle sur les pression
Px(i)=deltapx(i)/(mu*omegax(k));
phi11=(2*lambda*(rhop^3-1)/(Hx(j)*3))+ (Px(i)*Hx(j)*(rhop^2-1)/2);
phi12=(rhop^2*lambda*epsilon/Hx(j))+ (Hx(j)*Px(i)*epsilon*rhop/2);
phi2=alphap*(1+epsilon)/(2*Hx(j));
CmuxnorP(i)=phi11+phi12+phi2;
CmuxP(i)=mu*omegax(k)*r1^3*CmuxnorP(i);

```

```

end
courbe(1,Px,CmuxnorP,'Coefficient de pression','Couple visqueux
normalisé',j)
courbe(2,deltapx,CmuxP,'Pression (Pa)','Couple visqueux (Nm)',3*j)
end
procou(1,'Diagramme représentatif visco/p','',...
round(1000*Hx'*100)/1000,{'10^2 x Jeu réduit'},0,0)
procou(2,'Couple visqueux',0,...
round(100*hx'*10^6)/100,{'Jeu (\mum)'},omegax(k),0)
% Courbes couple visqueux vs jeu ; para : pression
for j=1:inddeltapxfin, % boucle sur les pression
Px(j)=deltapx(j)/(mu*omegax(k));
for i=1:indhxfn, % boucle sur les jeux
Hx(i)=hx(i)/r1;
phil1=(2*lambda*(rhop^3-1)/(Hx(i)*3))+(Px(j)*Hx(i)*(rhop^2-1)/2);
phi12=(rhop^2*lambda*epsilon/Hx(i))+(Hx(i)*Px(j)*epsilon*rhop/2);
phi2=alphap*(1+epsilon)/(2*Hx(i));
Cmuxnor(i)=phil1+phi12+phi2;
Cmux(i)=mu*omegax(k)*r1^3*Cmuxnor(i);
end
phipx(j)=Px(j)*epsilon*(rhop^2-1)/2;
Cpx(j)=mu*omegax(k)*r1^3*phipx(j);
courbe(3,hx,Cmux,'clearance (m)','C\mu (Nm)',2*j)
courbe(4,Hx,Cmuxnor,'Reduced clearance','Normalised viscous
couple',2*j)
end
procou(3,'Couple visqueux',[0 hx(indhxfn)],...
deltapx,{'\Deltap'},omegax(k),0)
procou(4,'Standards curves',[0 Hx(indhxfn)],...
round(100*Px'*1e-5)/100,{'Pressure coefficient';'.10^{-
5}'}',0,0)
end
courbe(5,deltapx,Cpx,'Pression (Pa)','Couple de pression (Nm)',-1)
procou(5,'Couple de pression',[0 deltapx(inddeltapxfin) 0 max(Cpx)],...
-1,0,0,0)
courbe(6,Px,phipx,'Pressure coefficient','Normalised pressure couples',-1)
procou(6,'Standard curve',[0 Px(inddeltapxfin) 0 max(phipx)],...
-1,0,0,0)

% % *****
% % * Calcul de la caractéristique de la pompe prototype *
% % * et du point de fonctionnement *
% % * Méthode traditionnelle *
% % *****
%
% S=pi*(d^2-db^2)/4;
clear Px
for k=1:indwfin % boucle sur les vitesses
ka=ksi*mu*w(k);
for j=1:indhxfn, % boucle sur les jeux
Hx(j)=hx(j)/r1;
beta(j)=epsilon*(rhop^2-1)*rhob/(lambdab*theta)*ka/2+Hx(j)^3*(rhop-
1+2*epsilon)*(1-lambdab/(rhob*theta))/(6*lambda);
delta(j)=Hx(j)^3*(rhop-
1+2*epsilon)*ka*rhob/(2*lambdab*theta*6*lambda);
D0(j)=(epsilon*(rhop^2-1)*(1-2*lambdab/(rhob*theta))/2)+Hx(j)*(rhop-
1)*(rhop+1+epsilon)*(1-lambdab/(rhob*theta))/2;
for i=1:inddpfin, % boucle sur les pressions
%
g=0.5;
Px(i)=dp(i)/(mu*w(k));
Dg(i)=f*D0(j)-f*Px(i)*(beta(j)-Px(i)*delta(j));
Q(i)=w(k)*r1^3*Dg(i);

%
%
temp=(2/3)*w(k)*db^2*(r1+rp)/(nu*lb2);
Vredloss(i)=1+temp;

```

```

% Vredloss2(i)=1+(16/3)*(db/d)^2*Q(i)/(pi*nu*lb2);
% Vredloss3(i)=1+(16/3)*(db/d)^2*Q(i)/(pi*nu*lb1);
%
% Vloss(i)=Vredloss(i)*lb2*S;
% Vloss2(i)=Vredloss2(i)*lb2*S;
% Vloss3(i)=Vredloss3(i)*lb1*S;
% Qloss(i)=g*f*Vloss(i)*w(k)*theta/180;
% Qloss2(i)=g*f*Vloss2(i)*w(k)*theta/180;
% Qloss3(i)=g*f*Vloss3(i)*w(k)*theta/180;
%
% Qtot(i)=Q(i)-Qloss(i);
% Qtot2(i)=Q(i)-Qloss2(i);
% Qtot3(i)=Q(i)-Qloss2(i)-Qloss3(i);
% D11(i)=Qtot(i)/(w(k)*r1^3);
end
% lb2*S;
% loss=Qloss(inddpfin)/Q(inddpfin)*100;
% loss2=Qloss2(inddpfin)/Q(inddpfin)*100;
if k==1,
    courbe(7,Dg,Px,'Reduced flow rate','Pressure coefficient',j)
end
% courbe(8,Q,dp,'Flow rate (m^3/s)','Pressure (Pa)',j)
% if j==1,
%     courbe(9,Qloss,Q,'Débit perdu clapet (m^3/s)','Débit (m^3/s)',j)
%     courbe(9,Qloss2,Q,'Débit perdu clapet (m^3/s)','Débit
(m^3/s)',j)
% end
% courbe(10,Qtot,dp,'Débit total (m^3/s)','Pression (Pa)',2*k)
% courbe(11,Qtot2,dp,'Débit total (m^3/s)','Pression (Pa)',2*k)
% courbe(12,Qtot3,dp,'Débit total (m^3/s)','Pression (Pa)',2*k)
end
% procou(7,'Reduced global flow rate',[0 max(Dg) 0 18e6],...
%     round(1000*Hx'*100)/1000,{'Reduced clearance';'.10^2'},0,0)
% procou(8,'Global flow rate',[0 max(Q) 0 dp(inddpfin)],...
%     round(100*hx'*10^6)/100,{'clearance (\mu m)'} ,0,0)
% procou(9,'débit perdu clapets',[min(Qloss2) max(Qloss2) min(Q)
max(Q)],...
%     -1,0,w(k),0)
% procou(10,'Débit total ; V_{f1}=r\omega',[0 max(Qtot) 0 max(dp)],...
%     w,{'\omega (rad/s)'} ,0,0)
% procou(11,'Débit total ; V_{f1}=Q/d^2',[0 max(Qtot2) 0 max(dp)],...
%     w,{'\omega (rad/s)'} ,0,0)
% procou(12,'Débit total ; V_{f1}=Q/d^2 ; double perte',[-10e-6 10e-6 0
max(dp)],...
%     w,{'\omega (rad/s)'} ,0,0)
end
%
% % Caractéristique de la canalisation (calcul des résistances hydrauliques)
% res=r1^3*(128/pi)*((l1/d1^4)+(l2/d2^4)); % résistance hydraulique
totale
% for k=1:indwfin
%     for i=1:inddp2fin,
%         Px2(i)=dp2(i)/(mu*w(k));
%         for j=1:inddpfin,
%             D2(i,j)=(Px(j)-Px2(i))/res;
%             Q2(i,j)=D2(i,j)*w(k)*r1^3;
%         end
%         if k==1,
%             courbe(7,D2(i,:),Px,'Débit réduit','Pression normalisée',k)
%         end
%         courbe(8,Q2(i,:),dp,'Débit (m^3/s)','Pression (Pa)',k)
%         courbe(10,Q2(i,:),dp,'Débit total (m^3/s)','Pression (Pa)',k)

```

```
% courbe(11,Q2(i,:),dp,'Débit total (m^3/s)', 'Pression (Pa)',k)
% courbe(12,Q2(i,:),dp,'Débit total (m^3/s)', 'Pression (Pa)',k)

% end
% end
```





```

function depaco(E,G,R02,alpha,R,b)

% Calcul des raideurs du col circulaire
%
% ULG - LTAS - Méthodes de fabrication
% P.Merken 26/05/2003
%
% -----
% depaco(E,G,R02,alpha,R,b)
%
% E (MPa)      module de young du matériau
% G (MPa)      module de torsion du matériau
% R02 (MPa)    limite élastique du matériau
% alpha (deg)  angle de rotation maximum désiré
% R (mm)       rayon du col
% b (mm)       épaisseur de l'éprouvette

% l=longueur de l'éprouvette en mm
% rap=rapport entre le rayn ext et int

% l=42 + 5,5

close all
format short e

nom=['col.txt'];
fid=fopen(nom,'w');

% l1=42;l2=5.5;d=3.2;
% I=pi*d^4/64;

% Calcul des paramètres
alphanad=alpha*pi/180
H=(3*pi*R02/(4*E*alphanad))^2
h0=H*R
choix=input('Désirez-vous conserver cette épaisseur de col ? (y/n)','s');
if choix=='n',
    choix2=input('Désirez-vous fixer l'épaisseur ou appliquer un coefficient
de sécurité ? (e/s)','s');
    if choix2=='e',
        h0=input('Entrez l'épaisseur de col désirée en mm : ');
    elseif choix2=='s',
        s=input('Entrez le coefficient de sécurité désiré :');
        h0=h0/s
    else
        sprintf('Erreur, choix invalide')
    end
end
H=h0/R
K1=0.137*H+1
K2=1+0.97*H^0.5
K3=(1+0.5*H)/(1+2.2*H)
K4=1/(1+0.5*H)
sigma=4*E*alphanad*H^0.5/(3*pi)
Rf=(2*E*b*h0^2.5)*K1/(9*pi*R^0.5)
Mf=Rf*alphanad
% F=Mf/l
Rt=(8*G*b*h0^2.5)*K1/(9*pi*R^0.5)
Re=E*b*H^0.5*K2/pi
Rft=E*b^3*H^0.5*K2/(12*pi)
Rtr=2*E*b*H^1.5*K3/(3*pi)
depl=(Mf/(E*b*H^1.5*h0))*(4.5*pi/K1-6*H^0.5*K4)
% cylind=(alphanad*b*l^2/2)*(1-rap^2)
% Fpres=1e4*b*l*1e-6*(1-rap)
% Mpres=Fpres*l*(1+rap)/2

```

```

% Calcul de la caractéristique Force-déplacement (correction pour le levier et
la torsion du col)
alph=[0:alpharad/30:alpharad];
indalphfin=length(alph);
%
for i=1:indalphfin,
    Mf2(i)=Rf*alph(i);
% F2(i)=Mf2(i)/(l1+l2);
% Mt(i)=F2(i)*(b+d)/2;
% thetat(i)=Mt(i)/Rt;
% ut(i)=thetat(i)*(b+d)*(l1+l2)/(2*l2);
% uf(i)=F2(i)*l1^3/(3*E*I);
% uth(i)=(l1+l2)*tan(alph(i));
% u(i)=ut(i)+uf(i)+uth(i);
% theta(i)=atan(u(i)/(l1+l2));
% theta2(i)=theta(i)*180/pi;
    alph2(i)=alph(i)*180/pi;
end
% Rf2=Rf*pi/180
%ut,uf,uth,u
courbe(1,alph2,Mf2,'Déplacement \alpha (degré)','Couple (Nmm)',-1);
% courbe(1,theta2,Mf2,'Déplacement \alpha (degré)','Couple (Nmm)',5);

% Mesures

% ep 0,175
alphmes1=[0 0.029 0.069 0.104 0.144 0.179 0.214 0.248 0.292 0.323 0.367]
Mfmes1=[0.069 0.621 0.966 1.449 1.793 2.276 2.759 3.242 3.518
4.07 4.346]
alphmes2=[0 0.049 0.086 0.123 0.157 0.184 0.218 0.258 0.307
0.341 0.381 0.415 0.448]
Mfmes2=[0 0.144 0.574 1.005 1.505 2.149 2.65 3.01 3.153 3.655 4.013 4.515
5.022]

%% ep 0,072
% alphmes2=[0 0.041 0.087 0.134 0.177 0.23 0.331 0.43 0.534
0.74 0.935 1.045 1.152 1.26]
% Mfmes2=[0 0.338 0.541 0.744 1.015 1.083 1.286 1.557 1.692
2.03 2.64 2.64 2.707 2.775]
%alphmes2=[0 0.057508897 0.100733136 0.153600453 0.218266594
0.257108548 0.379587778 0.500512824 0.609945201 0.842453665
1.060238645 1.177153162 1.286187196 1.398964086
1.491131372];
%Mfmes2=[0 0.043714635 0.374638033 0.511672251 0.411468505
0.830491215 0.767823225 0.736336582 0.935860789 1.06024325
1.480203692 1.528600663 1.735327292 1.866567139
2.412254237];
%% sans enveloppe
%alphmes1=[0 0.045066756 0.099010227 0.14352023 0.195741701
0.251685554 0.35528723 0.461456249 0.566188538 0.772771142
0.988502287 1.094924892 1.203347377 1.306026517 1.514791427
1.73156071 1.945111051 2.158906755];
%Mfmes1=[0 0.23656623 0.263668051 0.513367359 0.581094186
0.560975163 0.716232543 0.810849974 0.939298261 1.263928331
1.372143761 1.460074336 1.500614875 1.676547554 1.947361235
2.028175099 2.183862486 2.332474665];
% Calcul de a

% ep 0,066
% alphmes1=[0 0.024 0.064 0.117 0.169 0.276 0.383 0.491 0.705
0.81 1.03 1.239 1.454]
% Mfmes1=[0 0.743 1.081 1.148 1.216 1.283 1.351 1.418 1.553
1.688 1.688 1.959 2.094]

```

```

% alphmes2=[0 0.04 0.089 0.141 0.196 0.3 0.413 0.515 0.735
0.836 1.053 1.273 1.485 1.696 1.91];
% Mfmes2=[0 0.358 0.501 0.572 0.573 0.715 0.644 0.858 0.857
1.074 1.145 1.146 1.36 1.573 1.718];

% ep 0,146
% alphmes1=[0 0.034 0.074 0.114 0.155 0.244 0.324 0.416 0.503
0.577]
% Mfmes1=[0 0.494 0.849 1.2 1.553 2.046 2.752 3.176 3.742
4.588]
% alphmes2=[0 0.04 0.08 0.123 0.158 0.244 0.324 0.408 0.497
0.58]
% Mfmes2=[0 0.353 0.705 0.989 1.482 2.046 2.749 3.383 3.877
4.516]

% a=dot(alphmes1,Mfmes1)/dot(alphmes1,alphmes1)
% for i=1:length(alphmes1),
%     Mfmes11(i)=a*alphmes1(i);
% end
%
% courbe(1,alphmes1,Mfmes1,'Déplacement \alpha (degré)','Couple (Nmm)',-2);
% courbe(1,alphmes2,Mfmes2,'Déplacement \alpha (degré)','Couple (Nmm)',-3);
% courbe(1,alphmes1,Mfmes11,'Déplacement \alpha (degré)','Couple (Nmm)',6);

% Selon Paros
beta=H/2
CfP=6*beta.^2.*(1./(2*beta+beta.^2))...
.*(1./(1+beta)).*(2*beta.^2+4*beta+3)./(beta.^2+2*beta)+6*(1+beta)./(beta.^2+2*beta).
RfP=E*b.*h0.^2./CfP

% Selon Zhang
RfZ=(-0.035*beta+0.1109*(beta).^0.5).*E*b.*h0.^2

% Selon Braak
RfB=0.093*beta.^0.5*E*b.*h0.^2

% Selon Smith
RfS=beta.*(1./(1.992+13.56*beta))*E*b.*h0.^2

for i=1:indalphfin,
    MfP(i)=RfP*alph(i);
    MfZ(i)=RfZ*alph(i);
    MfB(i)=RfB*alph(i);
    MfS(i)=RfS*alph(i);
end

courbe(1,alph2,MfP,'Déplacement \alpha (degré)','Couple (Nmm)',1);
courbe(1,alph2,MfZ,'Déplacement \alpha (degré)','Couple (Nmm)',2);
courbe(1,alph2,MfB,'Déplacement \alpha (degré)','Couple (Nmm)',3);
courbe(1,alph2,MfS,'Déplacement \alpha (degré)','Couple (Nmm)',4);

procou(1,['Couple nécessaire pour déplacer le piston,
h_0=',num2str(h0),'mm'],'',...
{'Théorie',...%Théorie modif','mes 1','mes 2','plot mes 1',
'Paros & Weisbord','Zangh & Fasse','Braak','Smith &
Chetwynd'...%,'mes sans env','reg'
},' ',0,0);

% Calcul de la caractéristique épaisseur de col-angle de rotation
Rcol=1;
alphcol=[1:0.25:6];
indalphcolfin=length(alphcol);

for i=1:indalphcolfin,

```



```

courbe(3,xabs,anglerot,'x (mm)', 'Rotation \alpha (degré)',-1);
procou(3,'Rotation locales de la poutre en forme de col','',...
-1,0,0,0);
courbe(4,xabs,angletot,'x (mm)', 'Rotation totale \alpha (degré)',-1);
procou(4,'Rotation totale de la poutre en forme de col','',...
-1,0,0,0);
courbe(5,xabs,I2,'x (mm)', '4R^2/\epsilon^3h^3 (mm^{-1})',-1);
procou(5,'Cube inverse de l''épaisseur','',...
-1,0,0,0);
courbe(6,xx,yy,'x (mm)', 'y(mm)',-1);
courbe(6,xpivot,ypivot,'x (mm)', 'y(mm)',1);
procou(6,['Beam deformation. R=' num2str(R) ', h_0=' num2str(h0) '.'],[-R
R],...
-1,'',0,0);
legend('Circular notch hinge','Pivot',2)

% Coordonnées de la fin de la ligne neutre

l=R
xfin=xx(indxabsfin)+(1-R)*cos(alpharad)
yfin=yy(indxabsfin)+(1-R)*sin(alpharad)
xpivot=l*cos(alpharad)
ypivot=l*sin(alpharad)
xpivotver=xpivot(R/pas+1)+(1-R)*cos(alpharad)
ypivotver=ypivot(R/pas+1)+(1-R)*sin(alpharad)

```



```

function dimmod

% Dimensionnement de la pompe modèle 10:1
%
% *****
% *
% *          POMPE modèle échelle 10:1          *
% *
% *          Procédure de dimensionnement        *
% *
% *          ULG - LTAS - Méthodes de fabrication *
% *          P.Merken Mise à jour 11/04/2002    *
% *
% *****

close all
format short e

% Débit désiré

Q=input('Entrez le débit désiré en m³/s : ')
dp2=input('Entrez la dépression globale de la pompe en Pa : ')
f=input('Entrez le paramètre d''intermittence : ')

% Données

rp=59.75e-3;          % rayon du piston
r1=37,75e-3;         % rayon minimum de la palette
r2=37.75e-3;         % rayon maximum de la palette
rc=9e-3;             % rayon de la portée de l'arbre sur lequel la
palette est fixée
e=35e-3;             % épaisseur de la palette
l=40e-3;             % longueur du piston
theta=6;             % course angulaire de la palette

% Données fluide

mu=7e-4;             % viscosité dynamique du fluide
(solution d'insuline)

% Données externes

l1=1;                % longueur du cathéter à l'admission
l2=1;                % longueur du cathéter au refoulement
d1=16e-3;            % diamètre du cathéter à l'admission
d2=16e-3;            % diamètre du cathéter au refoulement

% Calcul des paramètres sans dimension
% -----

rho=r2/r1;
rhop=rp/r1;
rhoc=rc/r1;
lambda=l/r1;
epsilon=e/r1;

% Routine de dimensionnement

ichoix=1;

while ichoix==1|ichoix==2,
    i=0;
    omega=0;
    omegal=1e-3;
    deltap=1e4;

```

```

P=deltap/(mu*omegal);
res=r1^3*(128/pi)*((l1/d1^4)+(l2/d2^4)); % résistance hydraulique
totale

while omega~=omegal
    i=i+1; % Compteur d'itération
    % sprintf('Itération n° : %d',i)
    omega=omegal+(omega-omegal)/2
    if ichoix==1,
        prov=(2*lambda*(rho^3-rho^3)/3+rho^2*lambda*epsilon+pi*(1-
rhoc^4)+9*pi*epsilon/5)/...
        (P*((rho^2-rho^2)+epsilon*rhop+(1-rhoc^2))/2)
        % if prov<0,
        %     prov=0
        % end
        Hopt=sqrt(prov);
        hopt=Hopt*r1
    else
        Hopt=h/r1;
        hopt=h;
    end
    % dét D1,P
    beta=Hopt^3/(6*lambda*(epsilon+Hopt)*(rho+rho));
    D=f*(epsilon+Hopt)*(rho^2-rho^2)/2;
    P2=dp2/(mu*omegal);
    AA=-D*beta;
    BB=D;
    CC=1/res;
    DD=-P2/res;
    DEN=(AA-CC);

    D1=(AA*DD-BB*CC)/DEN;
    P=(DD-BB)/DEN;
    omegal=Q/(D1*r1^3);
    if i>100,
        sprintf('Nbr d'itération max dépassé')
        break
    end
end

if ichoix==1,
    hopt
    omegalopt=omegal
    dpopt=P*mu*omegal
    Qopt=Q
else
    h
    omegal
    dp=P*mu*omegal
    Q
end
sprintf('Nbr d'itérations : %d',i)
choix=input('Désirez-vous conserver ce jeu ? (y/n)','s');

if choix=='n',
    h=input('Entrez le jeu dans la pompe en m : ');
    ichoix=2;
else
    ichoix=3;
end
end
end

```



function dimpro

% Dimensionnement de la pompe prototype

```
%
% *****
% *
% *          POMPE PROTOTYPE - PREDESIGN          *
% *
% *          Procédure de dimensionnement Q - DP    *
% *
% *          ULG - LTAS - Méthodes de fabrication  *
% *          P.Merken Mise à jour 11/04/2002      *
% *
% *
% *****
```

close all

format short e

% Débit désiré

Q=input('Entrez le débit désiré en m<sup>3</sup>/s : ')

dp2=input('Entrez la dépression globale de la pompe en Pa : ')

% Données

```
rp=4.75e-3;          % rayon du piston
r1=3e-3;             % rayon minimum de la palette
r2=3.5e-3;          % rayon maximum de la palette
rc=0.72e-3;         % rayon de la portée de l'arbre sur lequel
la palette est fixée
e=2.78e-3;          % épaisseur de la palette
l=3.18e-3;          % longueur du piston
theta=6;            % course angulaire de la palette
ex=0.1e-3;          % excentricité de la palette par rapport
au bati
```

% Données fluide

```
mu=7e-4;            % viscosité dynamique du fluide
(solution d'insuline)
```

% Données externes

```
l1=1e-2;            % longueur du cathéter à l'admission
l2=2e-2;            % longueur du cathéter au refoulement
d1=1e-3;            % diamètre du cathéter à l'admission
d2=1e-3;            % diamètre du cathéter au refoulement
```

% Calcul des paramètres sans dimension

% -----

```
rho=r2/r1;
rhop=rp/r1;
rhoc=rc/r1;
lambda=l/r1;
epsilon=e/r1;
```

% Routine de dimensionnement

ichoix=1;

```
while ichoix==1|ichoix==2,
    i=0;
    omega=0;
    omegal=1e-3;
```

```

deltap=1e4;
P=deltap/(mu*omegal);
res=r1^3*(128/pi)*((l1/d1^4)+(l2/d2^4)); % résistance hydraulique
totale

while omega~=omegal
    i=i+1; % Compteur d'itération
    % sprintf('Itération n° : %d',i)
    omega=omegal+(omega-omegal)/2;
    if ichoix==1,
        Hopt=sqrt((2*lambda*(rhop^3-rho^3)/3+rhop^2*lambda*epsilon+pi*(1-
rhoc^4)+4*pi*rho^3*epsilon/5)/...
(P*((rhop^2-rho^2)+epsilon*rhop+(rho^2-1))/2));
        hopt=Hopt*r1;
    else
        Hopt=h/r1;
        hopt=h;
    end
% dét D1,P
    beta=Hopt^3/(6*lambda*(epsilon+Hopt)*(rhop+rho));
    D=(epsilon+Hopt)*(rhop^2-rho^2)/2;
    P2=dp2/(mu*omegal);
    AA=-D*beta;
    BB=D;
    CC=1/res;
    DD=-P2/res;
    DEN=(AA-CC);
    D1=(AA*DD-BB*CC)/DEN;
    P=(DD-BB)/DEN;
    omegal=Q/(D1*r1^3);
    if i>1000,
        sprintf('Nbr d'itération max dépassé')
        break
    end
end

if ichoix==1,
    hopt
    omegalopt=omegal
    dpopt=P*mu*omegal
    Qopt=Q
else
    h
    omegal
    dp=P*mu*omegal
    Q
end
sprintf('Nbr d'itérations : %d',i)
choix=input('Désirez-vous conserver ce jeu ? (y/n)', 's');

if choix=='n',
    h=input('Entrez le jeu dans la pompe en m : ');
    ichoix=2;
else
    ichoix=3;
end
end
end

```

```

function procou(no,titre,limaxe,leg,titleg,test1,k)
% Edition des propriétés des graphiques créés par courbe.m
%
% P. Merken - ULG - 29/04/2002
%
% -----
% procou(no,titre,limaxe,leg,titleg,test1,k)
%
% no          numéro de la figure à éditer
% titre       titre de la figure
% limaxe      limite des axe
% ''         ''           limite par défaut
% '[x X y Y]' limite au choix
% '[x X y]'   ''           x=xmin, X=xmax
% '[x X]'     ''
% '[x]'       ''
% leg         choix de légende
% -1          pas de légende
% id_vect'    vecteur ligne contenant les valeurs du paramètre
% 'leg'       nom du vecteur ligne
% titleg     titre de la légende (0 si pas de légende)
% test1      vitesse de rotation
% 0          pas mention de la vitesse
% vit        mention de la vitesse, dans le titre
% k          sortie jpg
% 0          pas de sortie jpg
% k          sortie titre0k.jpg si k<10 et titrek.jpg si k>9
%
% par défaut : procou(no,'','','-1,0,0,0)

if test1~=0,
    if test1 < 10,
        if test1 == fix(test1),
            name=[titre,' pour \omega= ',num2str(test1),'.00 rad/s'];
        else
            if 2*test1 == fix(2*test1),
                name=[titre,' pour \omega= ',num2str(test1),'0 rad/s'];
            else
                name=[titre,' pour \omega= ',num2str(test1),' rad/s'];
            end
        end
    end
else
    if test1 == fix(test1),
        name=[titre,' pour \omega=',num2str(test1),'.00 rad/s'];
    else
        if 2*test1 == fix(2*test1),
            name=[titre,' pour \omega=',num2str(test1),'0 rad/s'];
        else
            name=[titre,' pour \omega=',num2str(test1),' rad/s'];
        end
    end
end
end
elseif test1==0,
    name=titre;
end

pp=figure(no);
pos=[25*no 25*no 700 500];
get(pp,'position');
set(pp,'position',pos);
hfig=title(name);
set(hfig,'fontsize',18,'fontname','Universal Math');
llimaxe=length(limaxe);
if llimaxe~=4&llimaxe~=0,

```

```
    axe=axis;
    limaxe=[limaxe,axe(1:limaxe+1:4)];
    axis(limaxe);
elseif llimaxe==0,
    axis tight
else axis(limaxe)
end
```

```
if iscellstr(leg),
    hl=legend(leg,1);
    set(hl,'fontsize',10);
    htit=get(hl,'title');
    set(htit,'fontsize',8);
    set(htit,'string',titleleg);
elseif isnumeric(leg),
    if leg~-1,
        hl=legend(num2str(leg),1);
        set(hl,'fontsize',8);
        htit=get(hl,'title');
        set(htit,'fontsize',8);
        set(htit,'string',titleleg);
    end
end
```

```
end
box on
```

```
if k~=0,
    if k<=9,
        name=[titre,'0',num2str(k),'.jpg'];
    else
        name=[titre,num2str(k),'.jpg'];
    end
    eval(['print -djpeg90 ' name]);
    close (no)
end
```

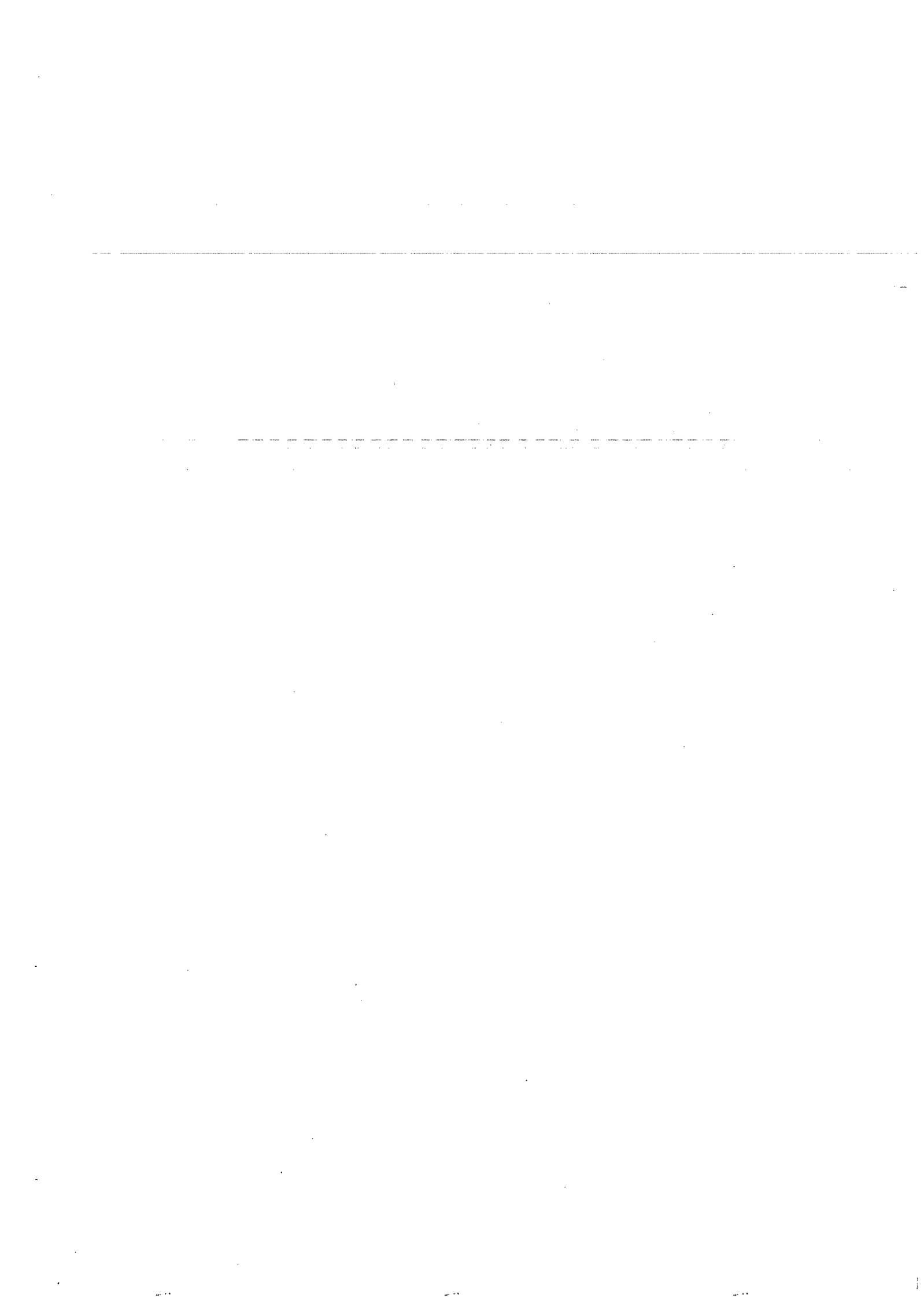
## **2. Design**

---

1. The first part of the document is a list of names and titles, including "The Hon. Mr. Justice" and "The Hon. Mr. Justice".

---

## **2.1. Design d'un micromoteur électromagnétique**





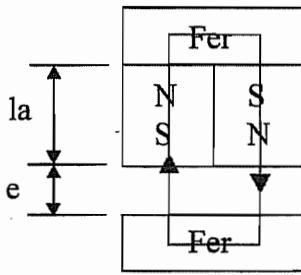
# Design d'un micromoteur électromagnétique : Cas de la structure en « quartiers de tarte »

## Choix de l'aimant et son dimensionnement

Nous avons retenu pour le moment un aimant de type AlNiCo. Pour cet aimant nous avons une courbe d'aimantation B en fonction de H. C'est grâce à cette courbe que nous allons pouvoir déterminer le point de fonctionnement de notre aimant. Nous voulons travailler à puissance maximum, c'est à dire pour un produit B\*H maximum. Cela nous donne donc un point sur notre courbe, qui sera le point de fonctionnement.

De plus sur un contour fermé, nous avons la relation :

$\int H dl = n \cdot i$  si nous travaillons dans un premier temps sans circuit électrique, ce qui veut dire que le courant est nul, nous pouvons écrire, en prenant un contour fermé :



$2 \cdot H_a \cdot l_a + 2 \cdot H_e \cdot e + H_f \cdot l_f = 0$  nous supposons la perméabilité du fer infinie or par définition

$$H_f = \frac{B_f}{\mu_{fer}} \quad \text{ce qui nous donne } H_f = 0$$

$$H_a = -\frac{H_e \cdot e}{l_a}$$

à côté de cela, par conservation du flux, nous pouvons écrire :

$$B_a \cdot S_a = B_e \cdot S_e \quad \text{or } B_e = \mu_0 \cdot H_e$$

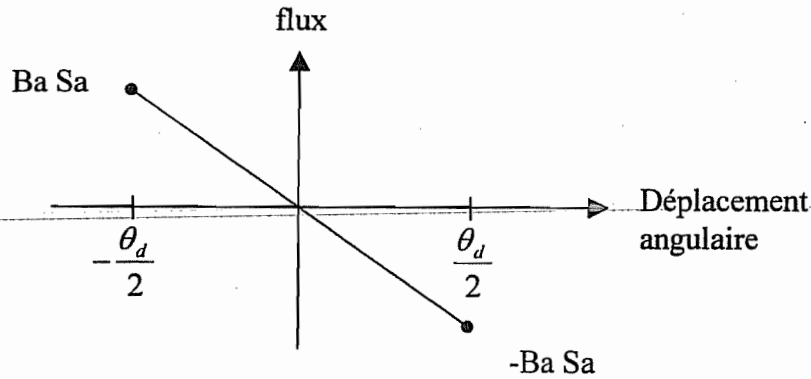
en groupant ces relations nous pouvons écrire

$$\frac{B_a}{H_a} = -\mu_0 \cdot \frac{S_e \cdot l_a}{S_a \cdot e}$$

Si nous supposons que  $S_e = S_a$ , c'est donc une relation qui fait intervenir une valeur  $B_a/H_a$  pour notre aimant, ainsi que l'épaisseur de celui-ci et l'entrefer.

## Détermination du couple

Tout d'abord il faut obtenir une expression du flux. Celui-ci sera respectivement maximum et minimum aux 2 positions extrêmes de notre système. Entre ces 2 valeurs, nous allons supposer une évolution linéaire du flux.



Nous avons pour expression du couple :

$$c = p \cdot i \cdot \frac{\partial \phi}{\partial \theta} \quad \text{avec } p \text{ le nombre de paires de pôles, } i \text{ le courant}$$

Si nous appelons  $\theta_d$  l'angle de débattement en radians de notre système, nous obtenons :

$$\frac{\partial \phi}{\partial \theta} = -\frac{2 \cdot Ba \cdot Sa}{\theta_d}$$

De plus nous avons l'expression de Sa

$$Sa = \frac{1}{2} \cdot \theta_d \cdot (r_2^2 - r_1^2)$$

le courant s'exprime de la manière suivante

$$i = S_{\text{cuivre}} \cdot J_{\text{max}} \quad J_{\text{max}} \text{ étant la densité de courant maximum admissible.}$$

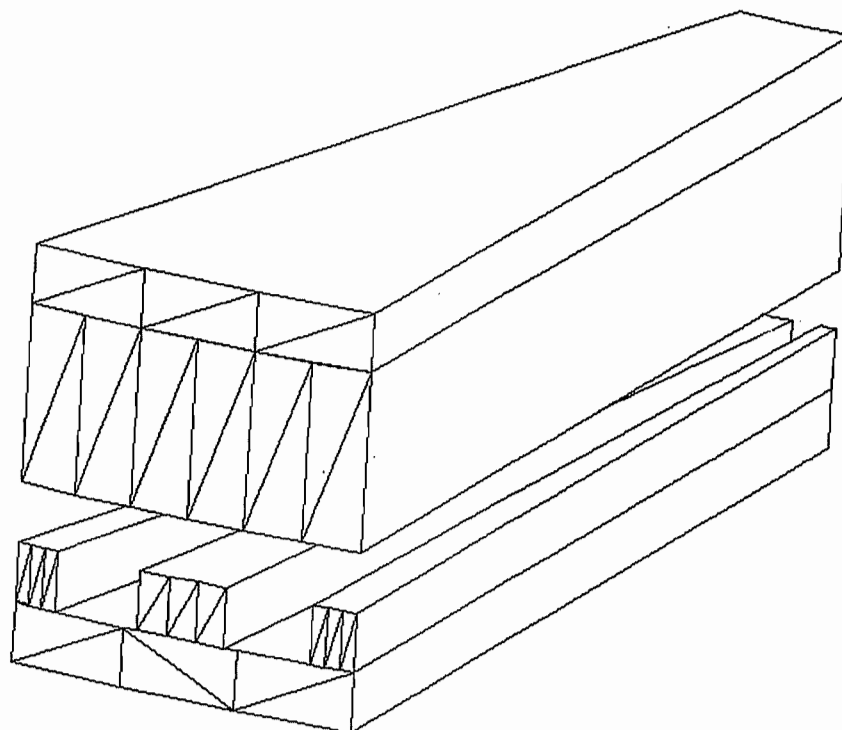
Pour la section de cuivre, nous choisissons de la prendre à mi-distance entre  $r_1$  et  $r_2$ .

$$S_{\text{cuivre}} = \frac{\theta_d}{2} \cdot \frac{r_2 + r_1}{2} \cdot l_{\text{fenêtre}} \cdot \text{Coeff}_{\text{fenêtre}}$$

Quand au nombre de paires de pôles, ils nous est donné par l'espace dont nous disposons sur la pompe pour installer l'actionneur.

$$p = \text{arrondi.inf} \left( \frac{\alpha_{\text{total}}}{2 \cdot \theta_d} \right)$$

A la suite vous trouverez un dessin d'un fragment de l'actionneur. Ce fragment représente ce que nous avons appelé une paire de pôles. C'est cette structure que sera répétée un certain nombre de fois afin de constituer l'actionneur tout entier. La partie inférieure représente une couche de fer dans laquelle nous avons fait des encoches afin de recevoir le fil de cuivre. Ensuite nous avons un espace, l'entrefer, et la partie supérieure est composée des 2 aimants surmontés par une couche de fer. Toute cette structure est bien sûr répétée verticalement. En effet, en plus de l'effort utile, cette structure crée un effort axial que l'on peut compenser en remplaçant la même structure par dessus.



Voici maintenant un premier calcul des dimensions et du couple que peut développer cet actionneur.

<b>Design d'un micromoteur électro-magnétique</b>		
<b>constantes</b>	<b>unités</b>	<b>valeurs</b>
$\mu_0$	H/m	1,25664E-06
<b>données</b>	<b>unités</b>	<b>valeurs</b>
entrefer	m	0,0001
pente pt de fonctionnement		-0,000021266
rayon min	m	0,001
rayon max	m	0,003
débattement	rad	0,104719755
Ba (aimant)	T	1,2
densité de courant	A/mm <sup>2</sup>	50
coefficient de fenêtre	-	0,5
angle du secteur disponible	rad	5,235987756
rapport Sa/Sfer	-	1,5
<b>valeurs déduites</b>	<b>unités</b>	<b>valeurs</b>
la	m	0,001692295
Sa	m <sup>2</sup>	4,18879E-07
épaisseur fer sup	m	0,00020944
surface entre fils cuivre (Se)	m <sup>2</sup>	2,79253E-07
épaisseur sous cuivre	m	0,000139626
épaisseur cuivre(l fenêtre)	m	0,001
épaisseur partie fe inférieure	m	0,001139626
nombre paires de poles	-	25
section de Cu moyenne	m <sup>2</sup>	3,49066E-08
courant	A	1,745329252
<b>valeurs principales</b>	<b>unités</b>	<b>valeurs</b>
couple	Nm	-0,000837758
épaisseur totale	m	0,006282721

## Vérification de non démagnétisation de l'aimant

Nous allons reprendre la formule utilisée précédemment mais cette fois sans considérer que le courant circulant dans le circuit électrique est nul.

$$\int H dl = n \cdot i$$

$$2 \cdot H_a \cdot l_a + 2 \cdot H_e \cdot e = j \cdot S \quad \text{avec } j \text{ la densité de courant et } S \text{ la section de cuivre}$$

$$\text{or } B_a \cdot S_a = B_e \cdot S_e \quad (S_a = S_e)$$

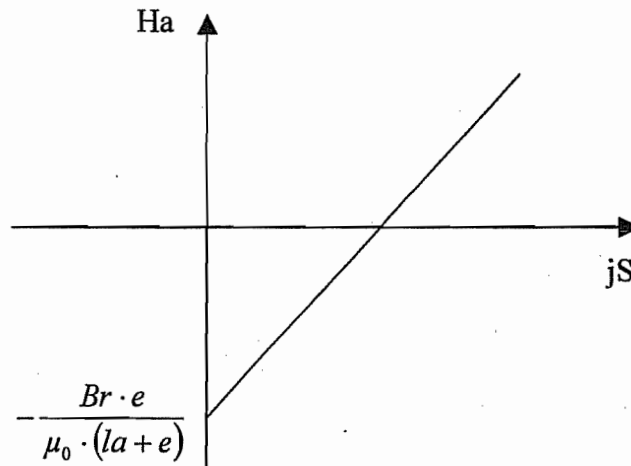
$$\text{nous pouvons donc écrire } B_a = \mu_0 \cdot H_a + Br = B_e = \mu_0 \cdot H_e$$

$$H_a = H_e - \frac{Br}{\mu_0}$$

$$H_e = H_a + \frac{Br}{\mu_0}$$

$$\text{donc } 2 \cdot H_a \cdot (l_a + e) + 2 \cdot \frac{Br \cdot e}{\mu_0} = j \cdot S$$

$$j \cdot S = 0 \Rightarrow H_a = -\frac{Br \cdot e}{\mu_0 \cdot (l_a + e)}$$



Afin de ne pas démagnétiser l'aimant nous imposons que le champ  $H_a$  dans l'aimant ne dépasse jamais 0.

$$H_a < 0 \Rightarrow j \cdot S < \frac{2 \cdot Br \cdot e}{\mu_0}$$

$$j \cdot S < \frac{2 \cdot 1.2 \cdot 0.0001}{4 \cdot \pi \cdot 10^{-7}}$$

si nous prenons  $j = 50 \text{ A/mm}^2$  nous obtenons :  $S < 3.8197 \text{ mm}^2$

## Design d'un micromoteur électromagnétique : Cas de la structure en « balancier »

### Choix de l'aimant et son dimensionnement

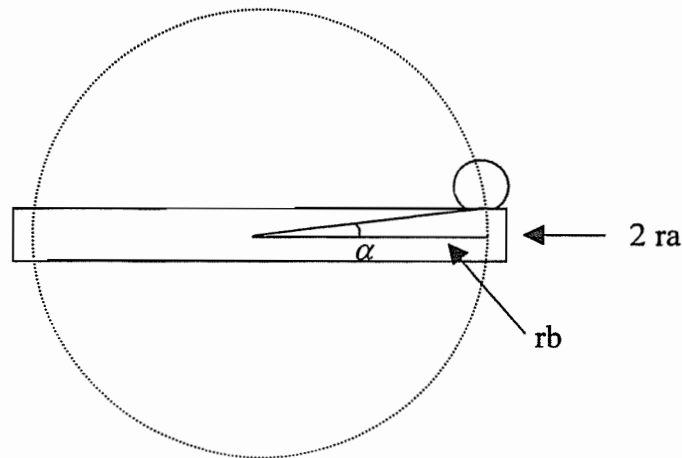
Nous procédons exactement de la même façon que pour l'autre structure. Nous arrivons au final à la formule suivante :

$$\frac{Ba}{Ha} = -\mu_0 \cdot \frac{Se \cdot la}{Sa \cdot 2 \cdot e}$$

### Détermination du couple

Tous les calculs qui vont suivre sont basés sur des hypothèses assez fortes qui ne seront en pratique pas bien respectées. Nous supposons que dans l'entrefer tout le flux passe perpendiculairement et passe dans la partie de l'aimant qui lui fait face.

Partant de cette hypothèse, nous allons commencer par exprimer la surface de l'entrefer en fonction de la position angulaire.



$$\alpha = \text{Arc sin} \left( \frac{r_a}{r_b} \right)$$

la distance entre le centre de l'aimant et le bord supérieur du fer :

$$d_{ct} = r_b \cdot \sin(\theta) - r_a$$

A partir de là, en prenant la formule de l'aire d'un segment de cercle, nous arrivons à cette expression pour  $Se$  :

$$Se = \frac{1}{2} \cdot r_a^2 \cdot \left( 2 \cdot \text{Arc cos} \left( \frac{r_b \cdot \sin(\theta) - r_a}{r_a} \right) - \sin \left( 2 \cdot \text{Arc cos} \left( \frac{r_b \cdot \sin(\theta) - r_a}{r_a} \right) \right) \right)$$

Nous allons maintenant exprimer la valeur du champ  $Be$ .

$$\int H dl = n \cdot i$$

$$Ha \cdot la + 2 \cdot He \cdot e = n \cdot i$$

$$He = \frac{n \cdot i}{2 \cdot e} - \frac{Ha \cdot la}{2 \cdot e}$$

$$Be = \mu_0 \cdot He$$

$$B_e = \frac{\mu_0 \cdot n \cdot i}{2 \cdot e} - \frac{\mu_0 \cdot H_a \cdot l_a}{2 \cdot e}$$

Par conservation du flux

$$B_a \cdot S_a = B_e \cdot S_e$$

De plus pour l'aimant, nous pouvons exprimer le champ  $B_a$  comme

$$B_a = \mu_0 \cdot H_a + B_r$$

avec toutes ces relations et quelques manipulations algébriques, nous arrivons à

$$B_e = \frac{S_a \cdot (\mu_0 \cdot n \cdot i + B_r \cdot l_a)}{S_a \cdot 2 \cdot e + S_e \cdot l_a}$$

Nous sommes donc capables maintenant d'exprimer le couple comme étant :

$$\text{couple} = \frac{\partial B_e \cdot S_e}{\partial \theta} \cdot \text{courant}$$

A côté de ce couple électrodynamique, il y a ce que l'on appelle un couple de rappel. Nous allons l'approximer comme étant la variation d'énergie magnétique en fonction de la position angulaire.

$$\text{couple}_{\text{rappel}} = \frac{\partial W_{\text{cmag}}}{\partial \theta}$$

il y aura 3 termes pour cette énergie. Le premier étant l'énergie stockée dans l'aimant, le second, celle stockée dans l'entrefer et le troisième celle dans le fer. Les 2 derniers termes vont être négligés car d'une part le volume de l'entrefer est très petit et d'autre part, nous supposons la perméabilité du fer infinie. Ce qui nous ramène à

$$W_{\text{cmag}} = B_a \cdot H_a \cdot \text{Vol}_{\text{aimant}}$$

$$B_a \cdot H_a = \mu_0 \cdot \frac{S_a \cdot 2 \cdot e}{S_e \cdot l_a} \cdot B_a^2$$

$$\text{Vol}_{\text{aimant}} = S_a \cdot l_a$$

## **2.2. Réalisation de l'actionneur électromagnétique de la micro-pompe pendulaire.**

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----



# Actionnement électromagnétique de la micro-pompe pendulaire.

## Réalisation de l'actionneur électromagnétique.

### Les microsystèmes

Les seuls microsystèmes performants à aimants utilisent des aimants massifs micro-usinés, donc unitaires. Quelle que soit la technique utilisée, il est en effet difficile d'atteindre des coercitivités significatives dans des matériaux durs en couches. C'est là que se situe le verrou prioritaire à faire sauter. Lors de la fabrication de bobines déposées, le dépôt de matériaux doux en couches soulève relativement moins de difficultés. Cependant il est nécessaire de développer une recherche en vue d'obtenir des matériaux aux performances optimisées (matériaux doux de haute perméabilité et matériaux magnétostrictifs à hautes performances en champs faibles).

Pour la mise en forme, lorsqu'il s'agit d'applications, on trouve les aimants permanents principalement sous la forme d'aimants massifs **micro-usinés** (par électroérosion, usinage diamant, planarisation douce). Par contre, dans le cas du développement d'aimants matériau, ils peuvent aussi être élaborés sous forme de **couches minces** (diverses techniques), ou **liés** (mélanges poudre-résine).

Les aimants **micro-usinés** sont les NdFeB et SmCo pour leurs fortes rémanence et coercitivité.

Pour les aimants en **couches minces**, la technique principalement utilisée est la pulvérisation cathodique (sputtering). Les matériaux utilisés sont les NdFeB, SmCo, PtCo...

Les aimants **liés** sont à peine naissant mais il s'agit là d'une voie potentiellement extrêmement riche en débouchés. Au LEG-LLN ils utilisent de la poudre de NdFeB obtenue par broyage de rubans élaborés par trempage sur roue. Ils ont fabriqué plusieurs prototypes de paliers magnétiques dont certains sont intégrés à des moteurs planaires à lévitation. Les paliers utilisent des aimants liés et les résultats sont extrêmement encourageants. Les paliers sont constitués de disques Ø 5 à 15 mm en dural ou laiton (objectif futur : disques réalisés en LIGA). Des gorges carrées Ø 350 à 500 µm sont usinées dans les disques et sont remplies de poudre, puis noyées d'une goutte de cyanolite. Le dispositif est aimanté après séchage. Problèmes rencontrés : mauvaise coercitivité de la poudre, oxydation de la poudre, orientation des grains avant collage (isotropie), compactage-densité etc.

### Le noyau

Pour sa fabrication nous allons sélectionner des **matériaux doux**. En effet ceux-ci ont pour propriété fondamentale de pouvoir réagir à un champ magnétique extérieur de faible intensité. Le champ coercitif doit être le plus faible possible et la perméabilité initiale doit être maximale. Les matériaux doux sont utilisés surtout comme circuit magnétique, pour le rebouclage ou la concentration de lignes de flux, comme noyau de bobines...

#### 1. Matériaux pour l'électrotechnique

##### ➤ Tôles Fe-Si

Elles constituent, avec les tôles à base de fer, la base des matériaux magnétiques utilisés en génie électrique. On distingue deux principales familles :

Les **tôles Fe-3%Si à grains orientés** dont la texture privilégie la direction de laminage comme direction de facile aimantation.

Les **tôles Fe-3%Si à grains non orientés** qui sont destinées à la construction des machines tournantes.

##### ➤ Alliages Fe-6.5%Si

Ils sont utilisés à la place des Tôles Fe-Si lorsqu'on monte en fréquence. En effet, avec l'augmentation des fréquences, les pertes électromagnétiques deviennent un problème. Pour réduire ces pertes, l'alliage avec excès de silicium constitue une évolution. A 2 kHz par exemple, les pertes de transformateurs sont diminués de 20 à 30 % par rapport à celle d'un transformateur réalisé avec des tôles à grains orientés.

Au delà de 3,5% de Si, l'alliage Fe-Si présente une grande fragilité qui interdit sa mise en forme par des moyens conventionnels. Deux techniques particulières existent pour l'obtention de ces alliages :

##### **La solidification rapide**

##### **Le dépôt chimique à partir d'une phase gazeuse**

#### 2. Alliages à usages spéciaux

##### ➤ Alliages FeNi et FeCo

Pour les alliages Fe-Ni on peut en distinguer deux types qui ont des applications en électrotechnique selon le pourcentage de Ni.

36 à 40 % de Ni : utilisation pour des transformateurs de puissance dans le domaine des fréquences moyennes et applications en impulsions.

45 à 50 % de Ni : possèdent les inductions à saturation les plus élevées pouvant être atteintes avec des alliages fer nickel. Ils sont utilisés en tant que noyau de transformateurs de puissance dans des stators et des rotors de moteurs électriques de faible puissance.

La caractéristique principale des alliages de Fe-Co entre 25 et 50 % de Co consiste en son induction à saturation  $B_s = 2,35$  à  $2,4$  T qui est la plus élevée, obtenue avec des matériaux doux.

Ces alliages sont utilisés dans des armatures et des noyaux de relais de construction compacte, dans les pièces polaires pour électro-aimant ou dans d'autres pièces conductrices de flux.

➤ **Alliages métalliques amorphes**

Généralement composés d'environ 80% atomique de métaux de transition (Fe, Ni, Co) et de 20 % de métalloïdes (B, C, Si, P...)

L'intérêt des amorphes métalliques pour les applications liées au magnétisme doux provient principalement de trois caractéristiques :

- Une anisotropie magnétocristalline pratiquement inexistante à l'échelle mésoscopique
- Une microstructure très homogène (absence de joints de grains)
- Une résistivité très élevée due à la structure désordonnée.

**Alliages à base de fer** : assez forte induction à saturation ( $1,4$  à  $1,6$  T), perméabilité limitée due à une magnétostriction élevée ( $20$  à  $30 \cdot 10^{-6}$ )

**Alliages à base de nickel** : mieux adaptés pour les applications à hautes fréquences malgré un  $B_s$  limité ( $0,8$  à  $1,2$  T) mais avec une perméabilité élevée en statique ( $\mu_r^{\max} \approx 5$  à  $8 \cdot 10^5$ ) et en dynamique ( $\approx 5 \cdot 10^4$  à  $0,8$  T et  $1$  kHz) et un très faible champ coercitif ( $0,6$  à  $1$  A\*m<sup>-1</sup>)

**Alliages à base de cobalt** : les plus performants avec une saturation relativement faible ( $\approx 0,5$  à  $0,6$  T) mais avec des propriétés à haute fréquence excellentes du fait de leur caractère magnétique très doux résultant notamment d'une magnétostriction voisine de zéro. En raison de leur prix élevé, ces alliages ne sont utilisées que dans des applications très spécifiques, si possible ne requérant que peu de matière.

➤ **Matériaux magnétiques nanocristallins**

Ils réunissent à la fois les avantages des amorphes à base de fer (métal peu coûteux, induction à saturation  $1,2$  T) et ceux des amorphes à base de cobalt ( $H_c < 1$  A\*m<sup>-1</sup>, faibles pertes HF, perméabilité  $> 10^5$ ). A cela, il faut ajouter une bonne stabilité thermique.

Les propriétés magnétiques de ces alliages sont bien maîtrisées et optimisées. Il reste cependant maintenant un important travail à fournir pour diminuer la fragilité de ces alliages.

3. **Ferrites doux**

Peu ou pas intéressants pour les applications quasi statiques. Par contre ils sont très compétitifs à partir de quelques centaines de Hertz, et sans concurrents au dessus du MHz.

**Principaux usages de ces matériaux:**

- Les applications de puissance qui utilisent les matériaux au-delà de la perméabilité initiale et à des inductions allant jusqu'à plus de 50% de  $M_s$  (transformateurs HF, alimentation à découpage, transformateurs THT pour tubes T.V.,...). La réduction des pertes hystériques est le challenge principal pour ce type d'usage;
- Les applications "signaux" qui utilisent les matériaux dans la zone de la perméabilité initiale (composants inductifs, filtres, antennes self-ajustables...) pour les télécommunications, la radio; la télévision et le traitement du signal en général.

➤ **Spinelles**

Représente le gros de la production industrielle de ferrites.

Comportent deux familles principales:

**Les ferrites de manganèse-zinc:**  $Mn_{(1-x)}Zn_xFe_2O_4$

**Les ferrites de nickel-zinc:**  $Ni_{(1-x)}Zn_xFe_2O_4$

➤ **Grenats**

Très coûteux du fait qu'ils contiennent des terres rares. Ils sont réservés à des usages spécifiques pour lesquels ils sont irremplaçables: les dispositifs hyperfréquences (circulateurs, filtres, lignes unidirectionnelles, oscillateurs...)

➤ **Hexaferrites**

Ils forment généralement des matériaux durs, encore que récemment des efforts ont été faits pour les "adoucir". Les ferrites doux sont donc essentiellement issus des deux autres classes.

## Les bobines

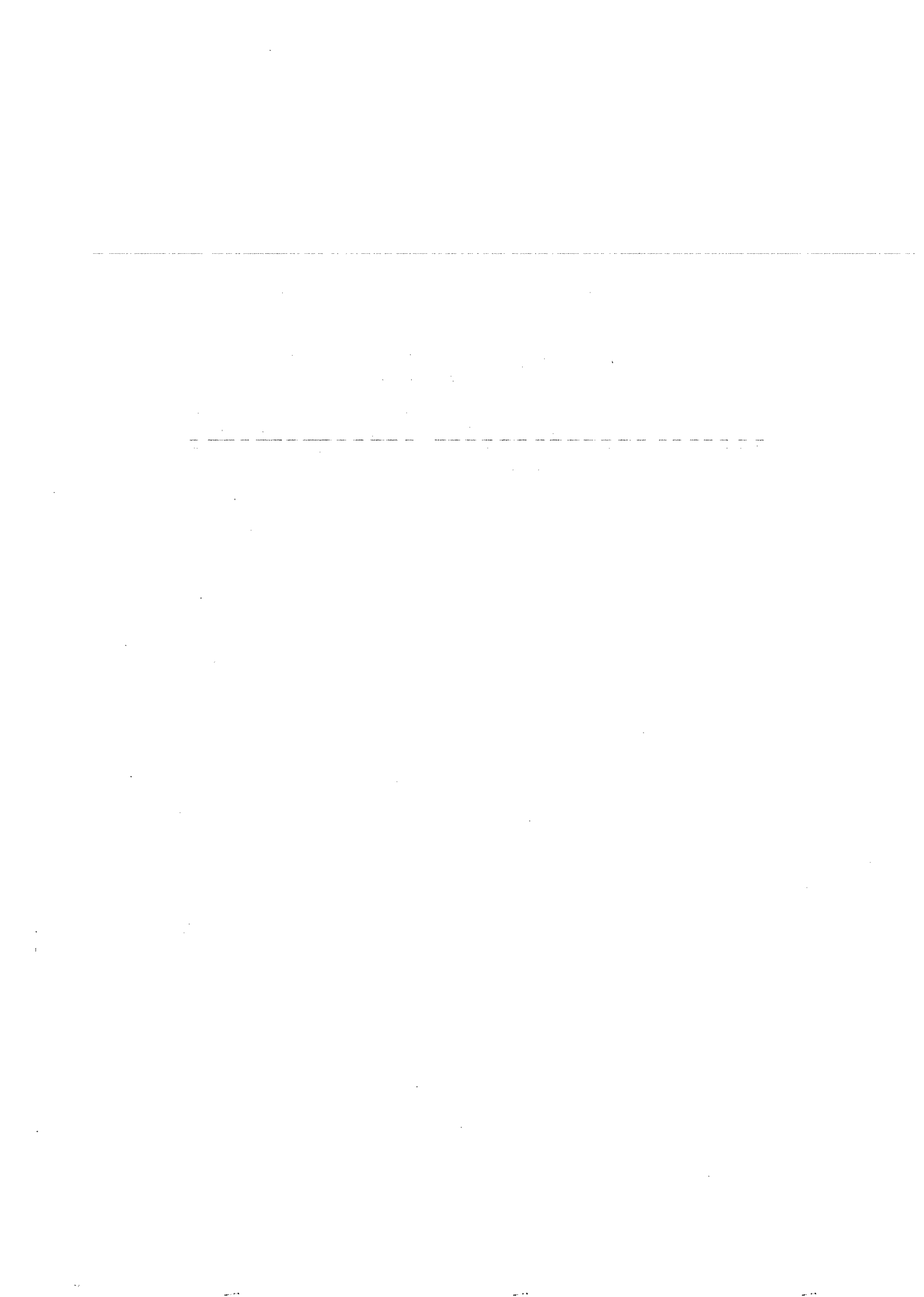
Elles sont composées de fils conducteurs et d'éventuels noyaux ou culasses ferromagnétiques. Actives, elles sont utilisées pour la création de champ magnétiques. Passives, elles sont utilisées comme capteur, ou pour

générer du courant électrique. Les techniques d'élaboration sont multiples. La plus efficace au niveau des courants forts (création de champs élevés) est le LIGA et la litho UV profonde, qui permettent d'obtenir des conducteurs de forte section en Cu, Au, FeNi etc (épaisseur de plusieurs dizaines de  $\mu\text{m}$ ) : CSEM, IMSAS, ... Les applications des enroulements sont non seulement les électro-aimants mais aussi les transformateurs et inducteurs planaires, et la transmission d'information et d'énergie à distance (transcutanée par exemple dans le cas de microsystèmes médicaux implantés). Dans un système électromagnétique, l'énergie est concentrée dans l'entrefer. Dans les machines macroscopiques classiques, cet entrefer est très petit devant les autres dimensions et l'optimisation est aisée. Dans les microsystèmes, et surtout dans le cas de systèmes plans, l'entrefer est tributaire de l'épaisseur des conducteurs qui constituent la bobine. et l'efficacité du système s'en ressent. Ils ont alors recours à l'utilisation de noyaux, de pôles saillants, etc. Il serait à priori très intéressant de développer des **matériaux ferromagnétiques** bons conducteurs, ou des conducteurs à forte perméabilité.

General properties & characteristics							
Electromagnetic material	Metglas						
	2605CO	2605S3A	2605SC	2605SA1	2705M	2741A	2826MB
Saturation induction (Tesla)	1,8	1,41	1,61	-	0,77	0,57	0,88
Annealed (High freq.)	-	-	-	1,59	-	-	-
As cast	-	-	-	1,57	-	-	-
Maximum D.C. permeability ( $\mu$ ):	-	-	-	-	-	-	-
Annealed (High freq.)	400000	35000	300000	600000	600000	1000000	800000
As cast	120000	>20000	>40000	45000	290000	>80000	>50000
Saturation magnetostriction (ppm)	35	20	30	27	<<1	<<1	12
Electrical resistivity ( $\mu^w$ -cm)	123	138	135	130	136	142	138
Curie Temperature ( $^{\circ}\text{C}$ )	415	358	370	392	365	225	353



## **2.3. Article de synthèse commun sur la micropompe (anglais)**



# **4M PROJECT**

## **Design of an implantable micropump**

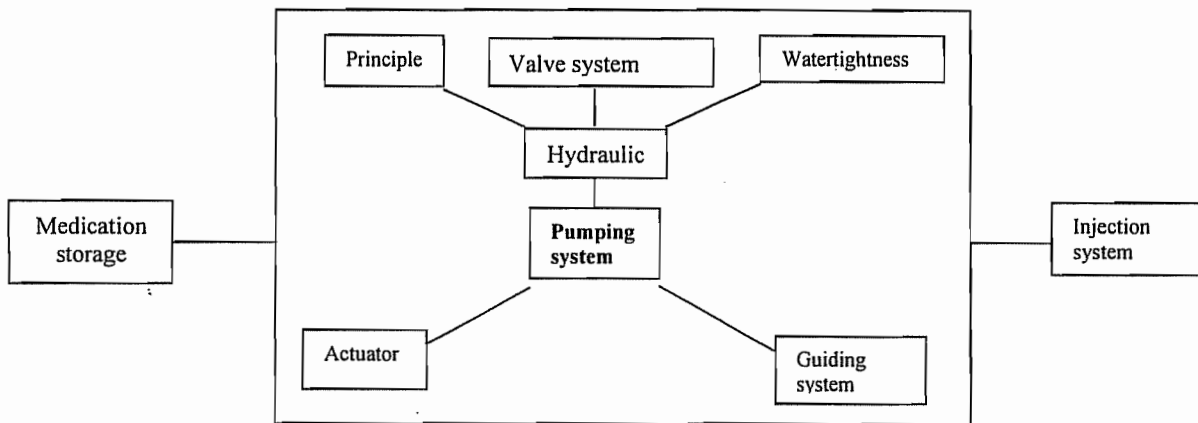
**11 mars 2004**

<b>1</b>	<b>INTRODUCTION</b> .....	<b>3</b>
<b>2</b>	<b>STATE OF THE ART</b> .....	<b>4</b>
<b>3</b>	<b>DESIGN CONCEPTUEL</b> .....	<b>8</b>
3.1	SPIDER GUIDING SYSTEM.....	8
3.2	ROTATION GUIDE BEARING SYSTEM.....	10
3.3	NOTCH HINGE GUIDING SYSTEM.....	11
3.4	CONCLUSION.....	13
<b>4</b>	<b>WORKING PRINCIPLE</b> .....	<b>13</b>
<b>5</b>	<b>CONSTITUTIVE PARTS</b> .....	<b>16</b>
5.1	CIRCULAR NOTCH HINGE.....	16
5.2	ELECTROMAGNET.....	17
5.3	GLOBE VALVES.....	19
5.4	ELECTRONIC.....	19
5.5	BIOCOMPATIBLE MATERIALS.....	20
5.6	COMPONENTS INTEGRATION.....	21
<b>6</b>	<b>MODELLING OF THE MICROPUMP BEHAVIOUR</b> .....	<b>22</b>
6.1	HYPOTHESES.....	22
6.2	TORQUE CALCULATION.....	22
6.3	MODELLING OF THE GLOBE VALVES.....	26
6.4	FLOW RATE OF THE PUMP.....	27
<b>7</b>	<b>TESTS AND MEASUREMENTS</b> .....	<b>30</b>
7.1	CHOICE OF THE DIMENSIONLESS VARIABLES.....	31
<b>8</b>	<b>CONCLUSION</b> .....	<b>31</b>
<b>9</b>	<b>REFERENCES</b> .....	<b>31</b>



# 1 Introduction

The explosion of new technologies and particularly recent innovations in micro-mechanical and medical area opens new ways and opportunities to relieve patient's illness. Recent studies made in collaboration with medical scientists have for example clearly shown the lack of medical implantable pump devices. The study made in this paper presents a recent specification sheet made in collaboration with medical scientists showing the claims of the medical profession for such devices. A state of the art of the different devices mark the gap between existing system and patient's need. Different design, thought in the aim to satisfy this need are presented and classified in a decisional tree. Details of the advantages of systems are detailed and classified to determine the most appropriate device. Each constitutive part of this device is detailed on mechanical, electrical and medical aspect. Models detailing torque, valve and flow are proposed. Finally, prototype tests and results are presented.



**Figure 1. Different parts of an implantable drug delivery device**

Recent studies made in collaboration with medical scientists have shown the lack of medical implantable pump devices. Collaboration between the medical profession and engineers allow to establish precisely the optimal way to satisfy patient's need. Table 1 presents the specification sheet resulting from this collaboration.

**Table 1. Specification sheet**

Shape, dimensions, weight	Medication flow	Autonomy	Implantation and compatibility	Security
Without sharp edges	Reference <sup>2</sup> : 0.3ml/h – 7.5 ml/day	Refilling <sup>2</sup> ~ 3 days to 3 month (depending on applications)	Working temperature: 35-42°C	Negative pressure reservoir
e.g. flat ellipsoid	Minimum <sup>2</sup> : 0.1ml/day	Battery > 3 years	Pump housing <sup>3</sup> : classVI (>29 days)	Active pump
Maximal dimensions: 40mm*25mm*15mm	Injection unit <sup>2</sup> : 0.2 µl		Inner parts of the pump <sup>3</sup> :medication compatibility	Watertight pump at rest
Weight < 150g			All parts : sterilizable	

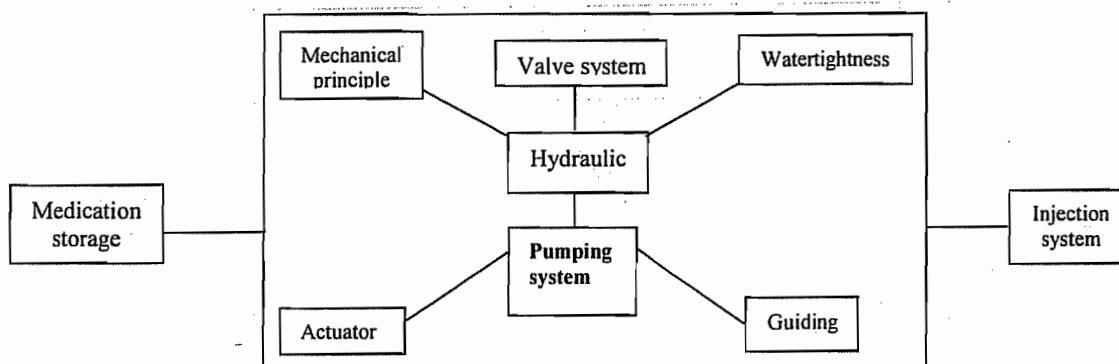
<sup>2</sup>Alcimed (French healthcare group)

<sup>3</sup> EU 10993 norm

A streamlined, flat, small and lightweight shape, flat ellipsoid for example, procures minimal constraints and maximal comfort to the patient. Adaptable medication flow with flow rate around 0.3 ml per hour and injection unit around 0.2 $\mu$ l covers patient and medical profession need. A three days to three month period between two refilling process allow sufficient mobility to the patient while 3 years is the minimum battery life time. Sterilizable biomaterials compatible with body temperature (between 37°C and 42°C), EU-10993 class VI norm and medication are chosen. Negative pressure reservoir and watertight of the active pump guaranty the security of the device.

## 2 State of the art

Known implantable pumping systems consists always in medication storage, pumping system and injection system. Study made here focus only on pumping systems letting other system for an other study. Pumping system can be separate in hydraulic part, guiding part and actuator part. Hydraulic part can itself be separate in mechanical principle, valve system and watertightness.



**Figure 2. Different part of an implantable drug delivery device**

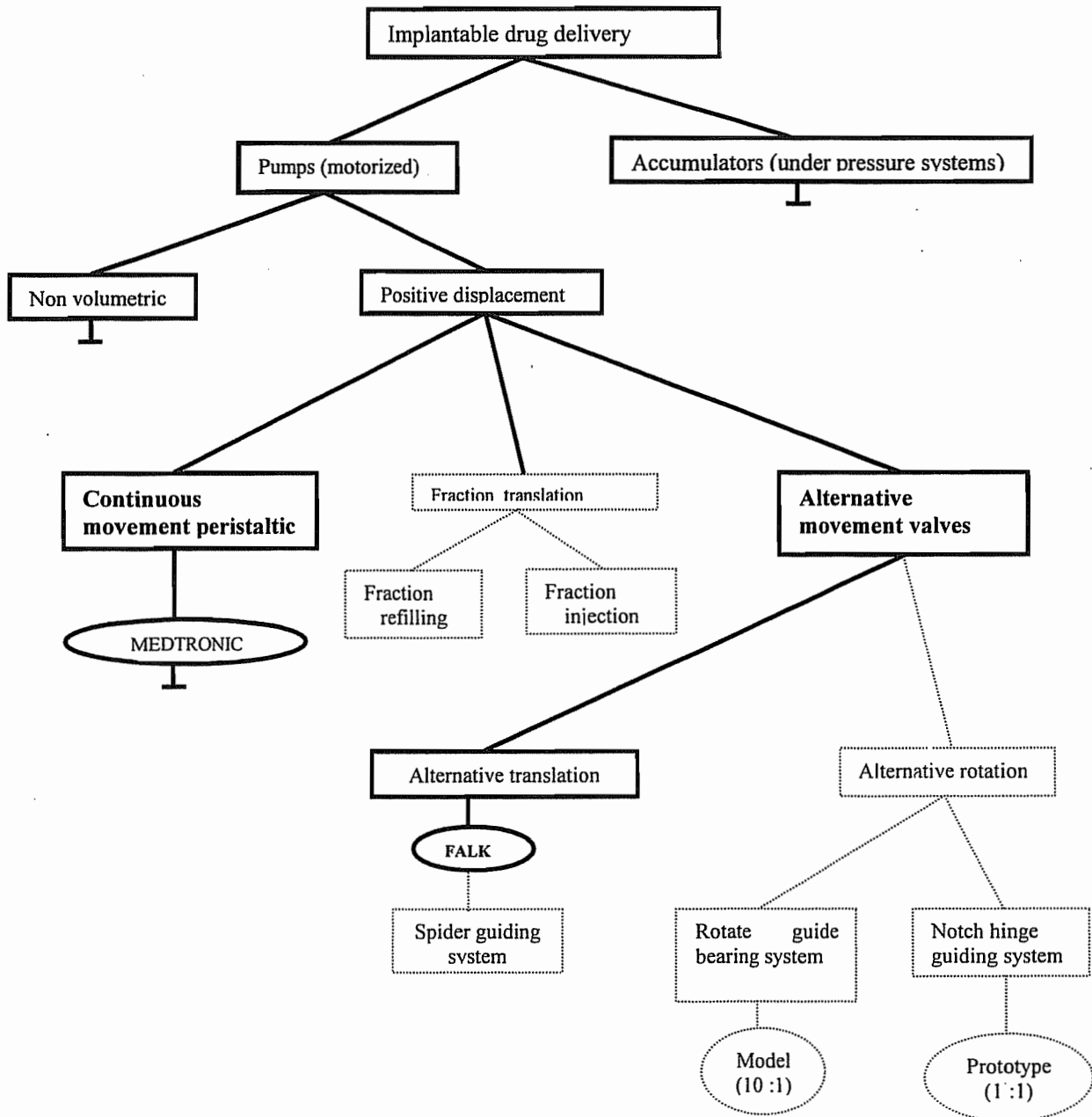


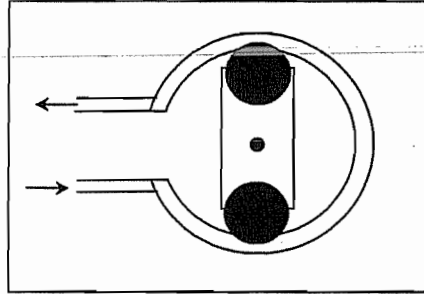
Figure 3. Decisional tree grouping the state of the art devices

A decisional tree presenting and classifying an overview of existing **implantable drug delivery system** is shown in fig. 3. Because lethal risk, **accumulators (under pressure systems)** are ruled out from **motorized pumps**. **Non volumetric devices** are taken out because no **dosing quantities** of drug are provided. Finally, positive displacement devices are separate in **continuous movement group** and **alternative movement group**.

The fig. 3 shows a decisional tree which presents an overview of existing **implantable drug delivery system**. The **accumulators (under pressure systems)** are ruled out from the **motorized pumps** for the main reason that they presents a lethal risk for the patient if any leakage problem appears. The **non volumetric devices** are also ruled out because an implantable drug delivery system has to be able to provide **dosing quantities** of drug to the

patient to relieve the pain. Positive displacement devices are then separate in two groups: the **continuous movement group** and the **alternative movement group**.

The first group is represented by **Medtronic's SynchroMed peristaltic pump**.



**Figure 4. Peristaltic pump principle**

The device is made of several parts: the medication storage, the injection system and the pumping system. The pumping system is separate in the electrical and mechanical parts. The energy provide by the electrical part procures a rotational movement at two small wheels which crush a tube containing the medicament agent as shown in fig. 4. This movement reaches the reservoir pressure resistance and causes the medication movement from the reservoir to the injection system.

The main advantages of this peristaltic pump are:

- an absence of any leakage problems,
- an absence of valves,
- an absence of major guiding or rubbing problems,
- an use of a very small motor which allow place spare

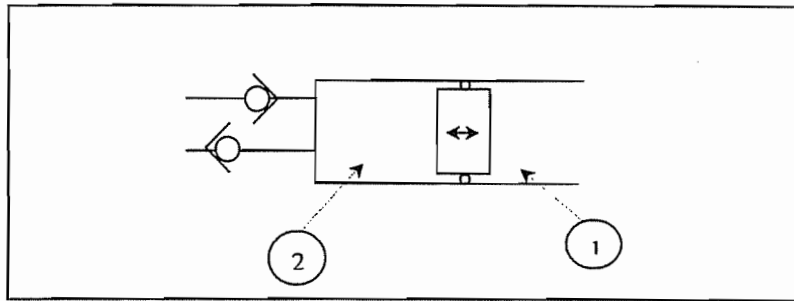
On the other hand, the main problems are:

- an use of this very small motor which requires a lots of wheels for the gearing increasing the total place,
- a high number of parts decreasing the security of the system and increasing strongly the total cost of the device,
- an use of a polymer tube which decrease the life cycle of the system,
- a peristaltic system himself which require too high energy consumption mainly due to the energy pic which occurs when a wheel start again to compress the tube after a revolution

In conclusion, a peristaltic device is an interesting principle which has already widely proved itself outside the human body through a lot of medical applications and also inside the human body through the SynchroMed peristaltic pump of Medtronic. However, this last device is strongly limited because of his very high consumption of energy and the high number of parts which decrease the security of the device.

The second group is characterized by the alternative translation principle described in a patent by FALK. However none mentioned in the patent, the idea of this concept is describe here below.

The first idea which appears in the building of a pump is to approach the easiest principle to pump a fluid.

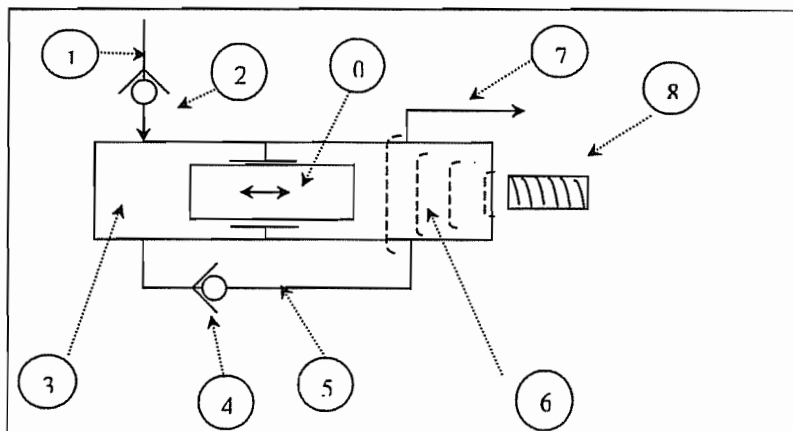


**Figure 5. Principle of a syringe**

This principle is the principle of a syringe which is described on fig. 5 . This device is however excluded because of the contamination problem which occurs between the external volume (n°1) which contains pathogenic agents and the internal volume (n°2) which contains the medication agent.

This clearly shows the need of two variable volume chambers.

FALK has understand this need by building a pump device based on the principle of the two variable volume chambers, an alternative translation movement of a mobile guided part and the presence of valves, both allowing the circulation of the fluid thanks to a difference in pressure. The basis principle is describe in fig. 6 which represents the Falk Pump.



**Figure 6. Falk Pump**

The main parts are the admission pipe (1) with the admission valve (2), the admission chamber (3), the transfer pipe (5) with the transfer valve (4), the backflow chamber (6), the backflow pipe (7) and the actuator (8).

When the actuator (8) causes the movement of the mobile part (0) to the right position, the admission valve (2) is opened while the transfer valve (4) still remains close. The volume of the chamber (3) then increases and the volume of the chamber (6) decrease causing the movement of the fluid to the outside. This is called the admission/delivery phase. On the other hand, when the actuation is stopped a spring causes the movement of the mobile part (0) to the left position, the admittance valve (2) is closed and the transfer valve (4) is opened. The volume of the chamber (3) then decreases and the volume of the chamber (6) increases by the fluid movement through the transfer canal (5). This is called the transfer phase.

This pump presents a large amount of interest not described in the patents.

The main advantages of this pump are:

- a presence of two variable volume chambers which assure the dosage and any contamination by particle release,
- a position of the actuator outside the chambers which avoid a presence of a rod at the entrance part,
- a good security level obtained thanks to a locking mechanism which block the admission valve at neutral position of the pump.

On the other hand, the main problems are:

- a absence of guiding system which induce rubbing between the mobile part and the housing,

This causes a need in a stronger actuator and battery forcing the oversize of all the device and also an autonomy reduction.

- a leakage problems between the two chambers which doesn't permit to obtain a perfect dosing device,
- a relative high number of parts decreasing the security of the device.

In conclusion, the Falk pump is an interesting device which set to work the concept of two variable volume chambers but which remains bounded to major leakage and rubbing problems.

### **3 Design conceptuel**

The aim of this part is to describe how the problems cited in the previous section can be decreased or canceled by the finalizing of new concepts in view to satisfy the specifications cited in chapter 2.

So, the decisional tree presented in the previous chapter has been completed with new branches (see lines in fig. 3) which represent an evolution in the concepts.

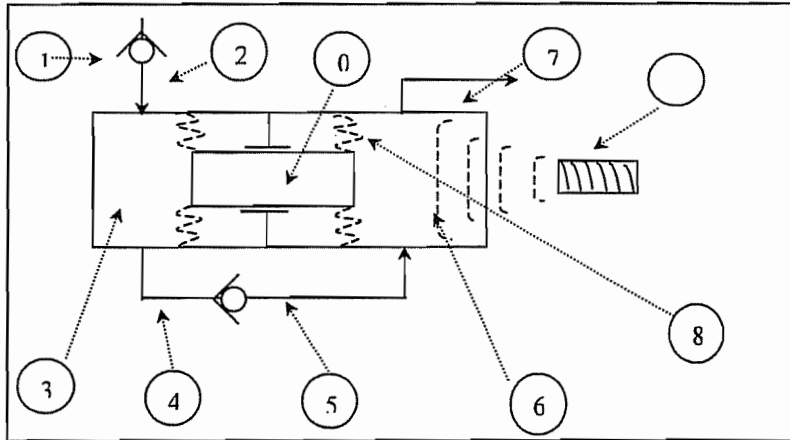
In chronological order, these new concepts are the fractioned refilling and the fractioned injection in the fractioned translation principle, the spider guiding system in the alternative translation principle and finally the rotation guide bearing system and the notch hinge guiding system in the alternative rotation principle.

As one goes along, the different concepts have shown their own limits by analysis, simulation or experiences. Each new principle has brought innovations which will be fully described here.

N.B.: all the drawings presented are non scale drawings

#### **3.1 Spider Guiding System**

After the state of the art had been made, a system which took into account the presence of two variable volume chambers has been developed. This device, described in fig. 7, take advantage from the Falk Pump principle and try to avoid at the same time its major drawbacks.



**Figure 7. Spider guiding system**

The main parts are the moving part (0), the admission pipe (1) with the admission valve (2), the admission chamber (3), the transfer pipe (5) with the transfer valve (4), the backflow chamber (6) and the backflow pipe (7) and finally the spiders (8).

The phases of work are the same as the Falk pump with the admission/delivery phase when the moving part (0) is actuated to the right and the transfer phase when the moving part (0) is actuated to the left.

One of the main problems, the rubbing between the parts, can be cancelled by the use of spiders which guide the mobile part. Since no more rubbing appears, the actuator can procure his maximal effort and the autonomy of the device increase. The Spider Guiding System can interesting be placed in the aim to procure not only the guiding system but also the valve system. However the lot of advantages of such a system, the Spider Guiding System Pump stays a non dosing device because of the leakage problems. The total number of parts has decreased but is still too high to procure the maximal security of the device. On the other hand, such a system isn't easy to build and to assemble because of the really thin spider dimensions.

The main advantages of this pump are:

- a presence of two chamber (no contamination),
- an absence of rubbing between parts,
- a maximal power of the actuator,
- a maximal autonomy of the device,
- an anti leakage valve security system made by spiders.

On the other hand, the main problems are:

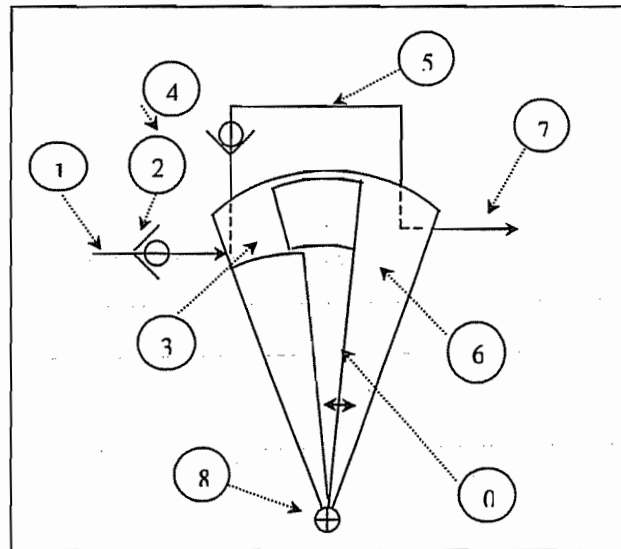
- a leakage problems between the two chambers which doesn't permit to obtain a perfect dosing device,
- a high number of parts which decrease the security of the system,
- a difficulty to get a small flexible spider.

In conclusion, the Spider Guiding System Pump is an interesting device which takes advantage from the Falk Pump trying to avoid at the same time its drawbacks. The rubbing problems and the oversize of the actuator which decreased the autonomy have been canceled but the leakage problems and the too high level of parts still remains. Finally, the difficulty to obtain a good spider flexibility with such a small dimension avoid the realization of such a device.

### 3.2 Rotation Guide Bearing System

The Rotation Guide Bearing System is the adaptation of the Spider Guiding System to a rotation movement in the aim to decrease its leakage problems.

The first idea is described in fig. 8.

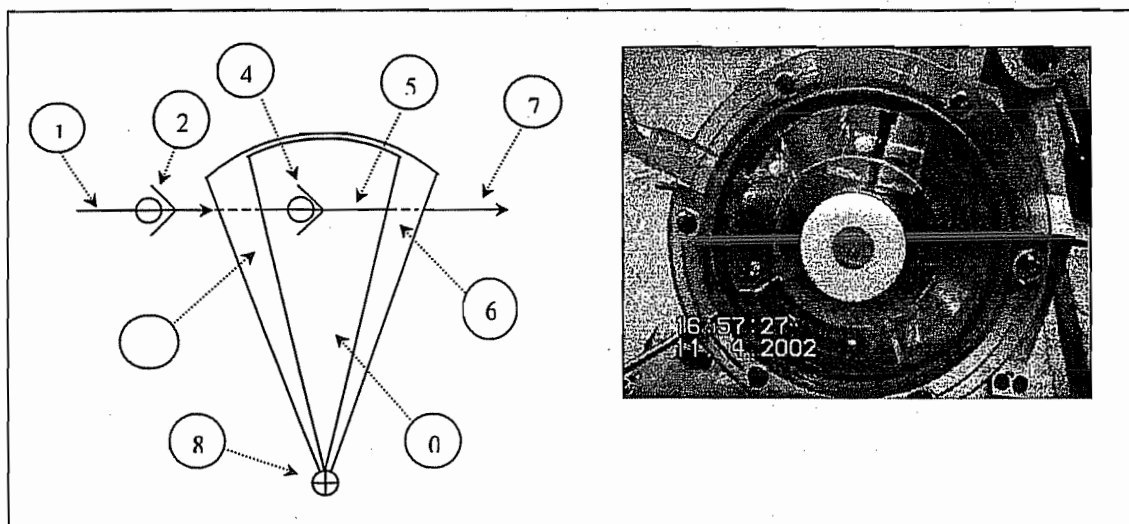


**Figure 8. Rotation Guide Bearing System**

The main parts are the admission pipe(1) with the admission valve(2), the admission chamber (3), the transfer pipe (5) with the transfer valve (4), the backflow chamber (6), the backflow pipe (7) and the bearings (8).

The phases of work are the same as the Falk pump with the admission/delivery phase when the moving part (0) is actuated to the right and the transfer phase when the moving part (0) is actuated to the left.

This principle has quickly been improved by a pallet system in which the transfer valve is placed as mentioned in fig. 9 and which procures space spare.



**Figure 9. Pallet System**



The main parts are the same as described in the fig. 8 without the mobile part (0) and the transfer valve (4) which are replaced by a pallet which include the transfer valve.

The work phase remains the same as mentioned before: an admission/delivery phase when the moving part (0) is actuated to the right and a transfer phase when the moving part (0) is actuated to the left.

Moreover, a 10 :1 scale model has been build in the aim to verify the good functioning of such a device. The good work of the valves has been observed and some interesting parameters analyzed.

The main advantages of this pump are:

- a larger active surface which permit to decrease the stroke and the leakage,
- a presence of the valve inside the palette,
- a presence of two chamber (no contamination),
- an absence of rubbing between parts (except in the bearings),
- an absence of power loss from the actuator,
- a maximal autonomy of the device,
- an anti leakage valve security system made by the moving part at rest position,
- a strongly reduced number of parts increases the security of the system.

On the other hand, the main problems are:

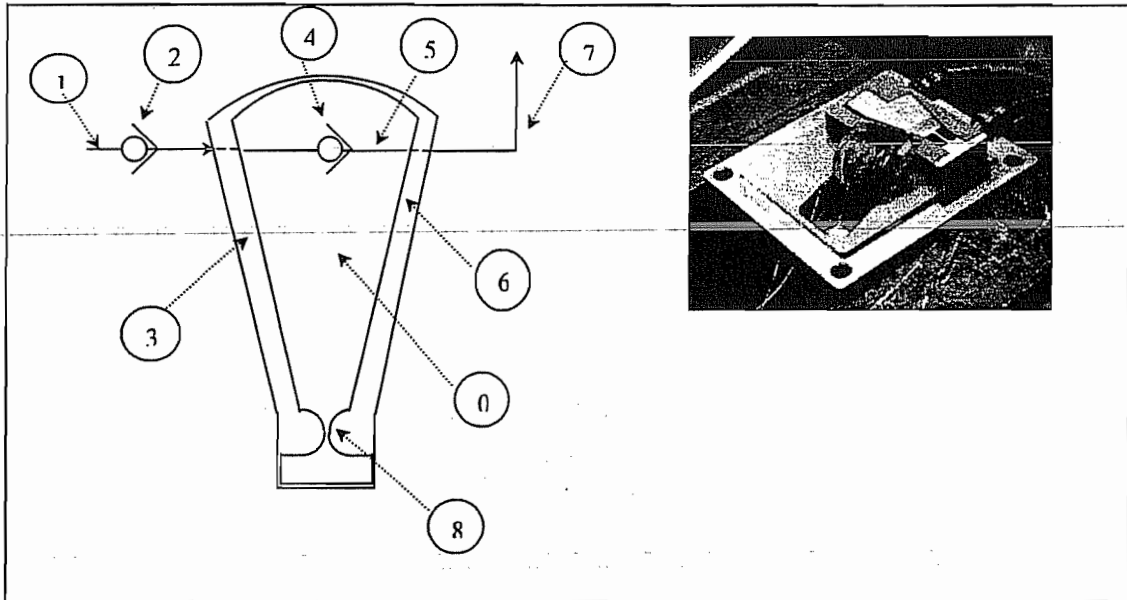
- a leakage problems between the moving part and the housing,
- a bearings which procure imprecisely placement between the moving part and the housing

In conclusion, the Rotation Guiding Bearing System was thought to adapt the Spider Guiding System in a rotation system in the aim to decrease the stroke and the leakage problems. However, the larger active surface of the pallet permit to decrease the stroke, the inaccurate displacement of the bearings doesn't guarantee the precision of the dosing.

### **3.3 Notch Hinge Guiding System**

The Notch Hinge Guiding System is an improvement of the Pallette Rotation Guide Bearing System. This concept has been developed to avoid the problems of friction between the shaft and the guide bearing and the eventually bearing blocking problems due to its alternative movement on a small distance.

This device is described in fig. 10.



**Figure 10. Notch Hinge Guiding System**

The main parts are the moving part (0), the admission pipe(1) with the admission valve(2), the admission chamber (3), the transfer pipe (5) with the transfer valve (4), the backflow chamber (6) and the backflow pipe (7).

The phases of work are the same as the Falk pump with the admission/delivery phase when the moving part (0) is actuated to the right and the transfer phase when the moving part (0) is actuated to the left.

Moreover, a 1:1 scale prototype has been build in the aim to verify the good functioning of such a device. The good work of the valves has been observed and some interesting parameters like leakage problems analyzed.

The main advantages of this pump are:

- a highly compact resulting system,
- an absence of lubrication need for the guiding,
- an absence of particle release,
- a precision in the positioning even for very small displacement,
- an active surface which permit to decrease the stroke and the leakage,
- a presence of the valve inside the palette,
- a presence of two chamber (no contamination),
- an absence of rubbing between parts,
- an absence of power losses from the actuator,
- a maximal autonomy of the device,
- an anti leakage valve security system made by the moving part at rest position,
- a small number of parts which drastically increase the security of the system.

On the other hand, the main problems are:

- a leakage problems between the moving part and the housing which still remains and doesn't permit to obtain a perfect dosing device.

In conclusion, the Notch Hinge Guiding System shows all the advantages cited in the previous section without the peripheral leakage which still remains between the moving part and the

housing. To have an efficient device, this leakage has to be very small compared to the really fluid pumped.

### 3.4 Conclusion

Finally, the different advantages and drawbacks of each systems are collected in table 2.

**Table 2. Comparison of all the systems**

	<i>Synchromed Peristaltic Pump (Medtronic)</i>	<i>Falk pump</i>	<i>Spider guiding system</i>	<i>Rotation Principle</i>	<i>Notch Hinge Guiding System</i>
No contamination	++	-	+	--	--
No leakage problems	++	--	--	--	--
No guiding problems	++	0	+	+	+
Security	++	0	0	+	+
Precision of the flow rate	--	0	++	-	+
No lubrication need	++	++	++	+	++
Reduced number of parts	--	-	-	-	++
Autonomy	--	-	--	0	+
Cost	-	0	-	--	++
<b>Total</b>	<b>3</b>	<b>-3</b>	<b>0</b>	<b>-5</b>	<b>6</b>

## 4 Working principle

Classical bearings such as ball bearings slide bearings and other pivots may be difficult to realize at the micro scale. There is therefore an important need to develop frictionless micro bearings made of the smallest possible number of parts. Among all possible solutions, the notch hinge seems to be very attractive: no friction, no lubricant required, minimum space required, only one part to manufacture, no assembly, etc... Of course the major limitation is on the rotation angle. Table 3 shows a comparison of the circular notch hinge to two other types of bearings.

**Table 3. Comparisons of bearings characteristics**

	Ball/roller bearings	Sliding bearings	Circular notch hinge
Starting friction	+	-	++
Rotating speed	0	+	-
Noise	-	+	+
Can be preloaded	+	-	-
Space around shaft	-	+	++
lubricant	+	-	+

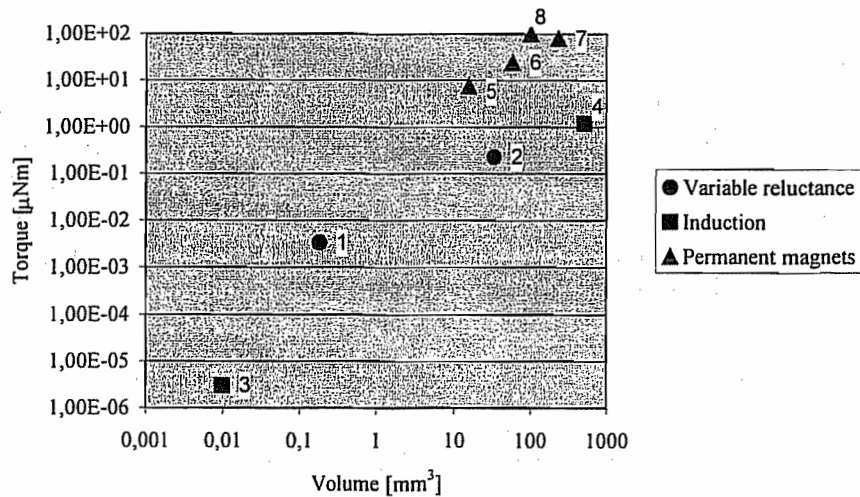
One last thing to have in mind is the fact that the rotating angle is limited for the circular notch hinge contrary to the other bearings.

The piston must be actuated in order to enable fluid displacement. A specific actuator was designed, modelled and built to generate this movement.

The piston alternating angular displacement is 2 degrees wide and maximum working frequency is only 1 Hz which is enough to reach medical requirements regarding the flow rate. The main difficulty was to conceive a micro-actuator capable of developing a torque of 2  $\mu\text{Nm}$  which is very high for such small systems. This is the torque required to deform the circular notch hinge with maximum deflection. Magnetic actuation seemed therefore to be the most suitable for our micropump [ED-P1]. It indeed provides higher force than most of other-type actuation principles like, for instance, electrostatical actuation. In addition, although piezoelectric actuation also develops high forces, magnetic actuation does not require high driving voltages which are unacceptable in implantable systems.

**Table 4. Examples of electromagnetic micromotor characteristics**

	Source	Type	Dimensions $\varnothing \times \text{length}$ (mm)	Speed (rpm)	Torque ( $\mu\text{Nm}$ )
1	Ahn et al.	Var. reluctance	1.4 x 0.12	500	$3.3 \times 10^{-3}$
2	IBM	Var. reluctance	17 x ~0.15	-	0.23
3	Williams et al.	Induction	0.5 x ~0.05	1,050	$3 \times 10^{-6}$
4	Fernandez	Induction	18 x 2	4,500	1.2
5	Minimotor S.A.	Perm. magnets	1.9 x 5.5	100,000	7.5
6	RMB S.A.	Perm. magnets	3 x 8.3	100,000	24
7	Mymotors & actuators GmbH	Perm. magnets	12.8 x 1.8	20,000	80
8	Gilles et al.	Perm. magnets	8 x ~2	85,000	100



**Figure 11. Electromagnetic micromotors torque versus volume**

Several types of electromagnetic micromotors have been described in [ED-P1]. Their features are summarized in table 4 and fig. 11. Figure 11 shows that the torque developed by permanent magnet micromotors is more than one order of magnitude higher than that developed by the other types of usual magnetic micromotors. However, contrary to variable reluctance or induction micromotors, their miniaturization remains limited for technical

reasons explained in [ED-P1]. Indeed, fig. 11 clearly shows that the permanent magnet micromotors examined are nearly all above the 100 mm<sup>3</sup> range.

In spite of the high force developed by permanent magnets motors, the electromagnet was finally preferred to these for the following reasons : its very simple structure makes it convenient to miniaturize and produced force can be easily calculated with accuracy. In addition, the force developed by the electromagnet can be very high using small airgap between moving and non-moving parts. In this micropump, airgap can be limited to very small values as it is related to the piston angular displacement which is only 2 degrees wide. Finally, the brushless permanent magnets micromotor is more suitable for applications requiring continuous rotation which is not the case here.

Almost any design of pump needs at least one valve. Indeed, a valve is a device which controls fluid flow direction, pressure, or flow rate. The selected pump design requires two valves to control the fluid flow direction. So, two check valves are used to allow flow in the right direction, but closes to prevent flow in the opposite direction. The working principle was explained in a past part.

Among all different non-return valves that can be imagined, are the following : ball check valves, with or without retaining spring, needle check valves, also with or without retaining needle spring, etc.

The choice of the good check valve is difficult, because all check valves present advantages and, unfortunately, drawbacks.

The needle check valve is a good tested solution (e.g. in carburettor) but this is difficult to realise at a low scale. It is easier to employ a seat cone-shaped and a ball as moving part. The contact is a line, in so far as the sphericity of the ball and the conicity of the seat are precise enough.

The difficulty to use a non-spring check valve is that there is a non-negligible lap of time before the closing of the valve, source of leakage, the closing depending on the flow and the pressure difference. The use such check valve always implies some leakage flow. The advantage is that the pressure difference has not to be as great as with a spring check valve. So, it reduces the opening energy and consequently, the electric consumption.

All these considerations lead to opt for a non-spring ball check valve.

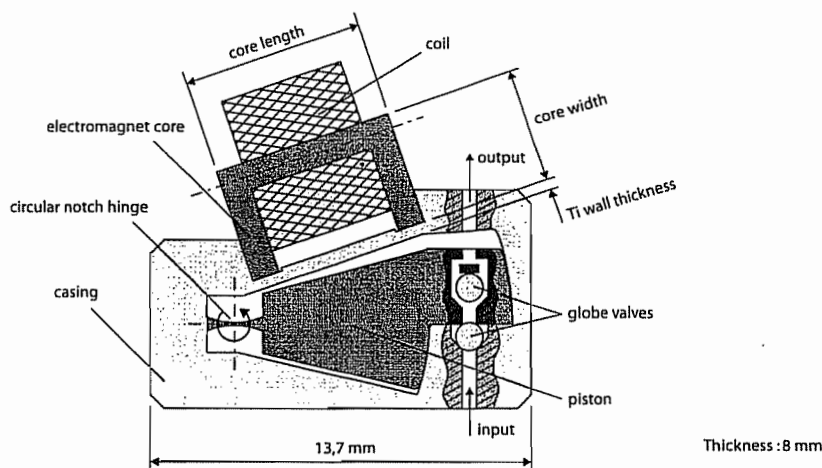


Figure 12.

A micropump schematic view is illustrated on Figure 12. The rotating piston is actuated by an electromagnet. A circular notch hinge is used as piston bearing and guiding system. Two globe valves (one inside the piston and one inside the casing) are used to control fluid displacement during piston rotation. It's important to mention that piston and electromagnet

core are made of magnetic stainless steel whereas casing is made of titanium. The micropump working principle is illustrated on fig. 13.

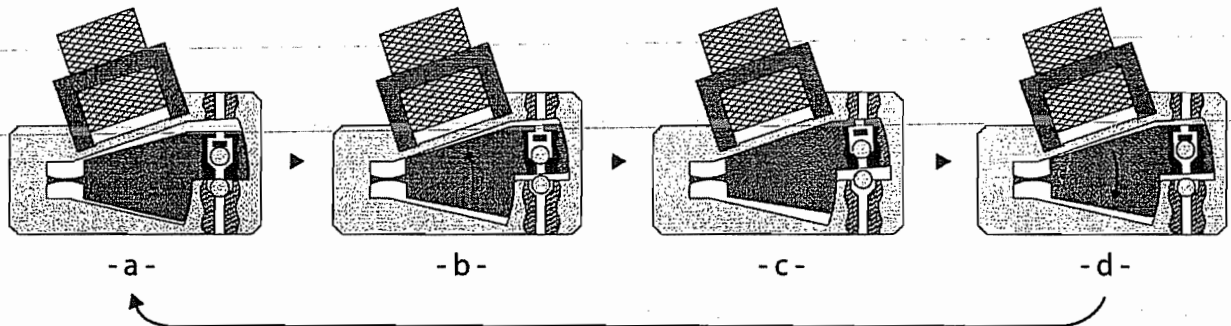


Figure 13.

At rest position (Figure 13a), piston pushes the input valve ball onto its seat which therefore ensures input valve tightness. This piston thrust is due to the elastic return force of the circular-notch hinge (see [PM-P1] for details). Electromagnet is then powered on to trigger piston rotation (Figure 13b). The piston valve ball is pressed on its seat and depression do occur in admission chamber. This depression causes the input valve ball to leave its seat and fluid to fill the admission chamber through input channel. At the other side of the piston, fluid is constrained to leave the ejection chamber through the output channel. This pumping phase ends when the piston reaches its extreme position (Figure 13c). The electromagnet is then powered off and, thanks to the elastic return force of the circular notch hinge, the piston returns to its rest position (Figure 13d). The overpressure which do occur in the admission chamber causes the input valve ball to be pressed on its seat. Fluid is transferred from admission chamber to ejection chamber through the piston valve. The piston valve ball is indeed not maintained on its seat and fluid is free to flow through the piston valve. This pumping phase continues until the piston reaches its rest position (Figure 13a). The full pumping cycle is then ready to start again.

## 5 Constitutive parts

### 5.1 Circular notch hinge

Alloys titanium (TiAl6V4) hinges with thickness from 66 to 175  $\mu\text{m}$  were manufactured using Wire Electrical Discharge Machining (WEDM). The part to be manufactured is placed in dielectric solution and voltage difference between the conductive part and the wire produce electrical arc forming smelts and vaporizing the material locally.

The first step was to determine the geometry of the hinge (mainly the diameter and the thickness) to have a good compromise between two exigencies: the hinge has to be sufficiently stiff to come back with an elastic return to its original rest position, but not to stiff because it will be moved with an electro magnet. It has also to use so few energy as possible to actuate the hinge (the battery as a fixed autonomy). The calculation procedure is described in a previous article ([PM-P1]).

There is also an additional constraint: the technical limitation fixed by the manufacturing process and by the machine in use.

## 5.2 Electromagnet

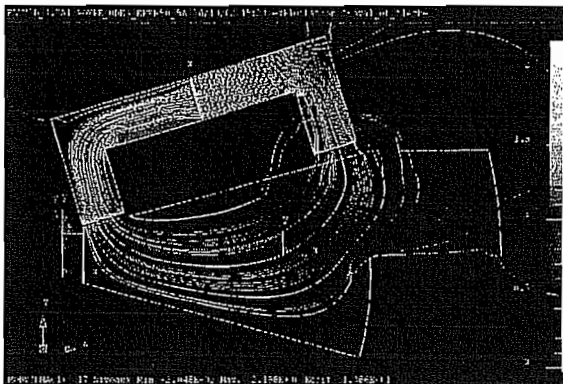
Finite elements modellings were performed to optimise the force developed by the electromagnet and its size. These were made using finite elements software Flux3D<sup>®</sup> from Cedrat Corporation. The system modelled (with flux lines and magnetic induction) is illustrated on Figure 14 (non-magnetic elements are not represented as they have no influence on the magnetic flux).

Before enumerating the modelling parameters, it is important to recall that, for such a electromagnet, electromagnetic force decreases quadratically with airgap length. In this micropump, airgap between piston and core is related to the piston rotation angle and to the titanium wall (between piston and electromagnet) thickness. This wall ensure tightness between the pumping chamber and the place where stand the electromagnet. Obviously, this wall should be as thin as manufacturing processes allow it to increase performances.

So, studied parameters were (see fig. 12) :

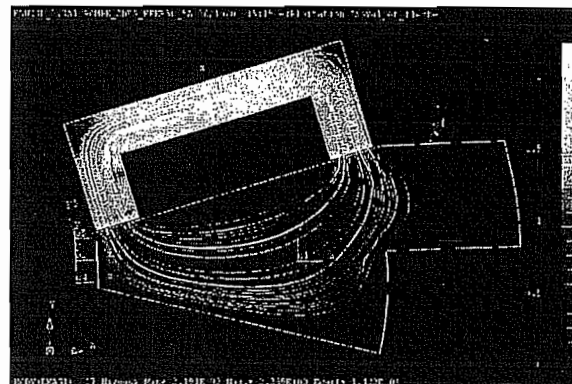
- Core length
- Core width
- Core thickness
- Titanium wall thickness

Current density inside the coil was set to 30 A/mm<sup>2</sup> during all modellings. This quite high value can be reached thanks to the electromagnet discontinuous working. Coil cooling does indeed occur between current pulses.



- a -

piston position : 0° (airgap maximum)



- b -

piston position : 2° (airgap minimum)

**Figure 14.**

As all parameters were optimised in the same way, we will only describe in details the study of core height. It is important to mention it was decided that actuator thickness must be less than 8 mm. So, if core thickness increases, coil thickness must decrease. The coil current must thus be lowered to maintain constant current density inside the coil. All other parameters were unchanged during core thickness variation. Figure 15 shows the modelling results. Developed torque linearly increases with core thickness for low core thickness values. It reaches a maximum for 3.5 mm core thickness and then decreases. This maximum represents the best compromise between increasing core thickness and decreasing coil current.



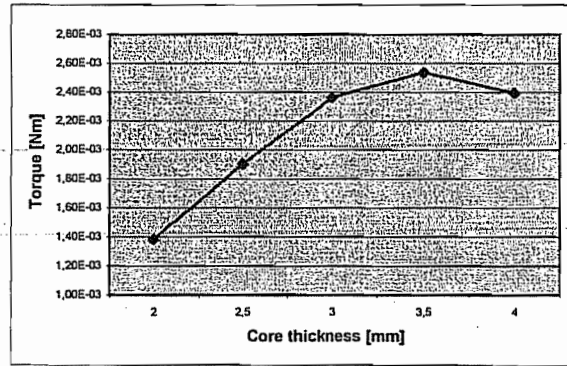


Figure 15.

As mentioned above in this section, necessary torque to deform the circular notch linearly varies from 0 to 2 mNm with piston rotation. For security purpose, we decided to choose modelling parameters so that 2 mNm torque is produced by the actuator even for the piston position where airgap length is maximum. This torque can be reached with the following parameters values :

- Core length = 4.5 mm
- Core width = 1.0 mm
- Core thickness = 3.5 mm
- Titanium wall thickness = 0.05 mm
- Current = 335 mA
- Coil windings number = 400

Figure 16 represents torque versus position for these parameters values.

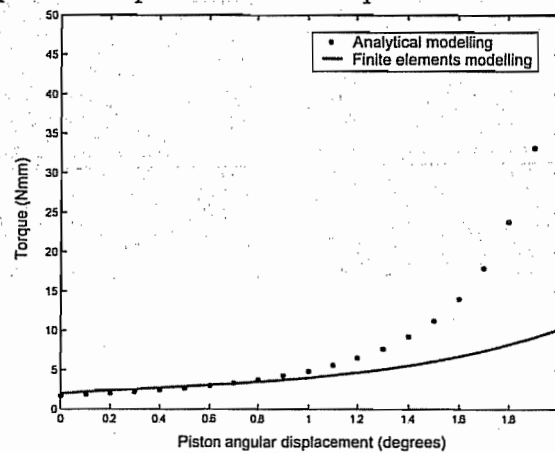


Figure 16.

These finite elements modellings need more time and are more tedious than analytical modellings but their results are also far more accurate.

Using a simple analytical model, the torque developed by the electromagnet can be expressed by

$$Torque = \frac{\mu_0 A n^2 I^2}{2} \frac{da(\theta)}{a(\theta) d\theta}$$

where

- $\mu_0$  is the airgap permeability
- $A$  is the surface of the airgap section
- $n$  is the number of coil windings



- $I$  is the coil current
- $\theta$  is the piston angular displacement
- $a(\theta)$  is the airgap length

Results for the same parameters values as those used in the finite elements modellings are illustrated on fig. 16. It shows that analytical and finite elements modellings agree with each other for low piston angular displacement. Differences between the two modellings for high  $\theta$  values are due to the magnetic saturation which is not taken into account in the analytical model.

It plainly shows that finite elements modellings are necessary to accurately foresee the electromagnet behaviour.

### 5.3 Globe valves

It's simply constituted by a ball which moves relatively to a seal. When the ball is on the seal, the check valve is closed and no fluid can pass trough the check valve. In the case of deficiency of this kind of valve, a spring can be added to reach the expected performances.

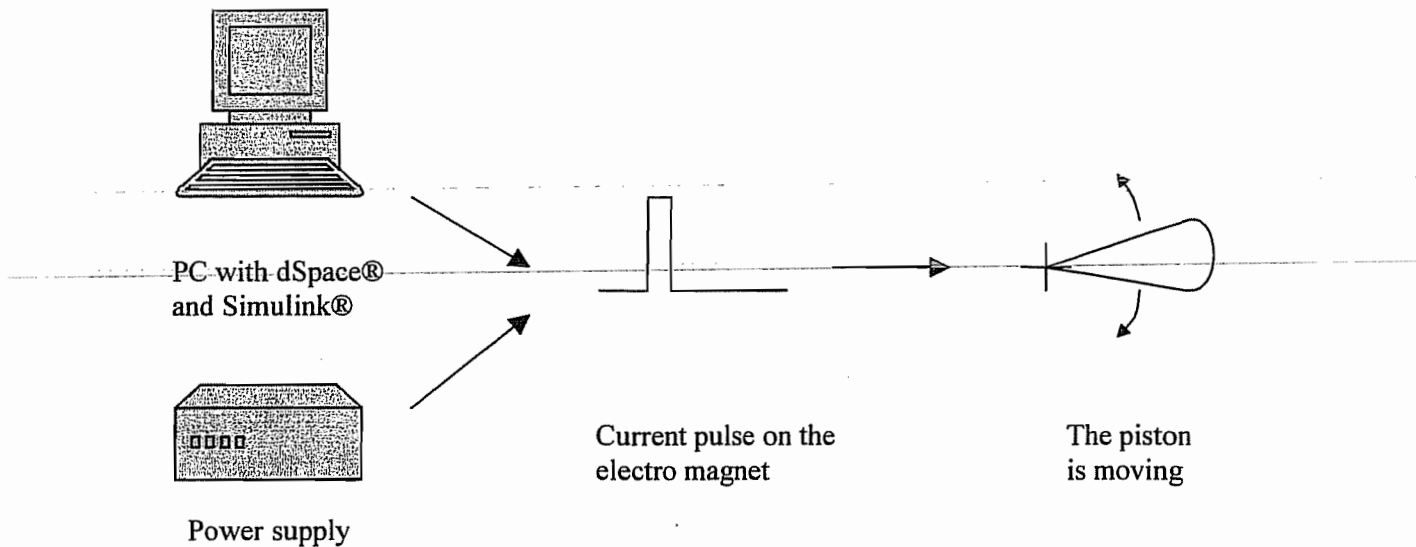
### 5.4 Electronic

The working principle of an electro-magnet is very simple, to actuate it, the coil has to be feed with current. To give an alternating movement to the piston, the generation of a current pulse is needed. In a first time the software dSpace® was used to do that. The main characteristics of the dSpace® controller board are in the table 5.

Reference	DS1102 DSP Controller board
Analog input	2 parallel 16-bit channels 2 parallel $\pm 10$ V input voltage range
Analog output	4 parallel 12-bit channels $\pm 10$ V output voltage range
Digital I/O	16 digital I/O lines Capture/compare unit with 8 channels PWM generation on up to 6 channels
Incremental encoder interface	Two parallel input channels for two phase lines and one index line each. 24-bit position counter
Physical characteristics	Power supply 5 V, 1.5 A and $\pm 12$ V, 100 mA

**Table 5. characteristics of dSpace controller board**

This software generates, receives and treats in real time electronic signals. Once the signal was created with dSpace®, it was amplified with a small dedicated circuit and power supplies (see fig. 17). It was required to use such a system because dSpace® cannot provide power signals. A next step in this project is to confine the function realised by dSpace in a micro chip inside the body of the patient, with a possibility of programming it from the outside (with infra-red for example).



**Figure 17. General scheme of the Electronic Control of the pump**

## 5.5 Biocompatible materials

The conference of the European society on biomaterials which took place in Chester in 1986 has defined a biocompatible material by the appellation 'non living material used in a medical device build to interact with biological systems'. This definition didn't take into account the tolerance notion (from the tissue to stranger bodies) and the biostability notion (chemical and physical stability of the materials inside the human body). The biocompatibility notion has however largely evolved during these last ten years by the use of different terms: negative biocompatibility, enlarged biocompatibility and finally the actual term of bioactivity. The negative biocompatibility is essentially characterized by the non toxic and inertial aspect of the material and is describe through all the aspects the material doesn't need to possess (non degradability, non irritability, non carcinogenic, non toxic, non allergenic,...).

The enlarged biocompatibility is characterized through the capacity owned by the material to realize a novel application with an appropriate host answer.

This new notion signifies that an active recognition of the material by the body is most appropriate than a non recognition.

Finally, the bioactivity characterizes the capacity of the material to react the living tissue, showing clearly the out of date of the inertial notion.

The biocompatibility is however a non intrinsic propriety of the material as it is often thought. A material will be rather said biocompatible in function of the conditions in which he will be used: the shape, the surface quality, the part presentation (molded, extruded, tissues, films, wires, cable,...).

So, none material will be univocal qualified as biocompatible.

A classification of all the biocompatible materials has been made in the document 'Synthèse actuelle sur les matériaux biocompatibles'.

This study has shown several possibilities for the use of biocompatible materials for an implantable pump.

The biocompatible materials should satisfy the class VI certification from the 10993 European norm which cover medical devices.

Those materials should firstly be compatible with the body temperature which oscillate around 37-42°C to avoid any material degradation. The housing must satisfy the 6 tests which qualify a long term (>29days) medical implantable device: cytotoxicity, sensibilisation,

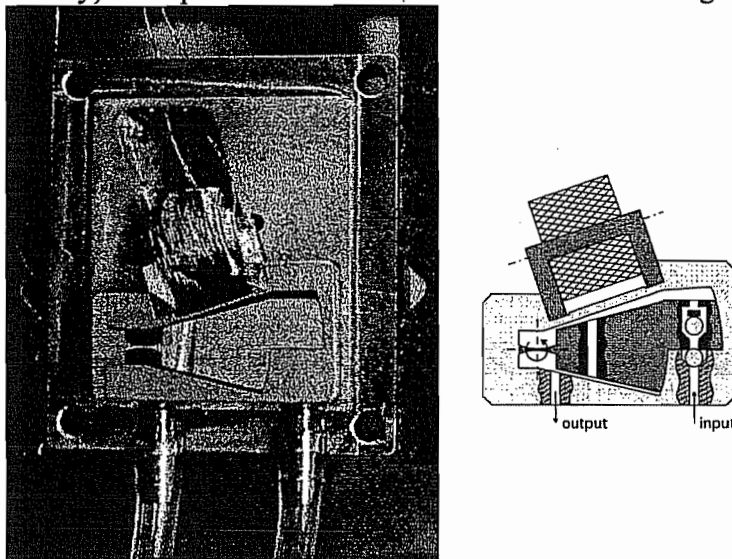
genotoxicity, implantation, chronic toxicity and cancerogenicity. The pump body doesn't need to satisfy these tests but need at least to be compatible with the medication agent. So, for the mechanical point of view, the choice was made to use the well known titanium alloy (EN-TiAl6V4) for all the non magnetic parts and the EN-X20Cr17 for the magnetic parts. The valve balls will be made in ruby to obtain the most perfect surface state as possible in the aim to guaranty an optimal watertightness.

## 5.6 Components integration

The aim of this part is to hold all the different pieces of the pump together and to ensure a certain sealing. The piston, the "envelope", the core of the magnet and the coil, in and out tubing, find their place in the casing.

The choice not to include the insulin tank in this casing was made mainly to minimize the most possible the size of the pumping system, and to make the pump independent of this tank. So it could be used for other applications, and with other fluids. Similarly, the battery is not included in the casing. The two parts of the casing are hold together with 4 screws.

The material chosen to build the casing was a titanium alloy in order to be biocompatible (it is placed in the human body). The procedure used to manufacture the casing was milling.



**Figure 18**

Figure 18 shows one half of the casing with inside the piston and the "envelope", the electromagnet, the in and out tubings. One can also see the four holes for the screws.

In a first time, the global sealing of the pumping system is realized by pressing all the parts together. The cavity inside the casing tight the two parts together (piston and "envelope") and provide the sealing of the pumping system. The two half of the casing are fixed together with screws providing also the sealing. There are differents possibilities to have a better sealing if it is needed. A thin layer of sealing substance (Loctite®) can be added between the two parts in contact. Or a thin joint can be used. If the joint is not as thin, it can make fallen the performances of the pump or destroy it completely...

The small number of parts is advantageous regarding the assembly.

## 6 Modelling of the micropump behaviour

Let us quote the dimensionless coefficients characterizing the geometry of the pump. All these parameters will be defined and their illustration will be given thereafter.

$r_1$  radius of the base of the pallet,

$\rho_p = r_p / r_1$   $r_p$  corresponds to the radius of the piston,

$\lambda_p = l_p / r_1$   $l_p$  corresponds to the length of the piston,

$H = h / r_1$   $h$  corresponds to the gap in the pump,

$\alpha$   $\alpha$  corresponds to the angular extension of the pallet,

$\theta$   $\theta$  corresponds to the angular course of the pallet,

$\varepsilon = e / r_1$   $e$  corresponds to the thickness of both pallet and piston.

### 6.1 Hypotheses

The following hypotheses are used in all the calculations,

- the action of solid friction is neglected,
- the flow is laminar,
- constant gap in all direction. However it is probably different for the flanks or for the annular part,
- the effect of gravity is not taken into account,
- it is considered that speed is instantaneously reached (the acceleration is infinite)

When computing the couple, the pressures are supposed constants on each side of the piston during all the pumping procedure.

When calculating flow rate, it is assumed that it is determined by the phase of pumping (transfer of the fluid from the tank to the aspiration chamber). All the head losses to the pump are neglected.

### 6.2 Torque calculation

The first couple can be the couple due to the pressure difference between the aspiration chamber and the transfer chamber. This pressure difference is necessary for the operation of the pump (think of check valves). It's evidence that greater this pressure difference is, greater will be the pressure couple. It is thus a question of making a compromise between the need for having a depression in the tank to avoid any escape of liquid and that evoked here, which is to have the weakest possible couple, for a question of life time of the pile, and thus of the pump.

The geometry of the moving part subject to the difference in pressure is illustrated in fig. 19 :

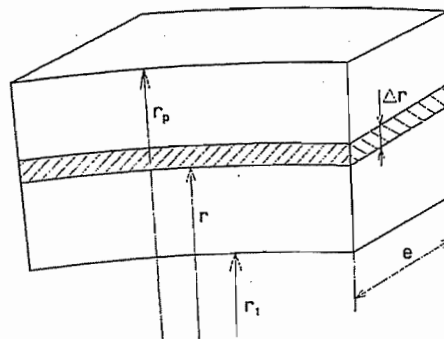


Figure 19. Active part of the palette (piston)

The pressure couple is calculated like following,

$$C_p = \int_{r_1}^{r_p} dC_p = \int_{r_1}^{r_p} (p_2 - p_1) e r dr = \frac{e}{2} (p_2 - p_1) (r_p^2 - r_1^2).$$

Introducing the previously definite non-dimensional parameters, this gives

$$C_p = \frac{r_1^3}{2} \Delta p \varepsilon (\rho_p^2 - 1)$$

The introduction of a new dimensionless number characterising the pressure,  $P = \Delta p / \mu \omega$ , allows to put the equation as,

$$C_p = \frac{\mu \omega r_1^3}{2} P \varepsilon (\rho_p^2 - 1) = \mu \omega r_1^3 \Phi_p$$

One can then plot the curve of  $\Phi_p$  according to the parameter P, which is simply a straight line. For a given values of P that is a fixed difference in input-output pressure, a given fluid and a given speed, it is easy to find, from this curve, the pressure torque which will enter in action.

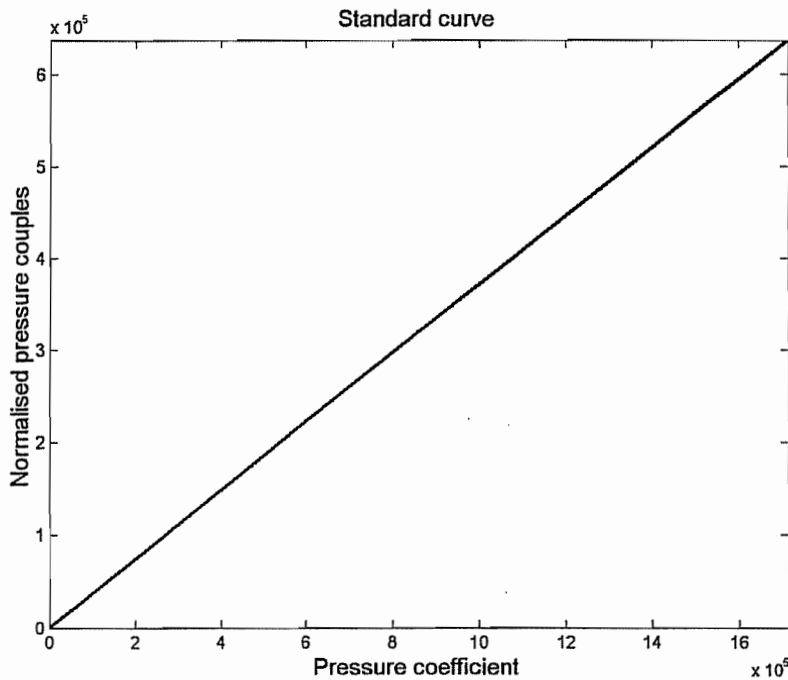


Figure 20. Standardised pressure torque

The second torque is the viscous friction couple. This couple is due to fluid friction between the pallet and the flasks of the pump housing. To calculate it, let us distinguish 2 zones as illustrated on fig. 21.

The first one (1) corresponds to the nipple which is the principal active part of the pallet, the second one (2) corresponds to the remainder of the pallet.

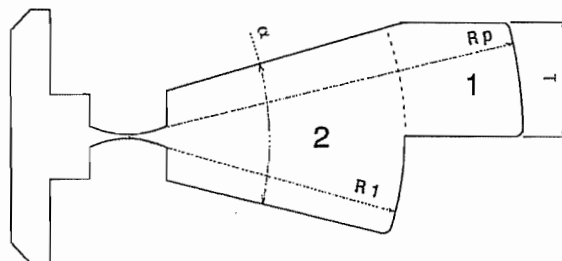


Figure 21. Geometry of the pallet

The contribution of each zone will be computed separately and the results will be added after. In each zone, we can still consider two parts : the first corresponding to the flasks and the second to the annular part of the pallet.

In the first zone, owing to the weak angular extent of the nipple, the arc of circle may be assimilated to its cord which leads to confounding the length of the nipple with L .

The elementary couple being exerted on a section thickness  $\Delta r$ , located at a radius r of the centre of the pallet (see figure 1) has the following expression,

$$dC = \tau_{xy}|_{y=h} l r dr$$

As the constraint of viscosity is already known, namely,

$$\tau_{xy}|_{y=h} = \mu \frac{V}{h} + \frac{h}{2l} (p_2 - p_1), \text{ where } h \text{ corresponds to the thickness of fluid film.}$$

One only has to replace the speed V by its value  $\omega r$ , and integrate the result on both faces, which leads to

$$C_{11} = 2 \int_{r_1}^{r_p} \left[ \mu \frac{l \omega r^2}{h} + \frac{h}{2} (p_2 - p_1) r \right] dr = \frac{2}{3} \mu \frac{l \omega}{h} (r_p^3 - r_1^3) + \frac{h}{2} (p_2 - p_1) (r_p^2 - r_1^2).$$

Introducing the dimensionless numbers defined before, this reduces to

$$C_{11} = \mu \omega r_1^3 \left[ \frac{2}{3} \frac{\lambda}{H} (\rho_p^3 - 1) + \frac{1}{2} PH (\rho_p^2 - 1) \right] = \mu \omega r_1^3 \Phi_{11}$$

The contribution of the second part (annular part) of this zone is very simple,

$$C_{12} = \tau_{xy}|_{y=h} l e r_p = \left[ \mu \frac{\omega r_p^2}{h} + \frac{h}{2l} (p_2 - p_1) \right] l e r_p = \mu \frac{\omega r_p^2}{h} l e + \frac{h}{2} (p_2 - p_1) e r_p$$

or, in dimensionless form,

$$C_{12} = \mu \omega r_1^3 \left( \frac{\rho_p^2}{H} \lambda \varepsilon + \frac{H}{2} P \varepsilon \rho_p \right) = \mu \omega r_1^3 \Phi_{12}$$

The contribution of the second zone is easy to compute. Indeed, considering that the effect of pressure is not transmitted in this zone of the pallet, the second term of the expression of the viscosity stress vanishes, leading to

$$\tau_{xy}|_{y=h} = \mu \frac{V}{h}$$

The first part will thus be subjected to a couple,

$$C_{21} = 2 \int_0^{r_1} \left( \mu \frac{\omega r}{h} \right) \alpha r^2 dr = \frac{\alpha}{2} \mu \frac{\omega}{h} r_1^4$$

Or, using the dimensionless numbers,

$$C_{21} = \mu \omega r_1^3 \frac{\alpha}{2H} = \mu \omega r_1^3 \Phi_{21}$$

Finally, the annular part of extension  $\alpha/2$  to the radius  $r = r_1$  has a contribution

$$C_{22} = \left( \mu \frac{\omega r_1}{h} \right) \frac{\alpha}{2} e r_1^2 = \frac{\alpha}{2} \mu \frac{\omega r_1^3}{h} e$$

that is, with the dimensionless number,

$$C_{22} = \mu \omega r_1^3 \frac{\alpha}{2} \frac{\varepsilon}{H} = \mu \omega r_1^3 \Phi_{22}$$

Summing the four contribution, the total couple due to the viscosity of the fluid is obtained,

$$C_\mu = C_{11} + C_{12} + C_{21} + C_{22} = \mu \omega r_1^3 (\Phi_{11} + \Phi_{12} + \Phi_{21} + \Phi_{22}) = \mu \omega r_1^3 \Phi_\mu$$

where,

$$\Phi_{11} = \frac{2}{3} \frac{\lambda}{H} (\rho_p^3 - 1) + \frac{1}{2} PH (\rho_p^2 - 1)$$

$$\Phi_{12} = \frac{\rho_p^2}{H} \lambda \varepsilon + \frac{H}{2} P \varepsilon \rho_p$$

$$\Phi_{21} + \Phi_{22} = \frac{\alpha}{2H} (1 + \varepsilon)$$

Curves of the normalised couple versus the reduced gap may be plotted, for various values of the pressure coefficient P. It is worthy of note that in the preceding expression of the viscosity couple, some terms are increasing functions of H while other ones are decreasing functions of this variable. This allows us to rewrite it under the following form:

$C_\mu = AH + \frac{B}{H} + C$ . The curves of the viscosity couple according to the clearance takes the following form.

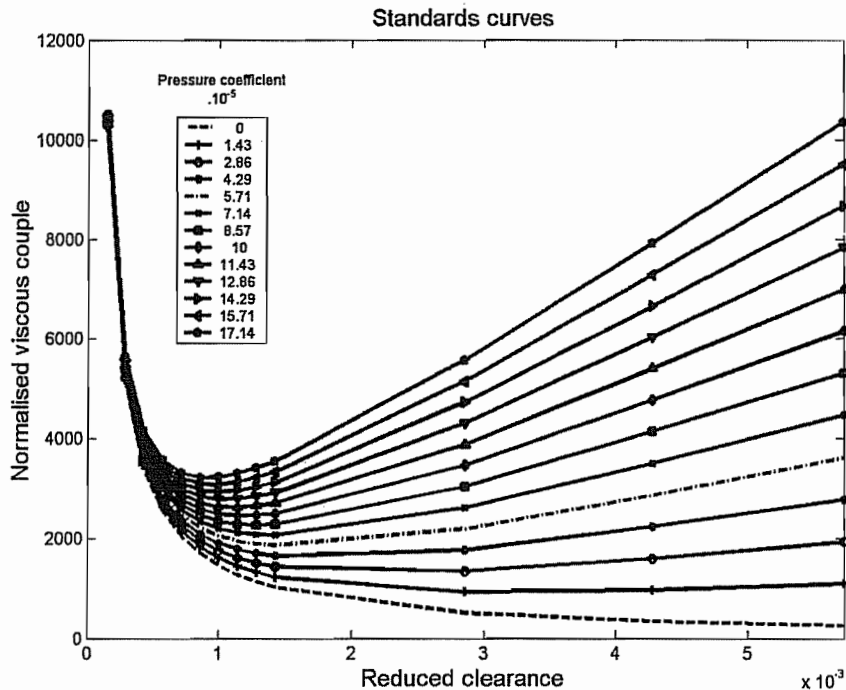


Figure 22. Diagram of  $\phi_\mu = f(H, P)$

We note that these curves present a minimum. It is thus possible to determine the optimal clearance H which minimises the resistive torque. This optimal clearance depends however on the angular velocity of the pallet, whose influence is included in the P parameter.

Deriving the expression of the couple, one obtains

$$\frac{dC_\mu}{dH} = A - \frac{B}{H^2}$$

Thus, the optimal clearance is given by

$$H_{opt} = \sqrt{\frac{B}{A}}$$

Replacing A and B by their numerical values leads to

$$H_{opt} = \sqrt{\frac{\frac{2}{3}\lambda(\rho_p^3 - 1) + \rho_p^2\lambda\varepsilon + \frac{\alpha}{2}(1 + \varepsilon)}{\frac{1}{2}P(\rho_p^2 - 1 + \varepsilon\rho_p)}}$$

It is clear that the optimal play is inversely proportional to the square-root of the pressure difference between the entry and the exit. In fact,

$$h_{opt} \div \frac{r_1\sqrt{\mu\omega}}{\sqrt{\Delta p}}$$

Now, as the clearance cannot be reduced without limit, the pressure difference will have to be limited upperly in order to minimise the viscous couple.

All these resistive torques will be added to that of the notch hinge to dimension the power of the actuator, depending on the geometry.

In our application for a rotation speed of 10 rad/s and a pressure difference of 0.1 bar, our model gives an optimal clearance of 7 μm. The corresponding resistive torque is  $C_\mu = 7.05 \cdot 10^{-3}$  Nmm and  $C_p = 1.275$  Nmm.

### 6.3 Modelling of the globe valves

The distribution system of the pump is constituted by two check valves whose positions were described in a previous section. The following picture represents one of the check valves. The movement of the ball is given only by the movement of the fluid,  $V_f$ . (No spring is included.) Pushed by the fluid, the ball has his own speed,  $v_b$ .

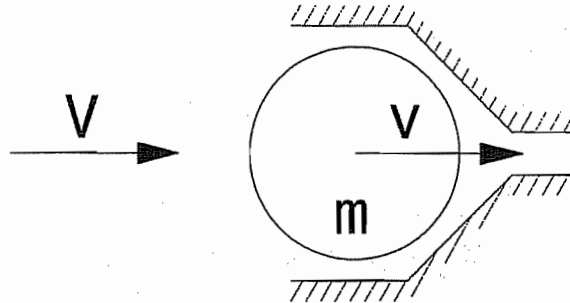


Figure 23. Simplified geometry of the globe valve

At the end of each phase (aspiration - repression, transfer), the check valves aren't instantaneously closed. The ball needs some time to rejoin the seal and stop the flow. During this time, some fluid passes trough the opening.

To evaluate the loss of volume, let's start from the motion equation of the ball. The force applied to the ball is the aerodynamic trail,  $6\pi r_b \mu_f v_b$ , where  $r_b$  is the radius of the ball and  $\mu_f$  the dynamic viscosity of the fluid. The motion verifies thus the equation,

$$m_b \frac{dv_b}{dt} = 6\pi r_b \mu_f (V_f - v_b)$$

The solution is the sum of a particular solution and the solution of the homogeneous equation,

$$v_b = V_f + Ae^{-\alpha t}, \quad \alpha_c = \frac{6\pi r_b \mu_f}{m_b}$$

The initial condition  $v_b(0) = 0$  leads to  $A = -V_f$ .

The law of movement of the ball is founded from integration, with the initial condition  $x_b(0) = 0$ . This leads to



$$x_b = V_f \left[ t - \frac{1}{\alpha_c} (1 - e^{-\alpha_c t}) \right]$$

The necessary time to reach a distance  $l_b$  is calculated by developing the expression in bracket in series. setting  $\alpha_c = \frac{1}{T_c}$ , the following result is found

- $\frac{t}{T_c} \approx \sqrt{\frac{2l_b}{V_f T_c}}$  if  $\frac{t}{T_c}$  is small,
- $\frac{t}{T_c} \approx \frac{l_b}{V_f T_c} + 1$  if  $\frac{t}{T_c}$  is great (it is an upper bound).

The variable  $T$  will be called the *period*. Its expression is

$$T_c = \frac{m_b}{6\pi r_b \mu_f} = \frac{\rho_b \frac{4}{3} \pi d_b^3}{6\pi \mu_f \frac{d_b}{2}} = \frac{4}{9} \frac{\rho_b d_b^2}{\mu_f} = \frac{4}{9} \frac{\rho_b d_b^2}{\rho_f \nu_f}$$

For a bypass section  $S$  supposed maintained constant until complete closing, the volume of lost fluid  $V_l$  is thus at most

$$V_l = V_f S t = V_f S \left( \frac{l_b}{V_f} + T_c \right) = S \left( l_b + \frac{4}{9} \frac{\rho_b d_b^2}{\rho_f \nu_f} V_f \right)$$

Let's put this expression in a dimensionless form,

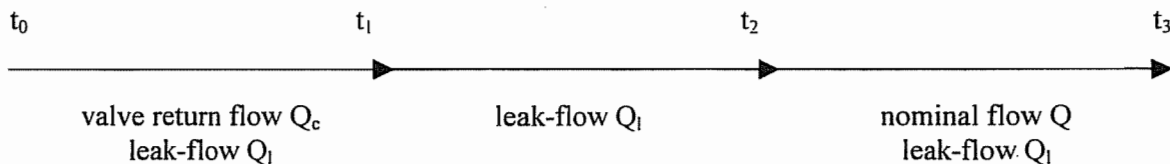
$$\begin{aligned} \frac{V_l}{S l_b} &= 1 + \frac{4}{9} \frac{\rho_b d_b^2 V_f}{\rho_f \nu_f l_b} \\ &= 1 + \frac{1}{\alpha_c l_b} \end{aligned}$$

This last expression allows to evaluate the lost volume in a check valve and thus the lost flow. If a spring is added, the equation of motion has to be adapted.

## 6.4 Flow rate of the pump

As it was explained in the part devoted to the main hypotheses, it is assumed that the flow rate is determined by the phase of pumping (transfer of the fluid from the tank to the aspiration chamber, as illustrated in fig. 24). Moreover, we'll neglect all the head losses to the pump.

In order to compute the flow rating of the pump, one has to understand all phenomena which appear during one stroke. What occurs may be represented on a line of time, with the events which determine the separation between phases. These events are the start time of the stroke,  $t_0$ , the closing of the transfer valve,  $t_1$ , the opening of the admission valve,  $t_2$ , and the end of the stroke,  $t_3$ . During the consecutive phases, different sources intervenes to form the flow. They are the return flow of the transfer check valve, the leak-flow in the gap and the nominal flow.



The following figure shows the direction of the different flows, when the pallet moves with an angular speed  $\omega$  (the leak flow is divided on the *Couette* flow,  $Q_{lc}$ , and the *Poiseuille* flow,  $Q_{lp}$ , as explained later). This figure illustrates the initial configuration, the volume of the admission chamber being about zero.

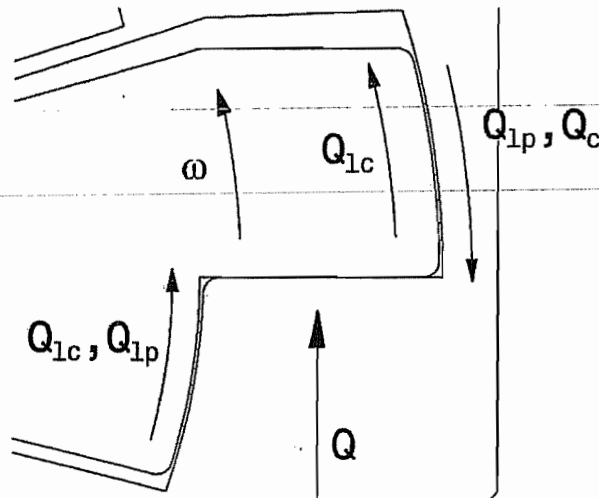


Figure 24. Flow components of the global flow rate

Let's introduce a coefficient which will be called intermittence factor. The purpose of this one is to take into account the fact that the forward motion of the piston only takes a part  $t$  of the total period  $T$ . It is thus logical to introduce the factor  $f = t/T$ , where  $t$  is the time of pumping ( $t_3$ ) and  $T$  the period. This is represented on a line of time as follows



During the first time (pumping), the pallet moves on an angle  $\theta$  at a speed  $\omega$ . During the second time, the pallet moves on the same distance, at a speed  $\omega_2$ . Thus,

$$\omega t = \omega_2 (T - t) \Rightarrow \frac{t}{T} = \frac{\omega_2}{\omega + \omega_2}$$

If the pallet moves at the same speed in the two directions, the intermittence factor is equal to  $1/2$ .

The net flow rate of the pump will be obtained by subtracting from the direct flow rate related to piston motion the loss due to the internal clearance into the pump (leak-flow) and the fact that the check valve does not close instantaneously.

Now, the leak flow may be split in two different phenomena. The first one is due to the movement of the pallet and is a *Couette* flow, in the same direction as the pallet. The speed of the fluid is, if  $y$  measures the distance, in the clearance, from the motionless wall,  $u_c = \frac{V_y}{h}$ .

The second phenomenon comes from the pressure difference between the two chambers and is a *Poiseuille* flow. This flow is oriented from the high pressure to the low pressure. Its expression is  $u_p = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} (hy - y^2)$ .

This is the basis of the flow rate evaluation. It has to be noted that the flow rate due to the clearance change according to the phase.

- In the first phase, there is no pressure gap and the flow is given by

$$Q_{lc} = \int_0^h \left( 2 \int_{r_1}^{r_p} u_c dr + e u_c \Big|_{r=r_p} - e u_c \Big|_{r=r_1} \right) dy = \frac{\omega h}{2} (r_p^2 - r_1^2 + e(r_p - r_1))$$

Time  $t_1$ , the time needed by the check valve ball to reach the seal may be evaluated as follows. In fact, when considering the pallet movement, the maximal distance is  $l_b$ , that is the clearance of the ball. So,  $t_1 = l_b / \omega r_{pb}$ , when  $r_{pb}$  is the distance from the ball to the rotation centre of the pallet.

- In the second phase, one must add the flow due to the pressure growth, which depends on the time. The initial volume is  $V_0 = e(r_p^2 - r_1^2) \frac{l_b}{r_{pb}}$ , the pressure difference  $\Delta p = (p_1 - p_2)$  depends on the volume rise, obeying to the relation  $\frac{dV}{V_0} = -\chi dp$  ( $\chi = 5 \cdot 10^{-10} \text{ Pa}^{-1}$  in the case of water).

The volume variation  $dV$  is evaluated as follow,  $dV = e(r_p^2 - r_1^2) \omega dt$ . It is clear that the pressure decrease is proportional to the time. One has thus an expression of  $dp$ , depending on the time, which may be placed in the expression of the flow of *Poiseuille*,

$$u_p = -\frac{1}{2\mu l_p} \frac{r_{pb} \omega dt}{l_b \chi} (hy - y^2)$$

The flow rate at time  $t$  is equal to,

$$Q_p = -2 \int_{t_1}^t \int_0^h \left( \int_{r_1}^{r_p} u_p dr + 2eu_p \right) dy dt = -\frac{h^3}{6\mu l_p} (r_p - r_1 + 2e) \frac{r_{pb} \omega}{\chi l_b} (t - t_1)$$

Finally, the flow rate will be represented by a mean between two times  $t_1$  and  $t_2$ ,

$$Q_{p_{t_1 \rightarrow t_2}} = -\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} \frac{h^3}{6\mu l_p} (r_p - r_1 + 2e) \frac{r_{pb} \omega}{\chi l_b} (t - t_1) dt = -\frac{h^3}{12\mu l_p} (r_p - r_1 + 2e) \frac{r_{pb} \omega}{\chi l_b} (t_2 - t_1) = \frac{h^3}{12\mu l_p} (r_p - r_1 + 2e) \Delta p$$

- In the third phase, the pressure is stabilised and the flow due to the *Poiseuille* speed is given by

$$Q_p = \frac{h^3}{6\mu l_p} (r_p - r_1 + 2e) \Delta p$$

The flow due to the check valve has already been evaluated in a previous section. Explicitly,

$$Q_c = \frac{V_1}{t_1} = \frac{S_c l_b}{t_1} \left( 1 + \frac{1}{\alpha_c} \frac{V_f}{l_b} \right)$$

However, the ball is here considered to be motionless. Thus, this last relation is no more usable. The flow rate due to the check valve added to the flow rate due to the clearance must compensate the variation in volume of the aspiration chamber, during time  $t_1$ .

The nominal flow rate is evaluated as,

$$Q = \int_{r_1}^{r_p} e \omega r dr = \frac{\omega e}{2} (r_p^2 - r_1^2)$$

Finally, the global flow rate is a combination of these different contributions. The start time,  $t_0$ , is assumed to be 0, so that

$$\begin{aligned} Q_g &= f \frac{1}{T} \left[ Q(t - t_2 - t_1) + Q_c(t - t_1) + Q_{p_{t_1 \rightarrow t_2}}(t_2 - t_1) + Q_p(t - t_2) \right] \\ &= \frac{1}{T} \left[ Q(t - t_2 - t_1) + Q_c(t - t_1) + Q_p \left( t - \frac{t_1 + t_2}{2} \right) \right] \end{aligned}$$

The time  $t_1$  was already defined. The end of stroke takes place at a time  $t = \theta / \omega$ . The time  $t_2$  can be found by the compressibility relation,  $\omega r_{pb} (t_2 - t_1) = -l_b \chi \Delta p$ , where  $\Delta p = -10^4 \text{ Pa}$  and so,

$$t_1 + t_2 = t_1 \left( 2 - \chi \Delta p \left( \frac{r_{pb}}{l_b} \right)^2 \right)$$

Dividing  $Q_g$  by  $\omega r_1^3$  and replacing all times by their values, we find the following dimensionless expressions, introducing the new dimensionless number  $K = \chi \mu \omega$ ,  $\lambda_b$  and  $\rho_{pb}$ , defined as the others.

$$D_g = \frac{Q_g}{\omega r_1^3} = D_0 + D_1 P$$

$$D_0 = f \frac{\varepsilon}{2} (\rho_p^2 - 1) \left( 1 - 2 \frac{\lambda_b}{\rho_{pb} \theta} \right) + f \frac{H}{2} (\rho_p - 1) (\rho_p + 1 + \varepsilon) \left( 1 - \frac{\lambda_b}{\rho_{pb} \theta} \right)$$

$$D_1 = f P (\beta + \delta P)$$

$$\beta = \frac{\varepsilon}{2} (\rho_p^2 - 1) K \frac{\rho_{pb}}{\lambda_b \theta} + \frac{H^3}{6 \lambda_p} (\rho_p - 1 + 2\varepsilon) \left( 1 - \frac{\lambda_b}{\rho_{pb} \theta} \right)$$

$$\delta = \frac{H^3}{6 \lambda_p} (\rho_p - 1 + 2\varepsilon) K \frac{\rho_{pb}}{2 \lambda_b \theta}$$

The global dimensionless flow rate is plotted for different reduced clearances. The last equations do not depend on the pallet speed, thus our curves are usable for all rotation speed  $\omega$ . In fig. 25, the pressure difference is positive in order to have a curve in the first quadrant.

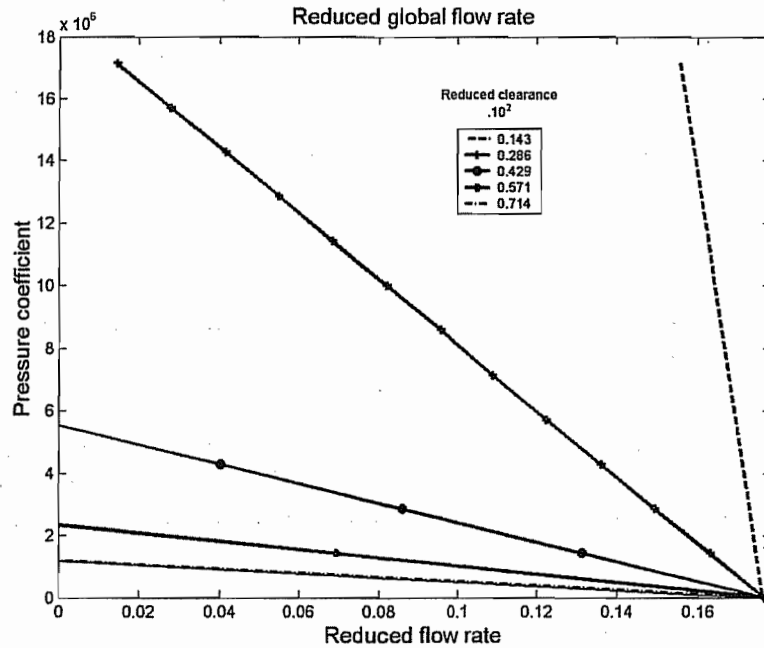


Figure 25. Curves of  $D_g$  for different reduced clearance

In our application, this modelling give, with the parameters defined previously,  $Q_g = 600 \mu\text{l/s}$ .

## 7 Tests and measurements

The last presented prototype was machined and assembled. A preliminary test was made to verify the operation of the pump. This has showed a problem of leakage. Further tests will be carry out only when this problem will be resolve.

## **7.1 Choice of the dimensionless variables**

According to the modelling, the dimensionless parameters will be the pressure coefficient  $P$ , the global dimensionless flow rate  $D_g$  and the reduced clearance. Thus, one curve will be obtained for the clearance of the pump and this will permit to predict the global flow of the pump for all rotation speed of the pallet and to determine the right speed which gives the desired global flow rate.

## **8 Conclusion**

An innovative implantable pump prototype was designed. This was based on a serious study of the state of the art of the existing implantable drug delivery device. The choice was oriented for to be independent of all existing device.

When the design was finished, a study was made to evaluate the resisting force and the performance of the pump. This has led to some mathematical model which provide an approximation of the parameters of the pump, to dimension this last one. The model permit to dimension the actuator, also. After some peregrinations, the best actuator founded is simply an electromagnet. The distribution of the pump is based on two globes valves which one is located in the moving part of the pump.

A preliminary test have show that there is leakage from the interior of the pump to the exterior. We are not sure either that the globes valves work correctly.

In further tests, we have to find the sources of these dysfunction and to cure it. Thus, some final tests remain to validate this prototyp.

## **9 References**

- [ED-P1] E. Dereine, B. Dehez, D. Grenier and B. Raucent (March 2003), *A survey of electromagnetic micromotors*, Proc. of the International Precision Assembly Seminar, Bad Hofgastein (Austria).
- [PM-P1] P. Merken, J.F. Debongnie, *Le col circulaire comme articulation flexible*, 6ème congrès national de mécanique théorique et appliquée, Gent, 26-27/05/2003.

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

|

## **2.4. Etude des paliers**





# Etude des paliers

Croquet Vincent

## 1. Etat de l'art

Pour rappel, les différents types de roulements classiquement disponibles sont répertoriés dans la liste suivante.

### 1/roulements rigides à billes

Ces roulements sont ceux habituellement les plus utilisés.

Ils sont de conception assez simple et généralement non séparables.

Ils peuvent fonctionner à des vitesses élevées, n'exigent qu'un minimum d'entretien en service et bénéficient généralement d'un prix favorable.

On recense différents types de roulement rigide à bille :

- les roulements à une rangée
- les roulements à deux rangées
- les roulements à une rangée avec une encoche de remplissage

### 2/roulements à rotule sur billes

Ces roulements ont une construction semblable à celle des roulements rigides à bille à deux rangées .

La bague extérieure ne comporte cependant qu'un seul chemin sphérique pour les deux rangées de billes ce qui permet à l'ensemble bague intérieure-cage-éléments roulants de basculer librement à l'intérieur de la bague extérieure et d'ainsi compenser les défauts d'alignement entre arbre et logement.

Ces défauts proviennent essentiellement des erreurs de centrage ainsi que de la flexion de l'arbre.

### 3/roulements à billes à contact oblique

Les chemins de la bague intérieure et de la bague extérieure sont, dans ce type de roulement, décalés l'un par rapport à l'autre en direction de l'axe du roulement.

L'emploi de ces roulements est particulièrement favorable pour le cas de charge combinée (charge radiale et axiale agissant simultanément).

La capacité axiale des roulements à bille à contact oblique augmente avec l'angle de contact. Cet angle de contact est l'angle formé par la ligne d'action de la charge avec un plan perpendiculaire à l'axe de roulement.

### 4/roulements à rouleaux cylindriques

Les roulements à rouleaux cylindriques peuvent être de trois types :

- à une rangée de cage
- à une ou deux rangées de rouleaux jointifs
- à rouleaux cylindriques croisés

Les dernières améliorations (état de surface optimisé favorisant la formation d'un film lubrifiant et la rotation correcte des rouleaux cylindriques) ont considérablement accru les performances de ces roulements par rapport aux roulements conventionnels et les ont rendu moins sensible aux défauts d'alignement.

### 5/roulements à aiguilles

Les roulements à aiguille possèdent des éléments roulants cylindriques de grande longueur par rapport au diamètre. Ils permettent de tenir une forte capacité de charge tout en garantissant une faible hauteur de section.

### 6/roulements à rotule sur rouleaux

Les roulements à rotule sur rouleaux comportent deux rangées de roulement avec un chemin de roulement sphérique commun dans la bague extérieure.

L'ensemble bague intérieure-cage-éléments roulants peut donc basculer librement à l'intérieure de la bague extérieure et compenser ainsi un défaut d'alignement ou une flexion de l'arbre.

Ce roulement peut également admettre, en plus des charges radiales, des charges axiales agissant dans les deux sens.

### 7/roulements à rouleaux coniques

Les roulements à rouleaux coniques présentent sur les bagues intérieures et sur les bagues extérieures des chemins de roulement conique entre lesquels sont disposés des rouleaux coniques.

## 2.Cahier de charge

Ce paragraphe met en évidence les contraintes auxquelles le palier sera soumis.

### 1/Diamètre minimum de l'arbre

La flèche de l'arbre est donnée par l'expression  $f = \frac{F/2 \cdot L^3}{3EI}$ .

En remplaçant le moment d'inertie par sa valeur, à savoir  $I = \pi \frac{D^4}{64} = \pi \frac{R^4}{4}$ ,

nous obtenons l'expression de la flèche suivante :  $f = \frac{F \cdot L^3}{3\pi ER^4}$

La flèche devant être inférieure au jeu à un facteur correctif près, introduisons la condition suivante :  $0.01 > f \cdot 1.5$

Nous avons alors  $0.01 > \frac{F \cdot L^3}{3\pi E R^4} \cdot 1.5$ .

En isolant la valeur de R, nous obtenons la condition suivante :  $R > \sqrt[4]{\frac{F \cdot L^3}{0.01 \cdot \pi \cdot E}} \cdot 0.5$ .

Introduisons les valeurs caractéristiques de notre pompe dans l'expression suivante à savoir :  
 $E=110 \cdot 10^6$  Pa

$$F = \Delta p \cdot S + m \cdot g = 3 \cdot 10^{-4} + 6,28 \cdot 10^{-3} \approx 6,28 \cdot 10^{-3} \text{ N.}$$

où  $\Delta p \cdot S$  correspondent à la force due à la pression s'exerçant sur le piston et  $m \cdot g$  à son poids.  
 $L=1,5 \cdot 10^{-3}$  m.

Nous obtenons alors la condition finale  $R > 4,18 \cdot 10^{-5}$  m.

Le diamètre de notre arbre devra donc posséder une valeur supérieure à  $82 \mu\text{m}$ , soit  $0.082 \text{ mm}$ .

## 2/Type de roulement

Le roulement sera du type contact oblique afin d'éviter le contact entre la bague extérieure (fixe) et le rotor.

Ceci permettra en outre la réalisation d'une précontrainte axiale garantissant la présence d'un jeu axial minimal.

## 3/Principe de lubrification

Le système sera immergé dans un liquide physiologique possédant des propriétés semblables à celle de l'eau et devra ainsi être lubrifié par ce liquide (aucune particule ne pouvant être éjectée dans ce liquide le recours à un système de lubrification classique sera à proscrire).

## 4/Choix des matériaux

L'ensemble du système devra être réalisé en matériaux biocompatibles.

Il sera dès lors intéressant de recenser précisément les différents matériaux biocompatibles approuvés par une norme internationale au niveau médical.

Le couple de matériaux devra avoir le plus petit coefficient de frottement afin de réduire au maximum l'usure du système.

## 5/Type de mouvement

Le palier sera destiné à être utilisé lors de mouvements alternatifs de faible amplitude (de l'ordre de  $6^\circ$ ) à des fréquences de l'ordre de 1 Hz.

## 6/Capacité de charge axiale et radiale

axiale : inconnue

radiale : la charge supportée par les paliers c'est-à-dire  $3,15 \cdot 10^3 \text{ N}$ .

.....

---

---

---

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

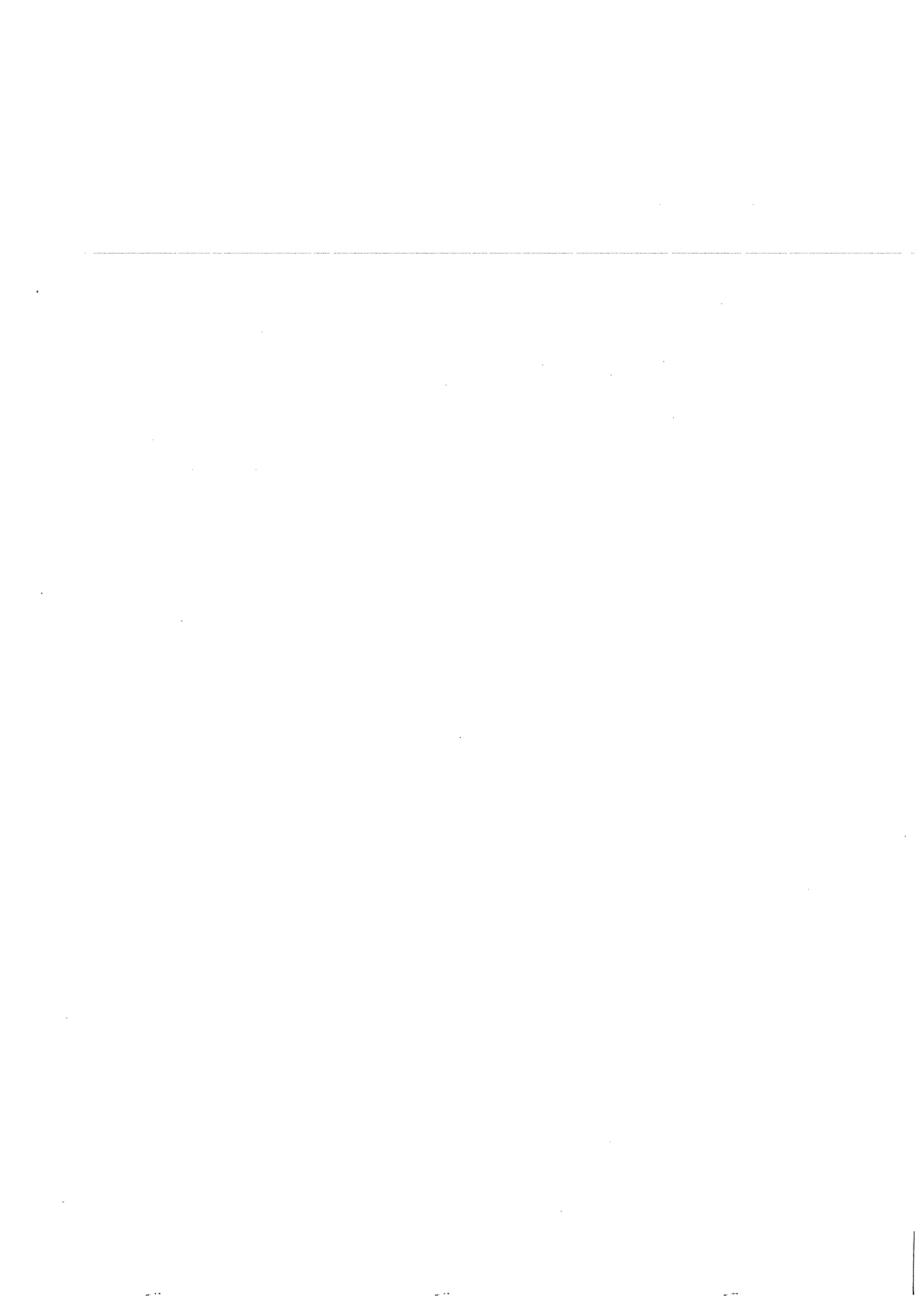
.....

.....

.....

.....

## **2.5. Etat de l'art des micromoteurs**





UNIVERSITE CATHOLIQUE DE LOUVAIN

CEREM – PROJET 4M

# **Micromoteurs : Etat de l'art**

13 Décembre 2001

# Sommaire

- Introduction
- **Micromoteurs électrostatiques**
  - ✓ Introduction
  - ✓ Micromoteurs à capacitance variable
  - ✓ Micromoteurs à charge électrique permanente
  - ✓ Micromoteurs à inductions électrique (électroquasistatiques)
- **Micromoteurs magnétiques**
  - ✓ Introduction
  - ✓ Micromoteurs à reluctance variable
  - ✓ Micromoteurs à aimants permanents
  - ✓ Micromoteurs à induction magnétique
- **Micromoteurs à contact mécanique**
  - ✓ Introduction
  - ✓ Micromoteurs harmoniques
  - ✓ Micromoteurs piézoélectriques
  - ✓ Micromoteurs magnétostrictifs
  - ✓ Micromoteurs à mémoire de forme
- **Autres types d'actionnement**
  - ✓ Fluides électro-rhéologiques (et magnéto-rhéologiques)
  - ✓ Polymères électro-actifs



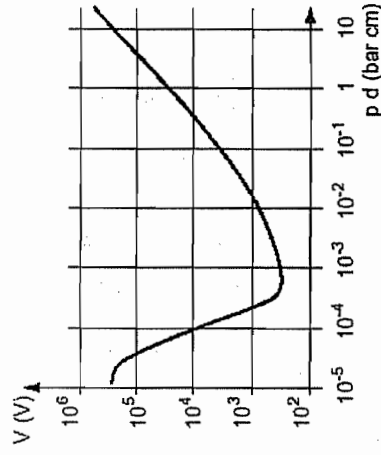
## **Définitions**

- Une **micromachine** est un *très petit* dispositif qui utilise une puissance mécanique et qui dispose de plusieurs éléments miniaturisés, conçus avec un objectif défini.
  - Un **micromoteur** est un dispositif électromécanique physiquement *petit*.
- γ Difficile de donner un seul ordre de grandeur

# Micromoteurs électrostatiques

## 1. Introduction

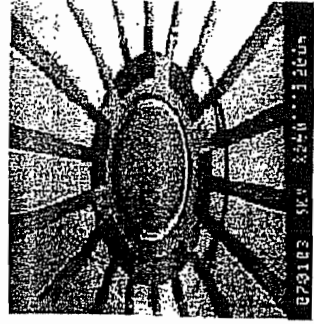
- Inventé par B. Franklin en 1748
- Peu de succès durant deux siècles
- Courbe de Paschen :



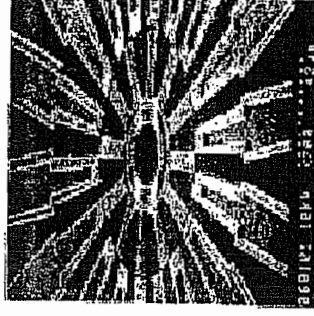
- Problème : attraction électrostatique de poussière

## **2. Micromoteurs à capacitance variable**

- Couple proportionnel au carré du champ électrostatique et à la variation de la capacitance du circuit.



a) Moteur à excitation axiale (top-drive)



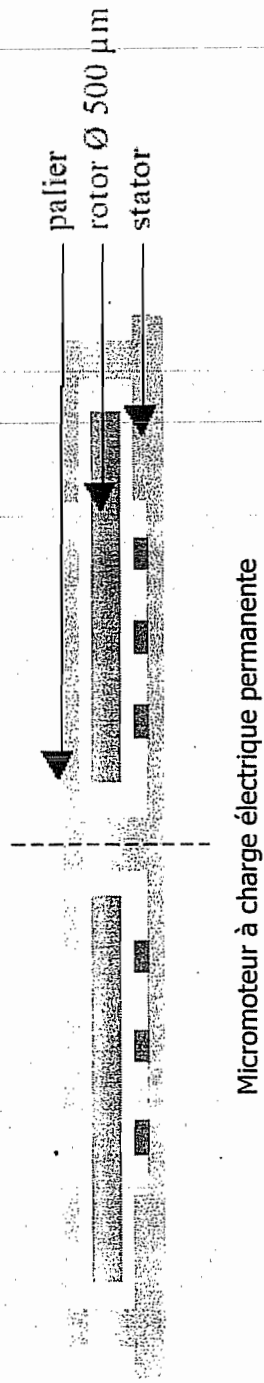
b) Moteur à excitation radiale (side-drive)

- Moteur top-drive : instabilité axiale
- Moteur side-drive : instabilité radiale

# ***Micromoteurs électrostatiques***

## **3. Micromoteurs à charge électrique permanente**

- Electret = diélectrique permanent conservant sa polarisation malgré la disparition du champ l'ayant polarisé.
- Principe :

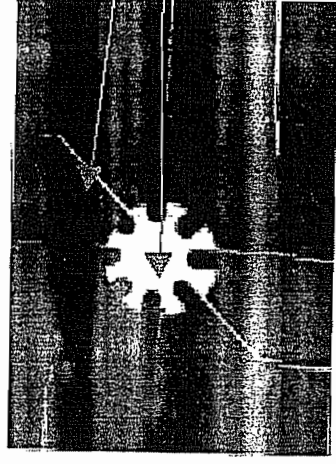


- Pas de réalisation probante

# ***Micromoteurs électrostatiques***

## **4. Micromoteurs à induction électrique**

- Principe :



8 électrodes au stator  
rotor Ø 200  $\mu\text{m}$

Micromoteur à induction électroquasistatique

- Performances peu convaincantes

## 1. Introduction

Effet d'échelle :

- Si J constante, F diminue d'un facteur 4
  - En augmentant J, F diminue d'un facteur 2
- $\alpha$  semblable au micromoteur électrostatique
- Electromigration

$\alpha$  Miniaturisation limitée

## 2. Micromoteurs à reluctance variable

### ▪ Quelques exemples :

▪ 1.



a) Vue du rotor



b) Micromoteur et charges mécaniques

- Excitation par un électroaimant extérieur
- Vitesse : 8000 tr/min

▪ 2.



• Ensemble du micromoteur

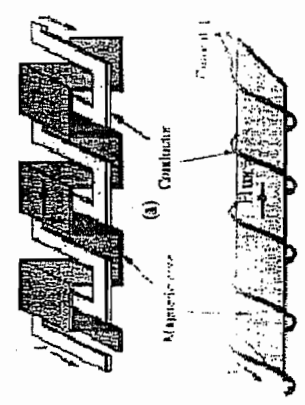


b) Rotor ( $\varnothing$  423  $\mu\text{m}$ )

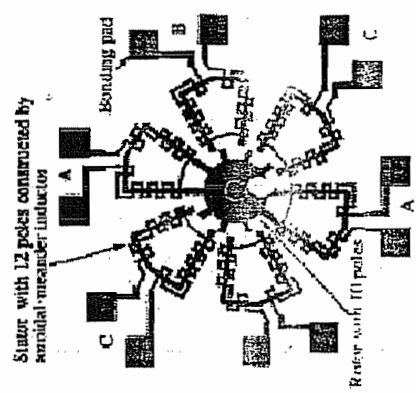
- Vitesse : de 12.000 à 150.000 tr/min  
(pour des rotors de  $\varnothing$  423 à 140  $\mu\text{m}$ )
- Couple : 1 nNm

# Micromoteurs magnétiques

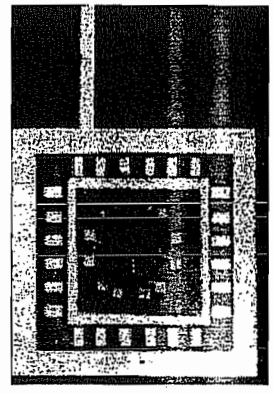
■ 3.



a) Circuit magnétique



b) Schéma



c) Micromoteur

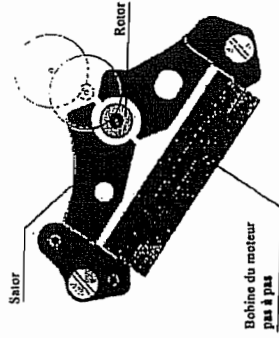
- Fabrication complète par microtechniques
- Vitesse : 500 tr/min
- Couple : 3.3 nNm



# ***Micromoteurs magnétiques***

## **3. Micromoteurs à aimants permanents**

- Les moins défavorisés des moteurs magnétiques lors d'une réduction d'échelle
- Moteur Lavet = seul moteur exploité à grande échelle (600 millions/an)



a) Schéma



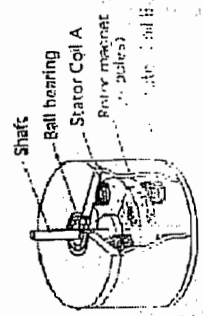
b) Au cœur d'une montre

- Couple : quelques centaines de nNm
- Courant consommé : environ 1  $\mu$ A
- Tension d'alimentation : 1.5 V

# Micromoteurs magnétiques

## ▪ Quelques exemples :

▪ 1.



a) Schéma



b) Photographie

- Dimension :  $\phi$  3 mm
- Couple : 20  $\mu$ Nm
- Vitesse : 3.000 tr/min

▪ 2.

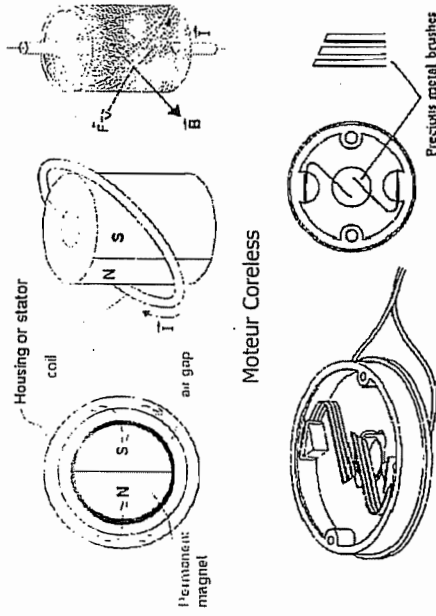


a) Micromoteur bipolaire

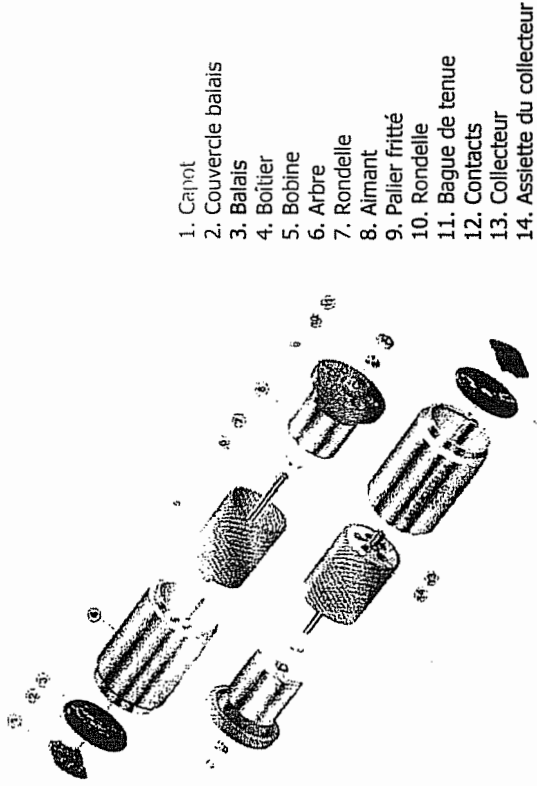
- Dimension :  $\phi$  0.8 mm et / 1.2 mm
- Vitesse : entre 60 et 10.000 tr/min

# Micromoteurs magnétiques

- Millimoteurs
- ✓ Moteurs DC Coreless
- Principe :



Système de balais et commutateur



1. Capot
2. Couvercle balais
3. Balais
4. Boîtier
5. Bobine
6. Arbre
7. Rondelle
8. Aimant
9. Pailier fritté
10. Rondelle
11. Bague de tenue
12. Contacts
13. Collecteur
14. Assiette du collecteur

Moteur Coreless de Minimotor S.A.

- Performances :

Type	Commutation	Outer Ø (mm)	Length (mm)	Shaft Ø (mm)	Nominal voltage (Volt)	No-load speed (rpm)	Stall torque (mNm)	Output power (Watt)
0816 ... S	Precious Metal	8	16	1,5	3 ... 8	18 300	0,38	0,17
1016 ... G	Precious Metal	10	16	1,5	3 ... 12	18 400	0,67	0,42
1219 ... G	Precious Metal	12	19	1,5	4,5 ... 15	16 200	1,19	0,50
1224 ... S	Precious Metal	12	24	1,5	6 ... 15	13 900	3,69	1,3
1319 ... S	Precious Metal	13	19	1,5	3 ... 24	17 100	3,57	1,55
1331 ... S	Precious Metal	13	31	1,5	4,5 ... 24	12 000	6,85	2,67

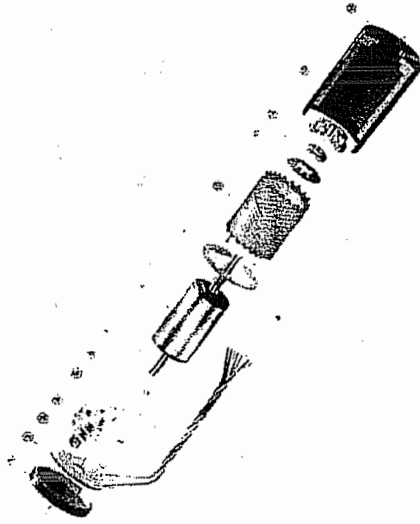
Performances du Moteur Coreless de Minimotor S.A.

# Micromoteurs magnétiques

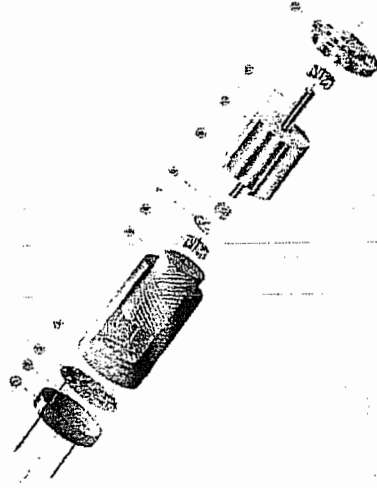
## 2. Moteurs DC Brushless

### ■ 2 Catégories :

Servo



Non-Servo



### ■ Performances :

Type	Commutation	Outer Ø (mm)	Length (mm)	Shaft Ø (mm)	Nominal voltage (Volt)	No. load speed (rpm)	Starting torque (mNm)	Output power (Watt)
1525 ... BRE	Electronic*	15	25	2	9 ... 15	15 000	3,6	2,3
1628 ... B	Electronic	16	28	1,5	12 ... 24	29 900	12	1,1
1935 ... BRE	Electronic*	19	35	3	6 ... 12	7 650	4,4	1,8
2036 ... B	Electronic	20	36	2	12 ... 48	19 500	23	20
2444 ... B	Electronic	24	44	3	24 ... 48	23 000	115	37

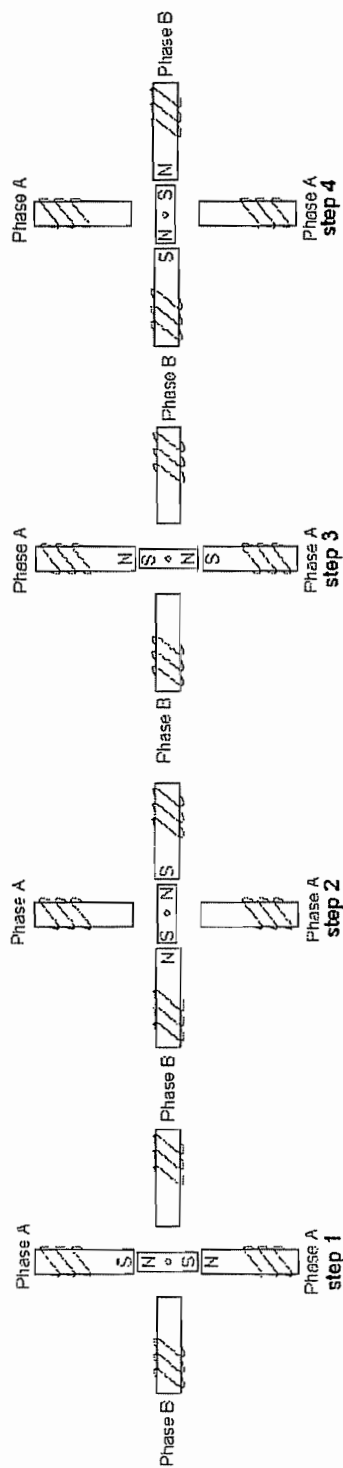
\* integrated

Performances du Moteur Brushless de Minimotor S.A.

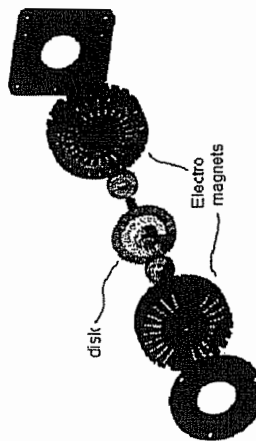
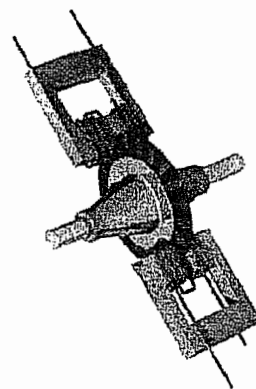
# Micromoteurs magnétiques

## 3. Moteurs pas-à-pas

### ■ Principe :



### ■ Réalisations :

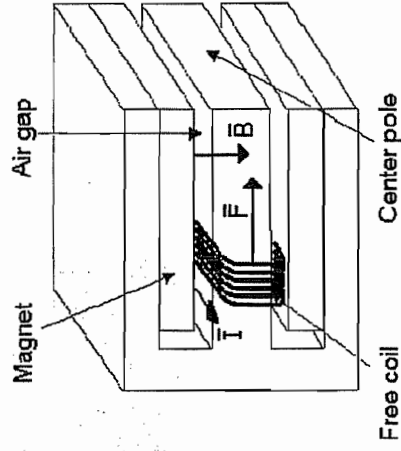


Moteurs pas-à-pas circulaire de ApiMotion

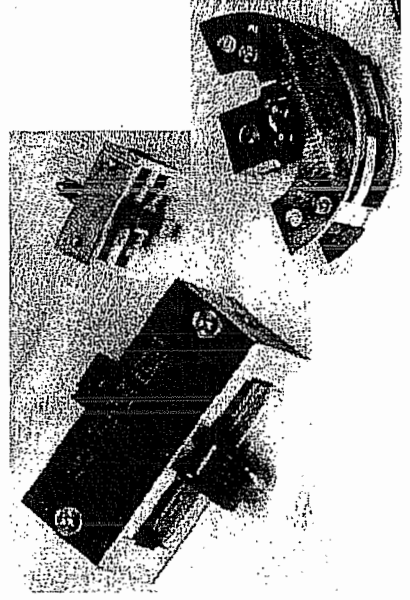
# Micromoteurs magnétiques

## 4. Moteurs « Voice coil »

- Principe :



- Réalisations :



Actionneurs rotatifs et linéaires de la société BEI

# Micromoteurs magnétiques

## 4. Micromoteurs à induction magnétique (asynchrones)

- Très peu étudiés
- Diminution du rendement
  - proportionnelle à la réduction des dimensions
  - indépendante du courant d'alimentation

### ▪ Exemple de réalisation :

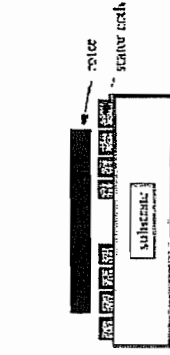
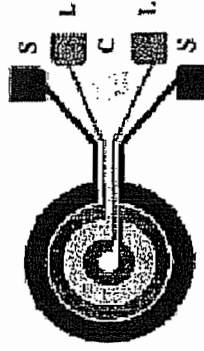
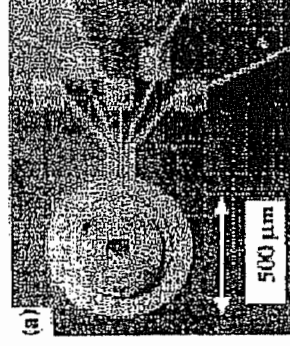


Fig. 1. Schematic diagram of the electromagnetic induction levitated rotor.



b) Bobines



c) Circuit

- Couple : 3 pNm
- Vitesse maximale : 2500 tr/min

# ***Micromoteurs à contact mécanique***

---

## **1. Introduction**

- Définition :

*Un moteur à interaction de contact génère une conversion d'énergie mécanique directe entre une structure élastique active et un élément mobile en contact avec elle.*

- En général :

- Réduction de vitesse considérable (de l'ordre de  $10^5$ )
- Augmentation du couple

- Inconvénients :

- Glissement non souhaité du rotor
- Usure



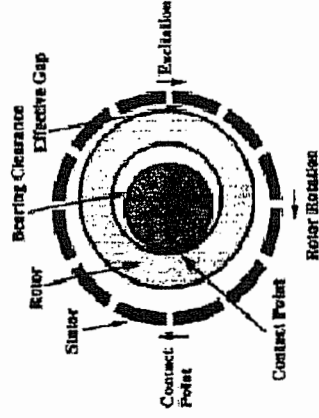
# Micromoteurs à contact mécanique

## 1. Micromoteurs harmoniques

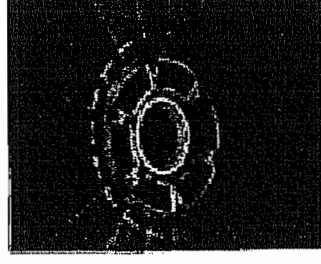
### ■ Principe :



• Vue axiale



b) Vue supérieure



c) Réalisation

- Dimensions :  $\phi$  32 mm  
                  | 13 mm
- Couple : 0.7 mNm
- Réduction de vitesse : 315:1

### ■ Avantages :

- Utilisation du frottement pour éviter le glissement

- Instabilité radiale exploitée
- Couple important

### ■ Problèmes :

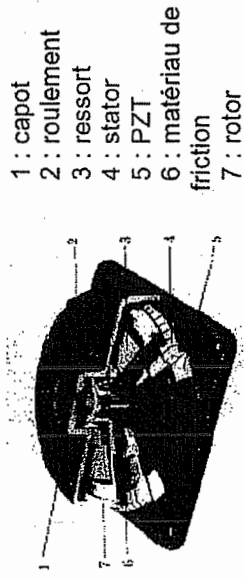
- Forces d'attraction vers le substrat

# ***Micromoteurs à contact mécanique***

## **2. Micromoteurs piézoélectriques à ultrasons**

- Principe : Les matériaux piézoélectriques créent des ondes de déformation, stationnaires ou progressives, qui transmettent par frottement l'énergie du stator au rotor
- Avantages :
  - Grande précision
  - Faible consommation
  - Force développée importante
  - Faible temps de réponse
- Inconvénients :
  - Déplacements limités
  - Hystérésis

- Exemple :



Détail d'un moteur Shinsei

# ***Micromoteurs à contact mécanique***

---

## **3. Micromoteurs magnétostrictifs**

- Terfenol-D est le matériau le plus utilisé
- Basiquement, l'actionneur est constitué par une barre magnétostrictive placée à l'intérieur d'un bobinage
- Avantages :
  - Force développée importante
  - Faible temps de réponse
- Inconvénients :
  - Déplacements limités
- Exemple :



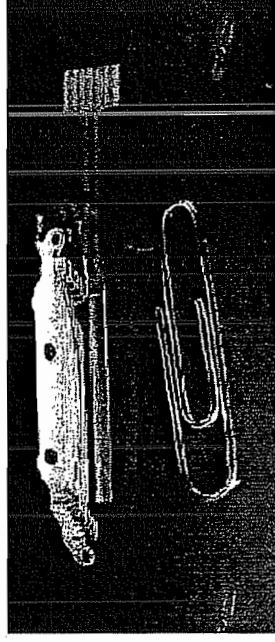
Actionneur linéaire magnétostrictif monobloc en alliage Fer-Cobalt

# ***Micromoteurs à contact mécanique***

## **4. Micromoteurs à mémoire de forme**

- Nickel Titanium est le matériau le plus utilisé
- Avantages : - Puissance massique importante  
- Grandes déformations (jusqu'à 8%)
- Inconvénients : - Temps de réponse proportionnel aux dimensions de l'actionneur

- Exemple :



Nanomuscle 70 Gram Linear Actuator

# ***Autres types d'actionneurs***

## **1. Fluides électro-rhéologiques (et magnéto-rhéologiques)**

- Suspension de micro-particules polarisables dans un fluide non polarisable
- Ces suspensions, sous l'action d'un champ électrique, forment un solide constitué de structures fibreuses
- Structure simple : seules des électrodes et le fluide sont nécessaires
- Application directe dans l'industrie automobile (amortissements)

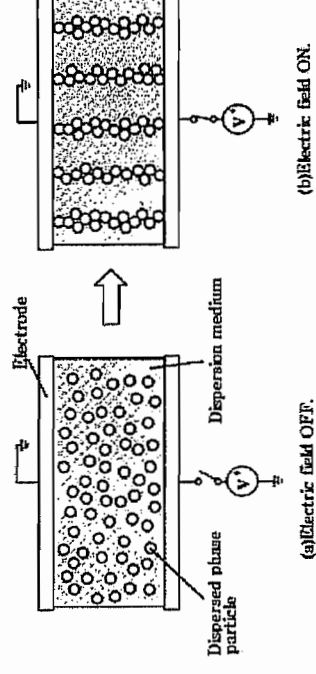
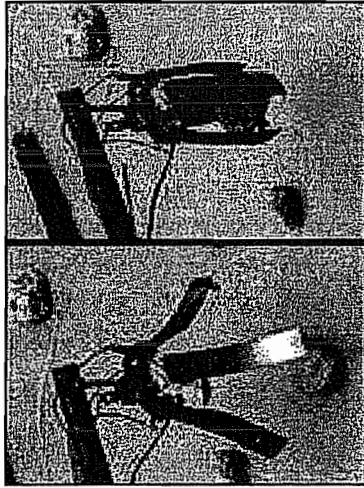


Illustration du phénomène

## ***Autres types d'actionneurs***

### **2. Polymères électroactifs**

- Exemple :



# Références

- « Contribution aux microsystèmes magnétiques : Micromoteur asynchrone à palier magnétique », Victor Manuel Fernandez Gomez Del Campo, Institut National Polytechnique de Grenoble , 20 Décembre 1999 (<http://www-leg.ensieg.inpg.fr/machines/theses/Fernandez/Chapitre1.pdf>)
- Moteur Lavet ([http://www.futura-sciences.com/dossier/etu\\_tpe1\\_2.php3](http://www.futura-sciences.com/dossier/etu_tpe1_2.php3))
- « Miniaturized electronic motors », Enrique Lopez Torres ([http://ad.tut.fi/aci/courses/76527/Seminars2000/Miniaturized\\_motors.pdf](http://ad.tut.fi/aci/courses/76527/Seminars2000/Miniaturized_motors.pdf))
- Minimotor SA (<http://www.minimotor.ch>)
- ApiMotion Co. (<http://www.apimotion.com/prod/motors.asp>)
- BEI Sensors & Systems Company (<http://www.bei-tech.com/products/products.htm>)
- « Conception et réalisation de micro-moteurs piezoélectriques plats », S. Biwersi, J.F. Manceau, F. Bastien, Université de Franche-Comté, 1998 ([http://www.centredoc.ch/ssc/articlesPDF/cec'98\\_3.pdf](http://www.centredoc.ch/ssc/articlesPDF/cec'98_3.pdf))
- « VI - ACTIONNEURS MAGNETOSTRICTIFS », DEA 1997-1999, Laurent Clavelier, Damien DeBenedittis, David Bollati (<http://www-leg.ensieg.inpg.fr/machines/theses/Cugat/HDR5actmag.pdf>)
- <http://www.control.hut.fi/Kurssit/AS-74.136/materiaali/actuator.pdf>
- Etrema Products Inc. (<http://etrema-usa.com/terfenol/index.asp>)
- Nanomuscle Inc. (<http://www.nanomuscle.com/>)
- Projet bibliographique sur les fluides électrorhéologiques réalisé par David Haubertin (<http://www.soton.ac.uk/~dyh/david3/erf1.html>)
- WorldWide Electroactive Polymer Actuators Webhub (<http://ndea.jpl.nasa.gov/nasa-nde/lommas/eap/EAP-web.htm>)

# Références

---

- « Microactuators and their technologies », E. Thielicke, E. Obermeier, Technical University of Berlin  
([http://www-mat.ee.tu-berlin.de/papers/public00/pdf00/Thi00\\_1.pdf](http://www-mat.ee.tu-berlin.de/papers/public00/pdf00/Thi00_1.pdf))
- « Integrated, variable-reluctance magnetic minimotor » (<http://www.research.ibm.com/journal/rd/425/cooper.html>)
- « Miniaturized electronic motors », Enrique Lopez Torres  
([http://ad.tut.fi/aci/courses/76527/Seminars2000/Miniaturized\\_motors.pdf](http://ad.tut.fi/aci/courses/76527/Seminars2000/Miniaturized_motors.pdf))
- « La miniaturisation », Ecole des Mines, Saint-Etienne (France)  
(<http://www.emse.fr/fr/transfert/spin/formation/ressources/sam96/fichierspdf/miniaturisation.pdf>)



## **2.6. Actuator 2002 - review**



100

# ACTUATOR Creates New Visions – and New Products

**400 Participants and 55 Exhibitors of ACTUATOR 2002 Highly Satisfied  
Organisers at Messe Bremen Draw a Positive Balance**

"An event like this creates new visions." Dr. Karl Lubitz, Senior Principal Research Scientist at Siemens, was able to get new ideas for his research division from ACTUATOR 2002, for which some 400 scientists from 25 nations came together at the Bremen Fair Center in June 2002. "For example, without the stimulus provided by previous ACTUATOR congresses, the new direct injection technology for diesel engines – which will reduce the particle emissions of motor vehicles by 80 percent – would not have been developed," says the Siemens expert.

Besides visions, there were naturally a large number of concrete products and exemplary solutions for propulsion technology that were presented within the scope of the **"8th International Conference on New Actuators"** in 81 papers and 70 poster contributions. As many as 94 percent of the participants gave the conference in the Congress Center Bremen, which took place for the eighth time in Bremen, a good or very good rating.

The **"2nd International Exhibition on Smart Actuators and Drive Systems"** was held only a few steps away in Hall 4.1 of the Bremen Fair Center. 55 exhibitors from nine countries (25 percent more than for ACTUATOR 2000) presented their latest products and developments. Here too the response was positive: 80 percent of the exhibitors assessed their attendance at ACTUATOR 2002 as being "good" or even "very good" and plan to be there again next time.

"ACTUATOR 2002 was absolutely perfect. We had a large number of visitors and many highly qualified new contacts. Both the conference and the exhibition were fantastic. No doubt about it, we will be here again next time," says Bjørn Andersen, CEO of Noliac A/S from Kvistgaard, Denmark.

"Previously, microactuators were always eclipsed by the sensors – today experts are forecasting a tenfold increase in the actuator market over the coming five years," reports Dr. Hubert Borgmann, Project Manager at Messe Bremen. "The proportion of attendees from companies is now considerably over 50 percent – this shows that the trend is moving clearly towards applications."

Are you interested in coming to ACTUATOR 2004?

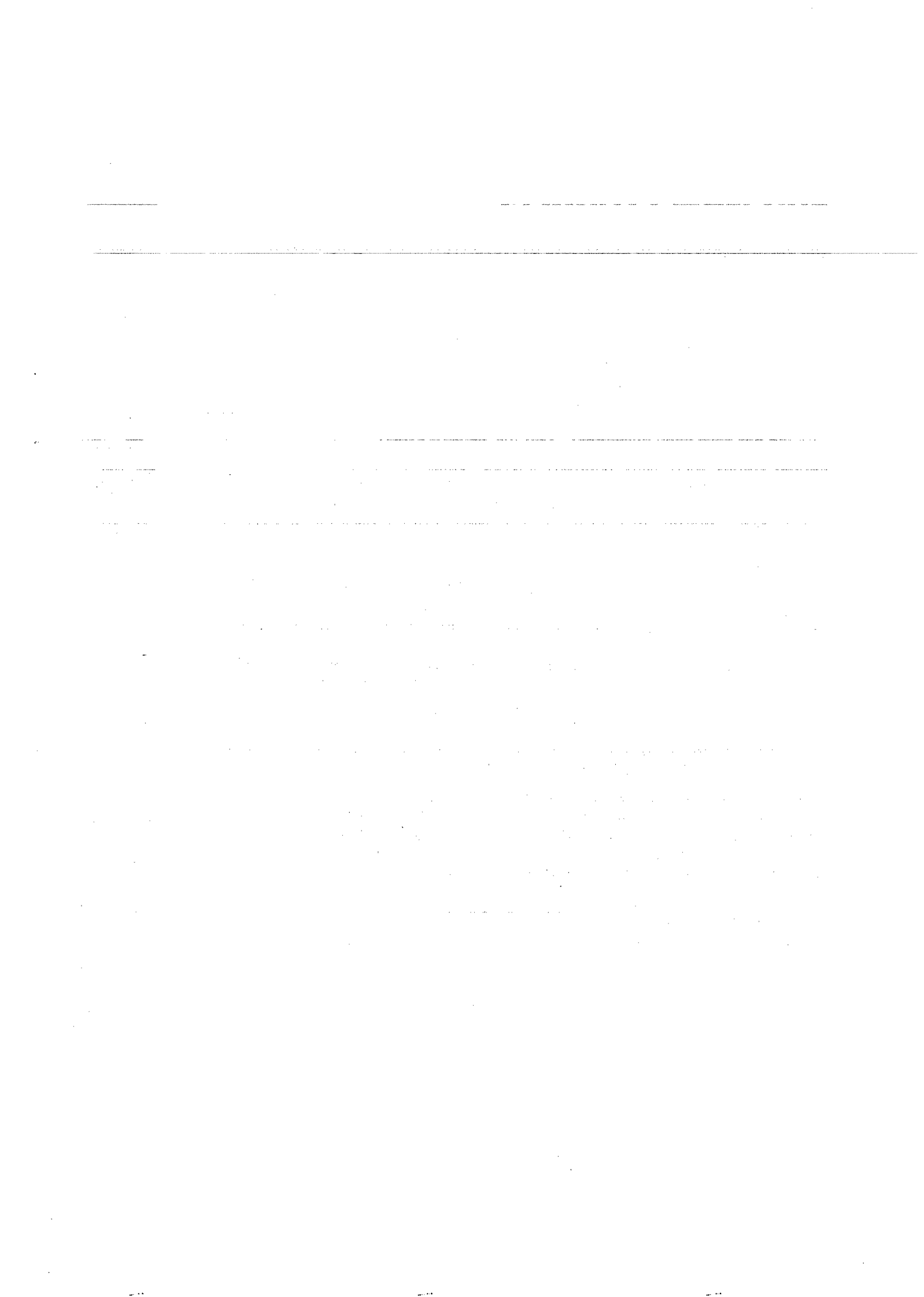
We will happy to send you the announcement and exhibition conditions.

**Messe Bremen** 

Dr. Hubert Borgmann  
Bürgerweide  
28209 Bremen  
[www.actuator.de](http://www.actuator.de)

Tel.: (+49 421) 3505-230  
Fax: (+49 421) 3505-340  
[actuator@messe-bremen.de](mailto:actuator@messe-bremen.de)

# ACTUATOR 2002



## **2.7. Inventaire des capteurs de couple**



## Inventaire des capteurs de couple\* disponibles

Model	Range (Nmm)	Safe overload (% of FS)	Linearity Error (%)	Hysteresis (%)	Accuracy (Linearity, hysteresis and calibration) (%)	Price (€)	Remarks
Akron - CSL 0,1	100	150	< 0.2	< 0.1	-	1100	<a href="http://www.akron.be">www.akron.be</a>
Transducer Techniques – RTS Series	35.3 – 70.6	150	0.1	0.1	-	990	<a href="http://www.transducertechniques.com">www.transducertechniques.com</a>
Vibrac Corp – TQ MIN 10S	1.4 – 3.5 – 14.1 – 22.6 – 35.3 – 70.6	200 (min)	-	-	0.5 of FS	3310	<a href="http://www.vibrac.com">www.vibrac.com</a> -1-
CSEM Instruments – TSF Series	0.1 - 0.5 - 1 – 5 – 10 – 20 – 100	120 to 150	1	0.5	-	4084 (100 Nmm : 5240)	<a href="http://www.csem.ch">www.csem.ch</a> -2-

\* Cet inventaire ne reprend que les capteurs de couple dits « de réaction » (dont la gamme est inférieure à 100 Nmm) et non les capteurs de couple « rotatifs ». La raison est que le surcoût et la fonction « rotative » de ces derniers ne sont pas justifiés par l'actionnement alternatif et intermittent de la pompe.

- 1- Peu sérieux : infos sur le site web différentes des spécifications envoyées, spécifications et plans « écrits à la main »...
- 2- Utilisés notamment dans l'industrie horlogère en Suisse. Le capteur est compatible avec toute sorte de ponts de mesure et livré avec un document de référence fournissant de manière précise l'hystérèse et la non linéarité.

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....



## **2.8. Technologie AMF (présentation)**





UNIVERSITE CATHOLIQUE DE LOUVAIN

CEREM – PROJET 4M

# **Les alliages à mémoire de forme** **(AMF)**

13 Décembre 2001

# **Sommaire**

---

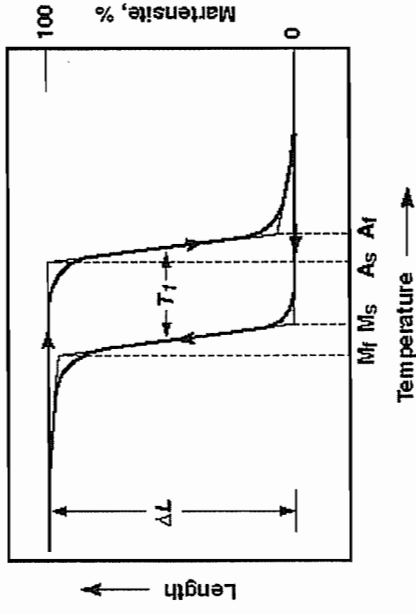
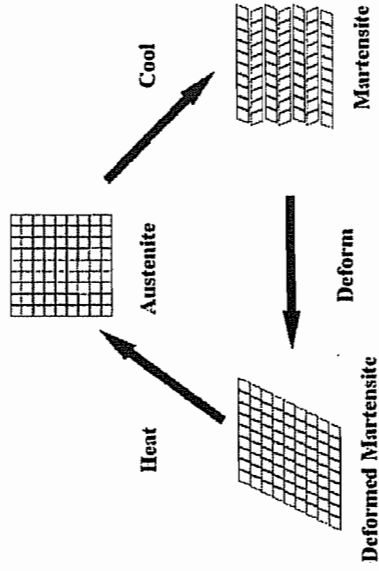
- Introduction
- Comportement thermomécanique
- AMF commerciaux
- Avantages et inconvénients
- Applications
- Remarques
  
- Comparaison des technologies
- Justificatif
- Exemples
- Références

# Introduction

## Définition

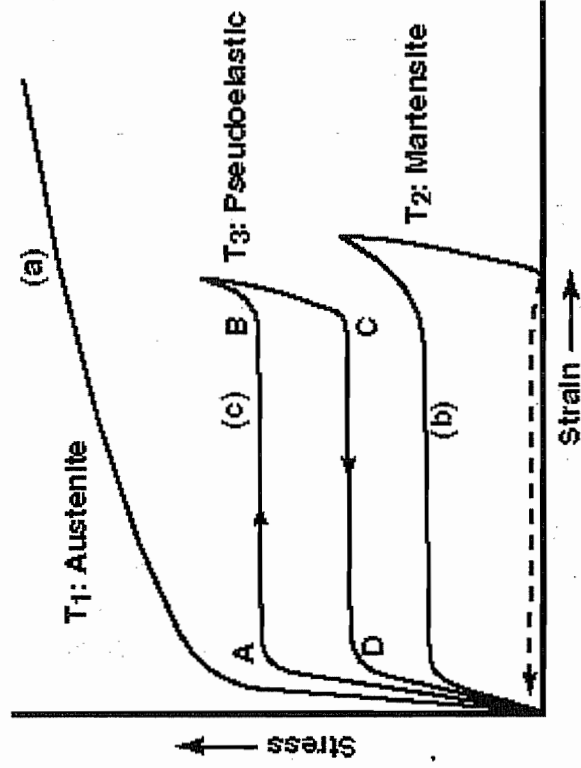
Quand un AMF est dans sa phase **martensitique**, il peut être facilement déformé. Mais, lorsqu'on le **chauffe** suffisamment, il passe en phase **austénitique** et retrouve sa forme initiale.

## $\gamma$ Mémoire de Forme



*Typical transformation versus temperature curve for a specimen under constant load (stress) as it is cooled and heated.*

# Comportement thermomécanique



Typical stress-strain curves at different temperatures relative to the transformation

2 Types d'effet mémoire :

- « One-way »
- « Two-way »

# **AMF commerciaux**

---

- **Alliages NiTi**
  - Grande déformation (8% environ)
  - Bonne résistance à la corrosion
  - Stabilité thermique
  - Ductibilité importante
  
- **Alliages à base de Cu**
  - Moins cher que NiTi
  - Grande gamme de T° de transformation possibles
  - Facilement usinable

## ***Avantages et inconvénients***

---

### **▪ Avantages**

- Silencieux, simple et compact
- Puissance volumique importante
- Grandes déformations (comparé aux PZT)

### **▪ Inconvénients**

- Rendement faible
- Temps de réponse important
- Fatigue
- Commande difficile



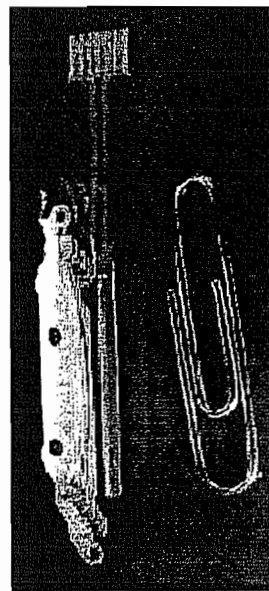
# Applications

- **Applications industrielles**
  - Applications médicales (fils orthodontiques, instruments microchirurgicaux...)
- Applications dans le secteur automobile
- Applications « grand public » (lunettes, machines à café...)
- ...



Elastic deployment of a 'slotted-tube' type Nitinol stent

- **Autres**
  - Nanomuscle



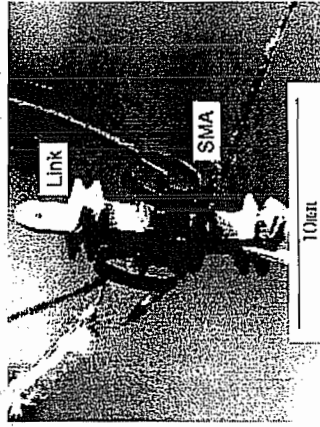
Actionneur linéaire de Nanomuscle

## Specifications

Rated Voltage	4.0V @ 470 mA
HS	3.5V @ 410 mA
HE	
Resistance	8.5 Ω
Stroke	4.0 mm
Rated Load	70 g
Weight	1.1 g
Cycle Life	1,000,000+
Optimal Ambient Temperature	-70 °C — +75 °C

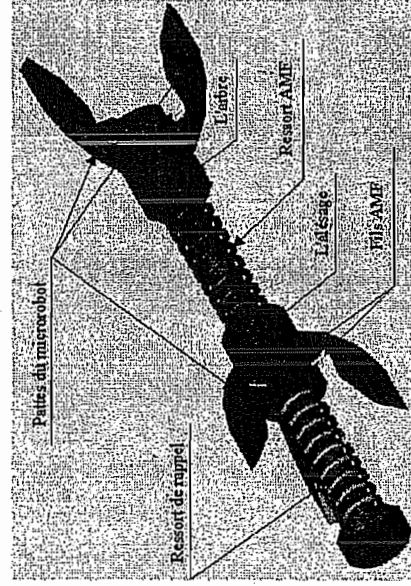
# Applications

- Actionneur rotatif



Actionneur rotatif (Yamaguchi University)

- Microrobot « InchWorm »



Microrobot  
(LAB - Laboratoire d'Automatique de Besançon)

# Applications

## ■ Fil Flexinol™

Diameter Size (Inches)	Resistance (Ohms/Inch)	Maximum Pull Force (gms.)	Approximate current at room temperature (mA)	Contraction time* (seconds)	Off Time 70° C Wire (seconds)	Off Time 90° C Wire (seconds)
0.0015	21.0	17	30	1	0.25	0.09
0.002	12.0	35	50	1	0.3	0.1
0.003	5.0	80	100	1	0.5	0.2
0.004	3.0	150	180	1	0.8	0.4
0.005	1.8	230	250	1	1.6	0.9
0.006	1.3	330	400	1	2.0	1.2
0.008	0.8	590	610	1	3.5	2.2
0.010	0.5	930	1000	1	5.5	3.5
0.012	0.33	1250	1750	1	8.0	6.0
0.015	0.2	2000	2750	1	13.0	10.0

Caractéristiques techniques du Flexinol™

# Remarques

- **Assemblage des AMF (NiTi)**
  - Soudage (avec ou sans flux)
  - Epoxies et autres adhésifs
  - Joint mécanique



Flexinol™ Ring Terminal  
and Barrel Crimp

- **Biocompatibilité**

# Comparaison des technologies

## Tableau comparatif

### Traditional Technologies

	Stress (MPa)	Strain	Efficiency	Bandwidth (Hz)	Work (J/cm <sup>2</sup> )	Power (W/cm <sup>3</sup> )
Electromagnetic	0.02	0.5	90%	20	0.005	0.1
Hydraulic	20	0.5	80%	4	5	20
Pneumatic	0.7	0.5	90%	20	0.175	3.5
Muscle	0.35	0.2	50%	10	0.035	0.35

### Solid State Technologies

	Stress (MPa)	Strain	Efficiency	Bandwidth (Hz)	Work (J/cm <sup>2</sup> )	Power (W/cm <sup>3</sup> )
Shape Memory	200	0.1	3%	3	10	30
Electrostrictive	50	0.002	50%	5000	0.05	250
*Piezoelectric	35	0.002	50%	5000	0.035	175
Magnetostrictive	35	0.002	80%	2000	0.035	70
Contractile polymer	0.3	0.5	30%	10	0.075	0.75
*Single Crystal PZNI:PT	300	0.017	90%	5900	2.55	15000

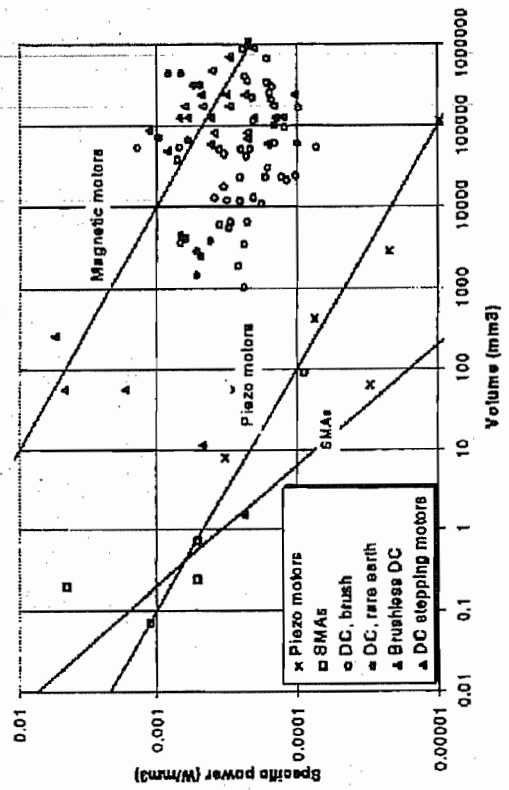
Holletback, Hunter, Ballantyne, "A Comparative Analysis of Actuator Technologies for Robotics"

# Comparaison des technologies

- Effet d'échelle

Actuator Type	Limits	Force	Response Time	Power Density
Shape Memory	Thermal Response	$L^2$	$L^2$	$L^{-2}$
Electrostatic	$E = C^{te}$	$L^2$	$L^1$	$L^{-1}$
	$V = C^{te}$	$C^{te}$	$L^2$	$L^{-4}$
Reluctance	$J \propto L^{-1}$	$L^2$	$L^1$	$L^{-1}$
Permanent Magnet	$J \propto L^{-1}, B = C^{te}$	$L^2$	$L^1$	$L^{-1}$
Lorentz-Force	$J \propto L^{-1}$	$L^2$	$L^1$	$L^{-1}$
Piezo	Resonance	$L^2$	$L^1$	$L^{-1}$

Loi d'échelle pour différents types d'actuateurs



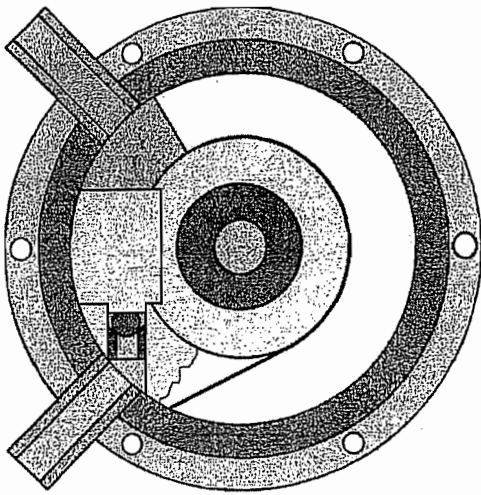
Puissance spécifique en fonction de la taille pour différents types d'actionneurs

## **Justificatif**

---

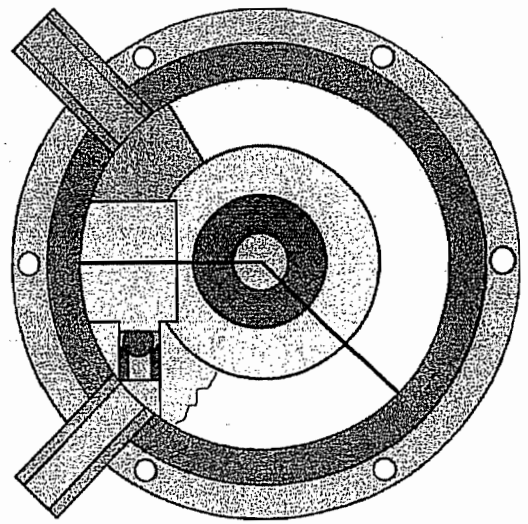
- Simplicité
- Déformations importantes
- Actionneur adapté aux dimensions millimétriques
  - Rapport poids/puissance important
  - Faible encombrement
- Tension d'alimentation < 5V
- Silencieux

# Exemples



■

- Rotation :  $12,5^\circ$  (contraction 5%)
- Force : 0.75 N ( $\phi$  0.004 inch.)  
1.15 N ( $\phi$  0.005 inch.)



■



# Références

---

- <http://mrsec.wisc.edu/edetc/memmetal/>
- « Shape Memory Alloys », Darel E. Hodgson, Ming H. Wu, Robert J. Biermann (<http://www.sma-inc.com/SMAPaper.html>)
- « Superelasticity and Shape Memory of Nitinol » ([http://www.alleghenytechnologies.com/WahChang/pages/outlook/html/bkissues/20\\_04.htm](http://www.alleghenytechnologies.com/WahChang/pages/outlook/html/bkissues/20_04.htm))
- Nanomuscle Inc. (<http://www.nanomuscle.com/>)
- « Shape memory alloys – applications and commercial aspects », Ari Leppäniemi (<http://ad.tut.fi/aci/courses/76527/Seminars2000/SMA.pdf>)
- Shape Memory Applications Inc. (<http://www.sma-inc.com/>)
- « Study of Micromechatronics », Katsutoshi Kuribayashi, Yamaguchi University (<http://www.ijinet.or.jp/MMC/no.12/Study.html>)
- <http://www.ifrance.com/touaibia/recherches.html>
- Dynalloy Inc. (<http://www.dynalloy.com/>)
- « A Comparative Analysis of Actuator Technologies for Robotics », Hollerback, Hunter Ballantyne (<http://web.mit.edu/dept/amsl/amsl/labtour/slides/motivation.html>)
- « Scale effects and thermal considerations for micro-actuators », Jan Peirs, Dominick Reynaerts, Hendrik Van Brussel, Katholieke Universiteit Leuven, 1998 ([http://www.mech.kuleuven.ac.be/~jpeirs/Papers/ICRA\\_Leuven.pdf](http://www.mech.kuleuven.ac.be/~jpeirs/Papers/ICRA_Leuven.pdf))
- « Development of a shape memory alloy actuated robotic hand », University of New Jersey (USA), Cybotic Technologies Inc. (USA) (<http://cronos.rutgers.edu/~mavro/papers/act2000.pdf>)

# Références

---

- Mondo-Tronics Inc. (<http://www.mondo.com/>)
- AMF Company (<http://www.nitifrance.com/>)
- « Banc d'essais pour Muscle Wires et applications en robotique », Stéphane Dewarrat, Ecole d'ingénieurs du Canton de Vaud, 1998 ([http://www.eivd.ch/iai/lara/old/robotique/divers/amf/diplome/RapDipl\\_AMF.pdf](http://www.eivd.ch/iai/lara/old/robotique/divers/amf/diplome/RapDipl_AMF.pdf))
- « Comparison of EAPs with Other Actuator Technologies » (<http://ndeaa.jpl.nasa.gov/nasa-nde/lommas/eap/actuators-comp.pdf>)
- « Les alliages à mémoire de forme », Université de Poitiers (<http://sfa.univ-poitiers.fr/commedia/DESSmeca2000/amf/accueil.html>)
- « Conventional actuators, shape-memory alloys, and electrorheological fluids », University of New Jersey (USA) (<http://cronos.rutgers.edu/~mavro/papers/ch5-1-dinos-actuators3.PDF>)
- « MEMS : An Overview » (<http://www2.ncsu.edu/unity/lockers/project/htcprojects/projects/F98-S12/memsoverview.html>)

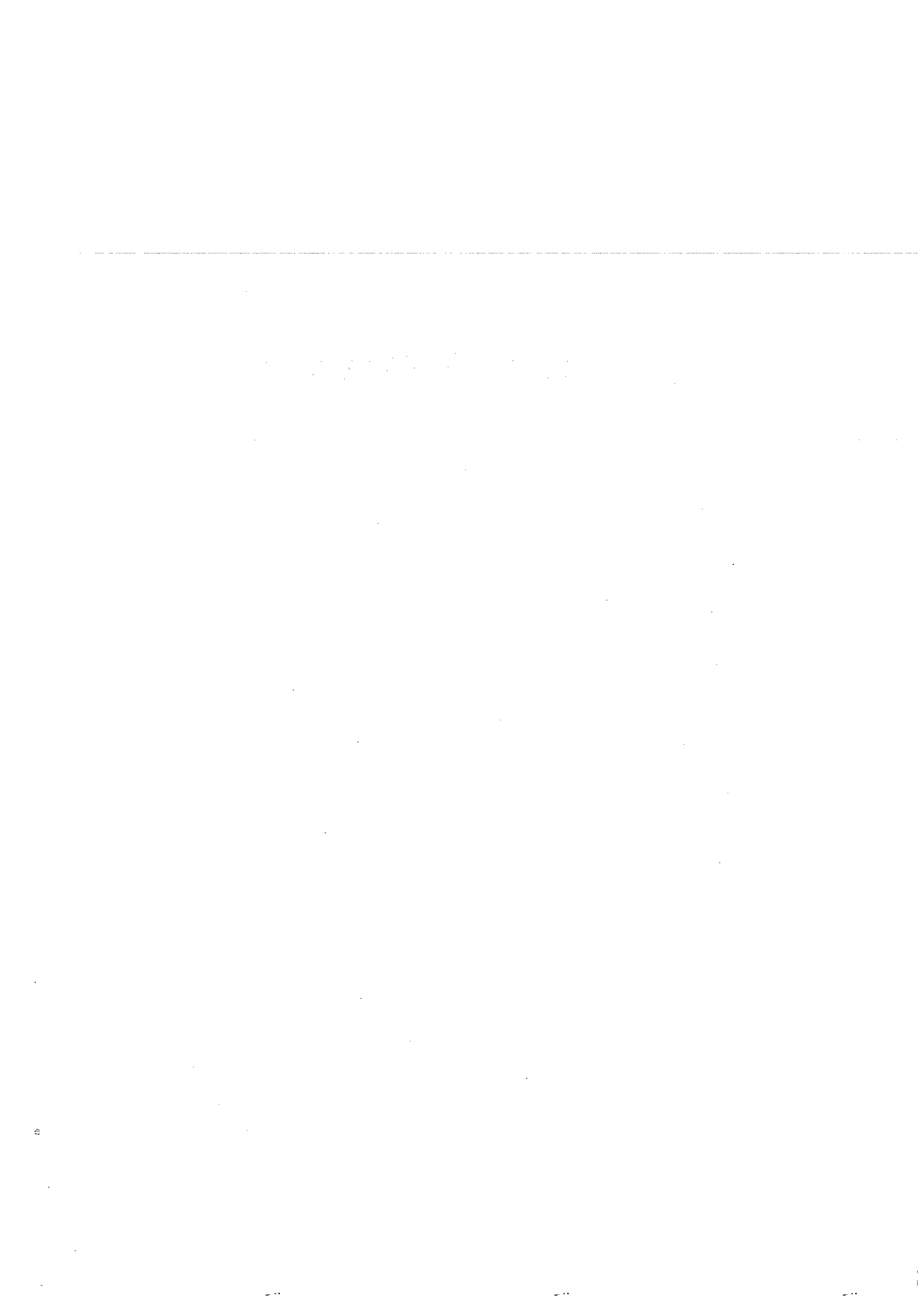
## **2.9. Technologie AMF (animations)**



Ces animations vidéo sont disponibles sur le cd des annexes



## **2.10. Actionneur voice coil (présentation)**







UNIVERSITE CATHOLIQUE DE LOUVAIN

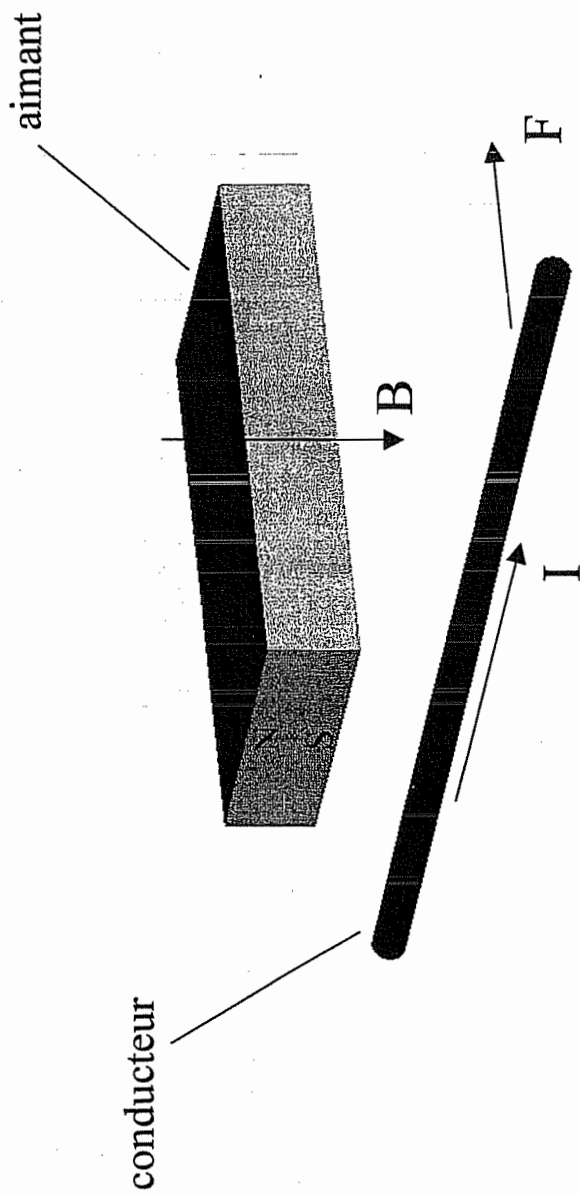
CEREM – PROJET 4M

# **Actionnement de la micropompe à membrane**

20 février 2003

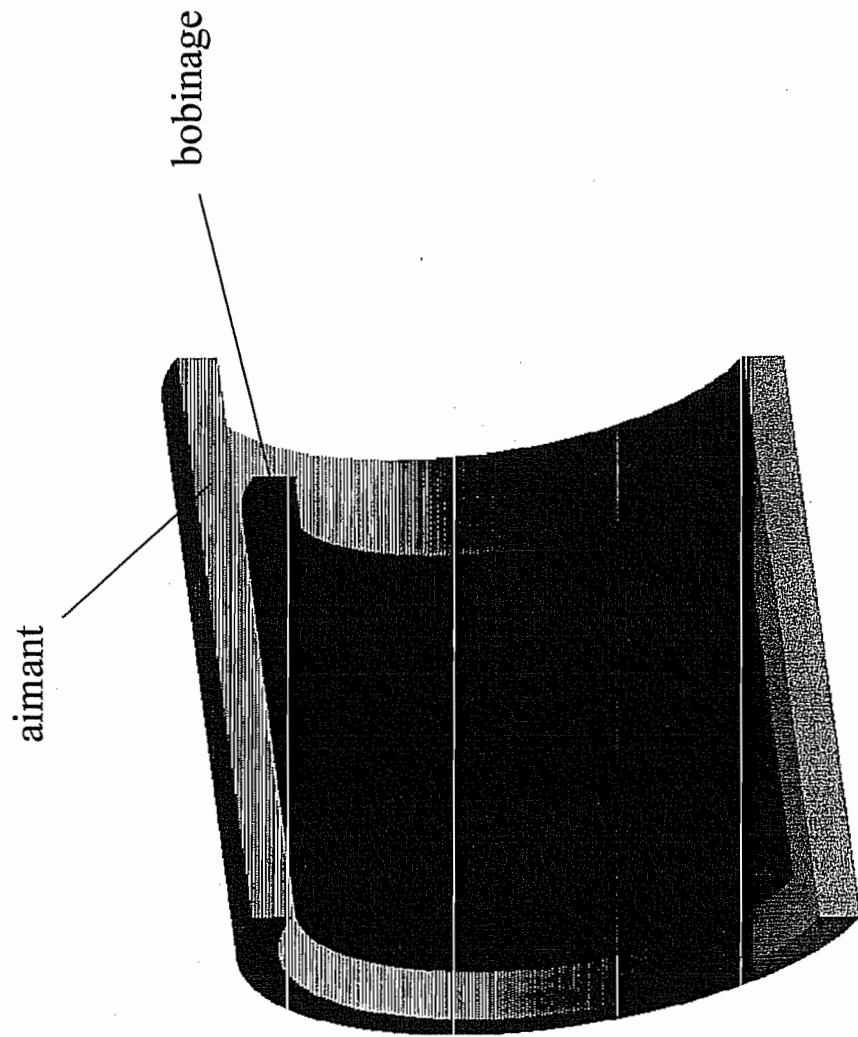
# Actionneur « voice coil »

## 1. Introduction



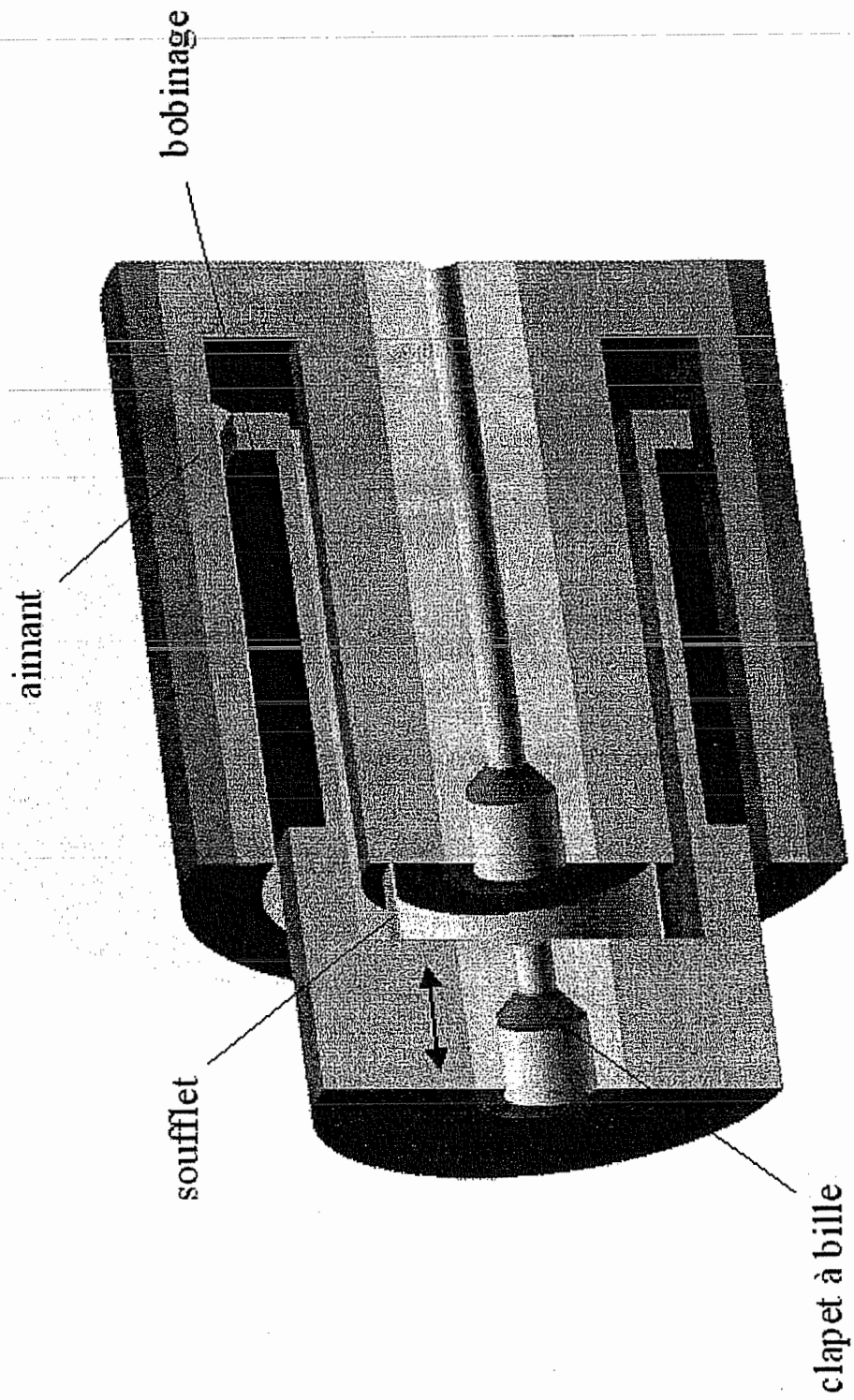
# Actionneur « voice coil »

## 2. Principe



# Actionneur « voice coil »

## 2. Principe



## **3. Avantages**

- Course importante
- Force développée indépendante du déplacement
- Déplacement bidirectionnel
- Possibilité théorique de générer une force de rappel
- Faible sensibilité aux imprécisions de fabrication et d'assemblage
- Fabrication relativement aisée

## **Actionneur « voice coil »**

---

### **4. Exemple de réalisation**

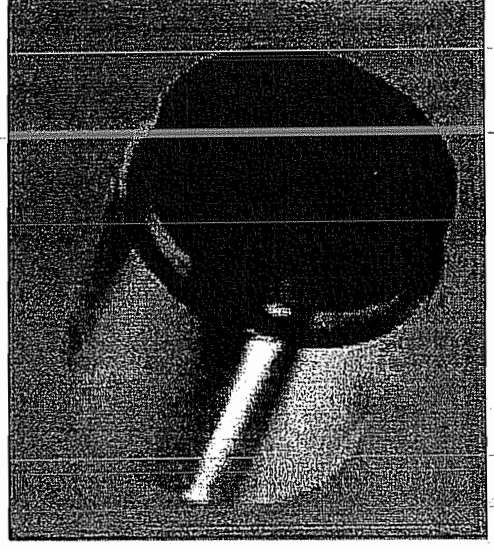
▪ Fabricant BEI Kimco Magnetics Division

<http://www.beikimco.com/>

▪ Dimensions Ø 12 mm x L 12 mm

▪ Force maximale 0.7 N

▪ Course 1 mm



## **2.11. Micropompe avec éléments du commerces (rapport)**

---

---



# MICROPOMPE AVEC ELEMENTS DU COMMERCE

E. DEREINE

## 1. CAHIER DES CHARGES

Projet 4M UCL / PRM		<b>Cahier des charges</b> d'une micropompe fluïdique	Date : 02/04/2003 Version : 01
Mise à jour			Remplace version -- du --/--/----
Date	Origine		
		<b>Fonctions</b>	
02/04/2003	ED	- Pomper un liquide	
		<b>Performances</b>	
02/04/2003	ED	- Viscosité du fluide à pomper : < 1 cP à 20 °C <sup>1</sup>	
02/04/2003	ED	- Débit minimum : 1.25 µl/heure	
02/04/2003	ED	- Débit maximum : 72 µl/heure	
09/04/2003	PM	- Dépression à vaincre (réservoir) : 10 <sup>4</sup> Pa	
09/04/2003	PM	- Pression de sortie absolue : pression atmosphérique	
		<b>Contraintes</b>	
02/04/2003	ED	- Date limite de développement <sup>2</sup> : 30 septembre 2003	
02/04/2003	ED	- Minimisation de la taille de la micropompe	
02/04/2003	ED	- Utilisation de clapets à bille	
09/04/2003	PM	- Les éléments en contact avec le fluide doivent être protégés de la corrosion (naturellement ou artificiellement)	

Table 1.

L'objectif est donc de concevoir rapidement une pompe dont les performances sont semblables à celles de la micropompe à col circulaire. Pour ce faire, il a été décidé d'utiliser au maximum des éléments disponibles dans le commerce (actionneur...). Par conséquent, la taille de cette pompe devrait être sensiblement plus importante que celle de la pompe à col circulaire.

Il a également été décidé de maintenir l'utilisation de clapets à bille dans ce nouveau design et ce afin de valider leur fonctionnement.

<sup>1</sup> Viscosité approximative de l'eau de ville à 20°C

<sup>2</sup> Le développement inclus la fabrication d'un prototype

## 2. BRAINSTORMING

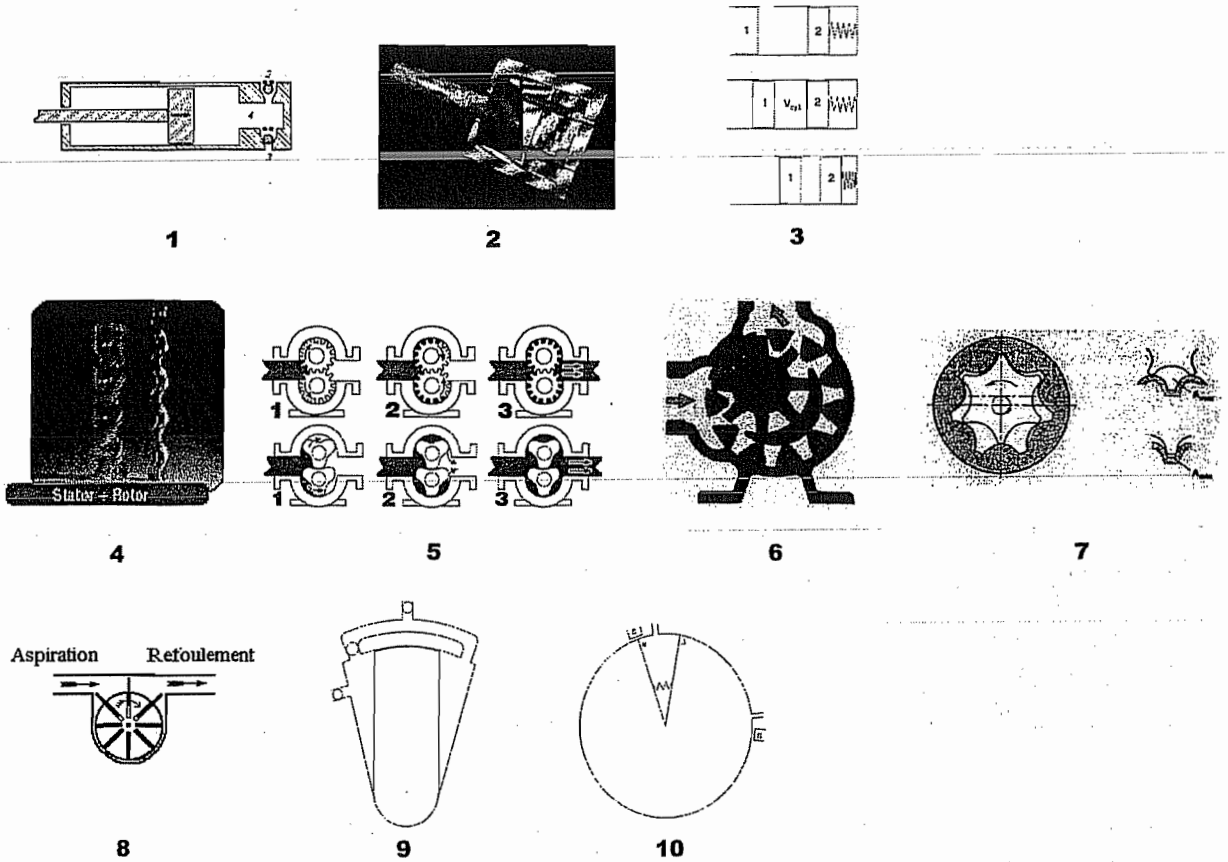


Figure 1.

Une brainstorming a été nécessaire pour fixer le design final de la pompe. Les idées proposées sont représentées à la Figure 1.

Par soucis de simplification, nous classifions les pompes comme suit : les pompes 1 à 3 sont des pompes à piston, les pompes 4 à 8 des pompes à engrenages et les pompes 9 et 10 des pompes non conventionnelles.

Pour comprendre le fonctionnement des pompes 1, 2, 4 à 8 : se référer à la littérature ou aux informations fournies sur internet (par exemple : <http://www.tpub.com/fluid/ch1p.htm>). Quant aux pompes 3, 9 et 10, leur fonctionnement est détaillé en Annexe 1.

Après examen rapide des solutions proposées, plusieurs ont été écartées étant données les exigences de forme trop complexes pour les micro-systèmes. Les solutions retenues sont les solutions 1, 3, 7 et 10.

<b>Critère de comparaison / Numéro de la solution</b>	<b>1</b>	<b>3</b>	<b>7</b>	<b>10</b>
Etanchéité	+	0	0	0
Tolérances fabrication	0	-	--	
Assemblage	++	0	0	-
Sécurité	+	-	0	+
Complexité / Délai de mise en oeuvre	+	-	0	--
	<b>5+</b>	<b>3-</b>	<b>2-</b>	<b>1-</b>

Table 2.

Afin de déterminer le principe de fonctionnement qui sera exploité dans le design final, chaque solution a été évaluée sur base de différents critères (cfr. Table 2.). Une « note » (de – à ++) a été attribuée à chaque solution pour chacun de ces critères : -- indiquant que le critère n'est pas du tout satisfait tandis que ++ indique que le critère est pleinement satisfait.

Il ressort de la Table 2. que la solution 1 semble être celle qui satisfait le mieux aux différents critères d'évaluation. Le design final de la pompe se basera donc sur le principe du piston linéaire.

### 3. SOLUTION RETENUE

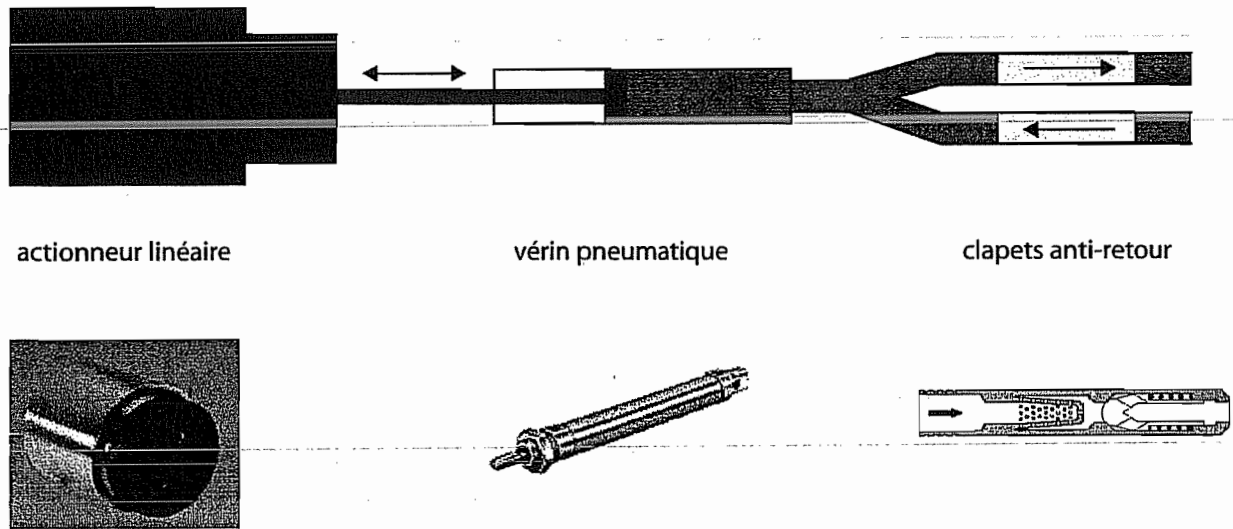


Figure 2.

**Principe de fonctionnement** : en fonction du sens dans lequel l'actionneur meut le piston, le liquide est soit aspiré, soit refoulé à travers le clapet adéquat.

La pompe comporte 4 éléments principaux (cfr. Figure 2.) :

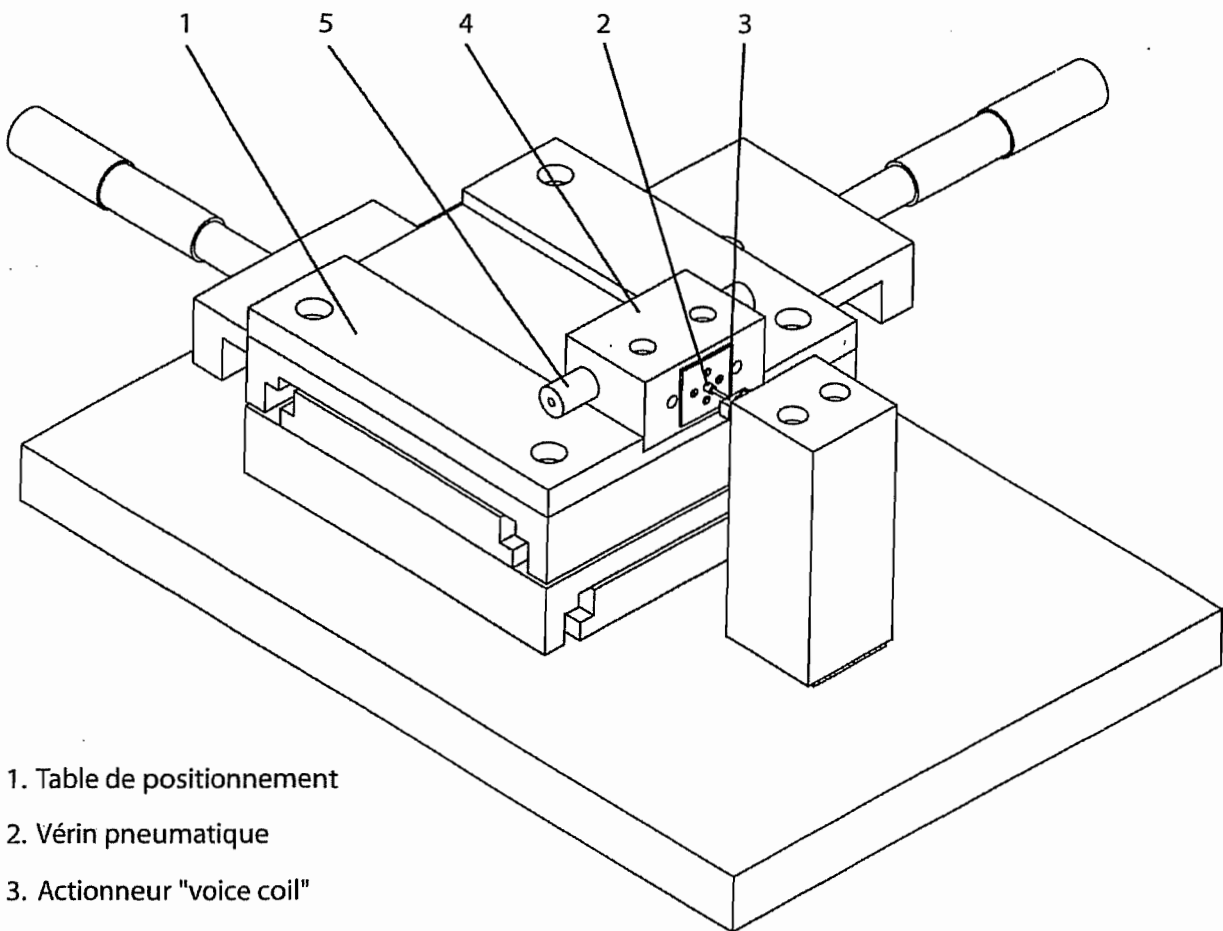
- un vérin pneumatique
- un actionneur « voix coil » (linéaire)
- deux clapets à bille

Ces éléments sont disponibles dans le commerce :

- piston de la société FESTO (référence EG-2,5-10-PK-2)  
[http://www.festo.com/INetDomino/files\\_01/EG\\_275362.pdf](http://www.festo.com/INetDomino/files_01/EG_275362.pdf)
- actionneur de la société BEI KIMCO MAGNETICS (référence LA-05-000A)  
<http://www.beikimco.com/products/actuator/frame0505000a.htm>
- clapet à bille de la société LEE COMPANY (référence CHFA1256501A)  
<http://www.theleeco.com/VALVWEB2.NSF/4c8c908c6ad08610852563a9005dae17/617d60a1fc6cb826852567e00052a16d!OpenDocument>

(Pour plus de détails sur les différents éléments : cfr. Annexe 2.)

#### 4. BANC D'ESSAI



1. Table de positionnement
2. Vérin pneumatique
3. Actionneur "voice coil"
4. Support vérin + clapets
5. Raccord pour tubulures

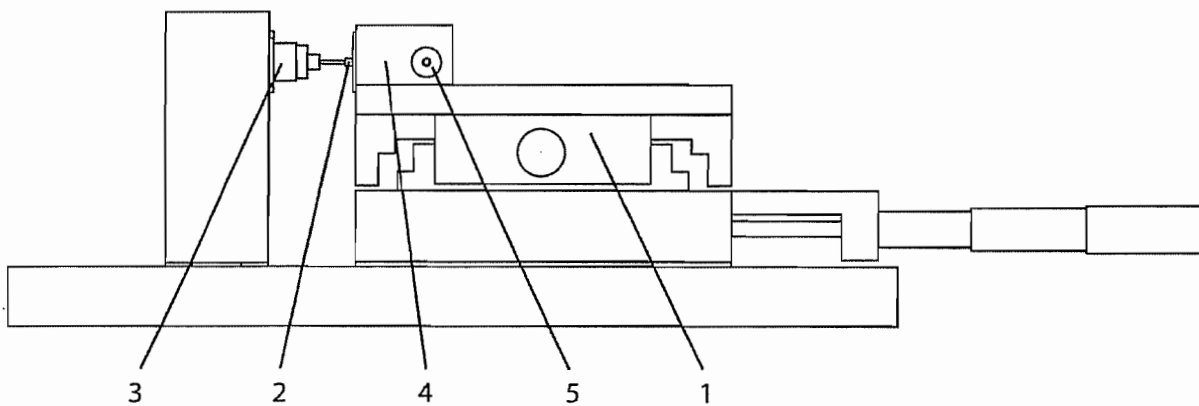


Figure 3.

Le banc d'essai (cfr. Figure 3.) vise à intégrer tous les composants de la pompe dont le fonctionnement a été décrit précédemment.

La table de positionnement XY permet d'assurer un positionnement parfait entre l'actionneur et le vérin pneumatique (colinéarité de leurs axes de révolution).

La pièce la plus délicate de ce banc d'essai est celle incorporant le vérin pneumatique et les deux clapets. Un coupe de cette pièce est illustrée à la Figure 4. Le vérin (non coupé) et les clapets y sont représentés ainsi que différents trous de fixation.

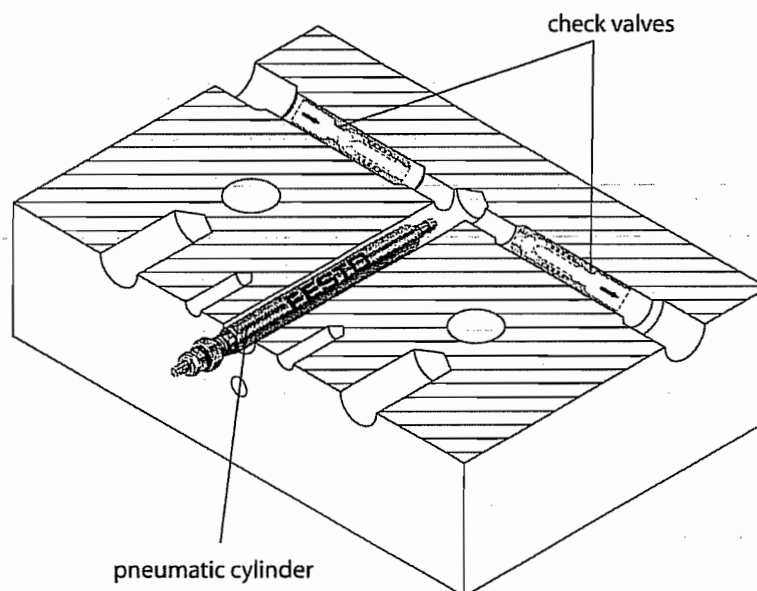


Figure 4.

Notons que le vérin est sectionné en son extrémité (cfr. Figure 5.) afin d'en extraire le ressort de rappel. Sa raideur est en effet trop importante pour que l'actionneur puisse mouvoir le piston avec son ressort.

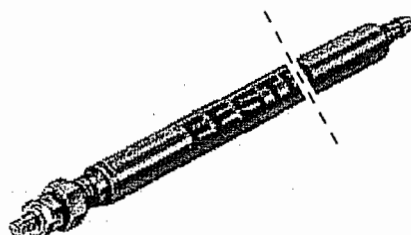


Figure 5.

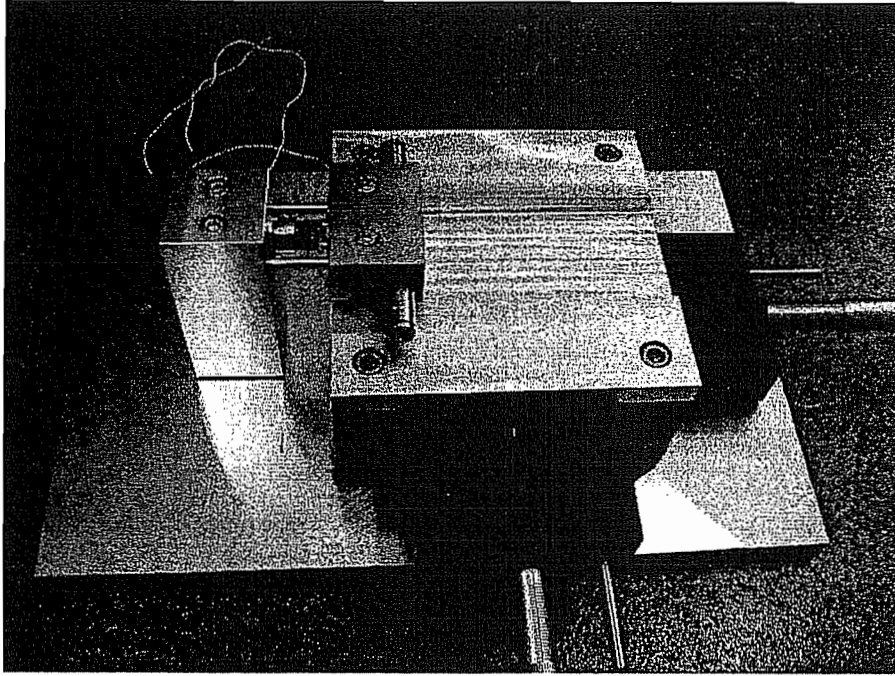


Figure 6.

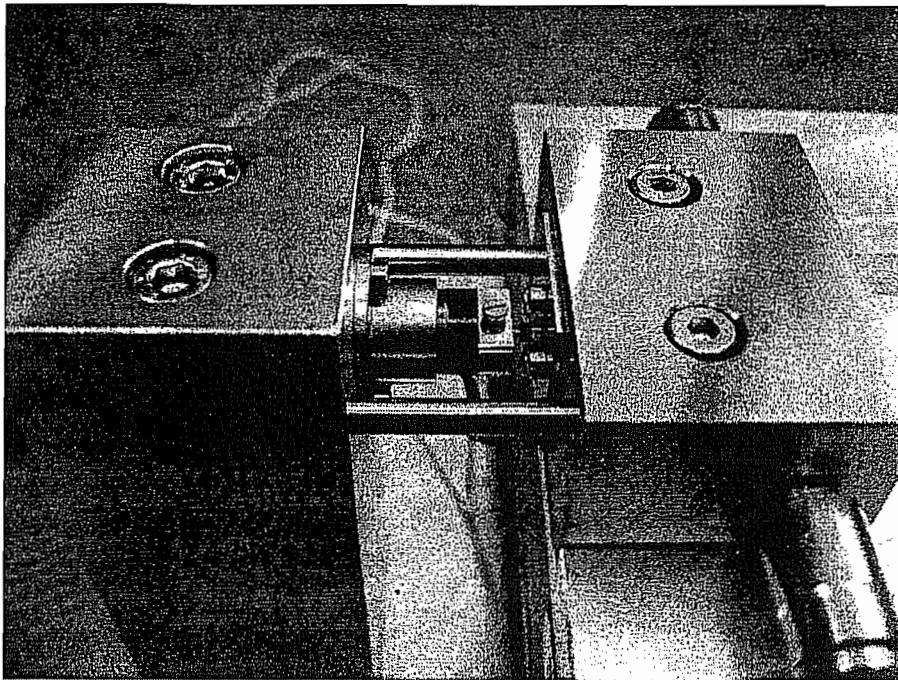


Figure 7.

Sur les photos du banc d'essai (Figures 6. et 7.), on peut apercevoir 2 goupilles cylindriques qui permettent d'assurer le centrage entre les parties mobile et fixe de l'actionneur.

Il est à noter que l'actionneur est constitué de deux parties distinctes :

- la partie mobile qui supporte la bobine
- la partie fixe qui comprend l'aimant

La partie mobile doit nécessairement être guidée lors de son déplacement. Dans la présente pompe, le guidage sera réalisé par l'intermédiaire du piston du vérin pneumatique (cfr. Figure 8.).

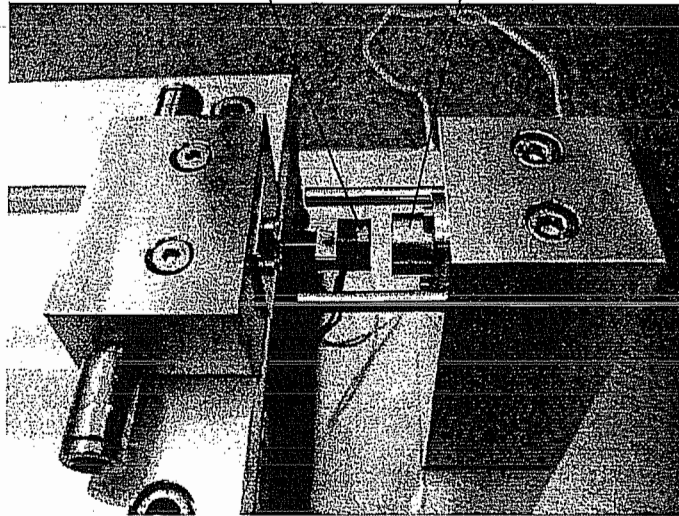
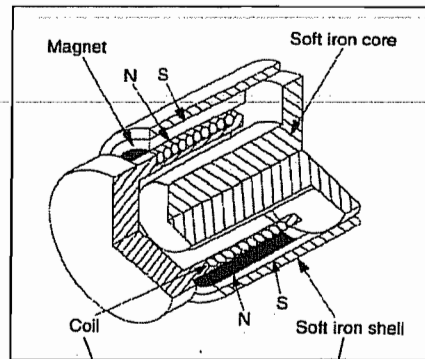


Figure 8.



# ANNEXE 1

## 1. SYSTEME A PISTON A ACCUMULATEUR D'ENERGIE

L'idée est d'éliminer les clapets ou toutes autres formes de soupapes (voir à ce propos le dimensionnement des soupapes). Il devrait y avoir moyen d'exploiter le système de lumières existant dans les moteurs 2 temps. Cependant, il y a une différence fondamentale entre le moteur 2 temps et notre pompe : il s'agit de la compressibilité du fluide. Cette différence nous oblige à utiliser un accumulateur d'énergie si nous désirons nous passer de soupapes pour n'utiliser que des lumières.

Voici le principe de fonctionnement de ce système. L'accumulateur d'énergie est représenté par un ressort.

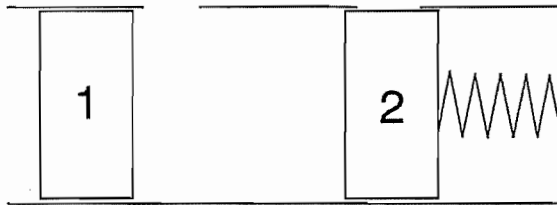


Figure 1 : état initial des 2 pistons

**1<sup>er</sup> temps**, la lumière d'aspiration est ouverte tandis que le refoulement est empêché.

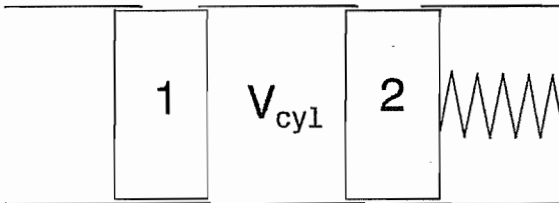


Figure 2 : le cylindre 1 se déplace

**2<sup>ème</sup> temps**, le piston 1 avance et emprisonne un certain volume de fluide  $V_{cyl}$  dans la chambre.

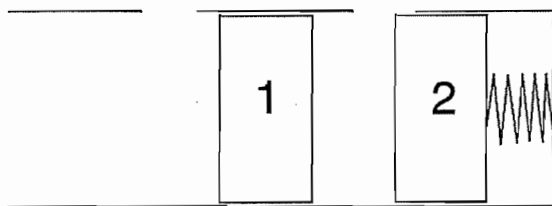


Figure 3 : le cylindre 1 refoule

**3<sup>ème</sup> temps**, le piston 1 refoule le liquide au travers de la lumière d'échappement. Le système piston 2 - ressort a accumulé de l'énergie lors du déplacement du piston 1, la lumière de refoulement étant alors fermée.

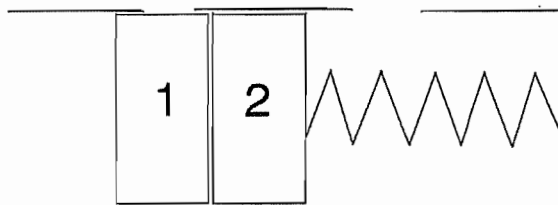


Figure 4 : le piston 1 recule

**4<sup>ème</sup> temps**, le piston 1 recule, entraînant le piston 2 qui accumule encore une fois de l'énergie.

Enfin, lorsque le piston 1 libère la lumière, l'accumulateur renvoie l'énergie emmagasiner pour aspirer du liquide et on recommence au temps 1.

Avantage : - absence de soupapes

Inconvénient : - réalisation de l'accumulateur  
- nécessite une étanchéité au niveau des jupes des pistons

## 2. POMPE A PALETTE SANS TRANSFERT DE FLUIDE D'UNE CHAMBRE A L'AUTRE

Le principe de cette pompe reste encore à définir. Le but est simplement de supprimer la perte de charge due au transfert du fluide d'une chambre à l'autre au travers du canal foré dans le piston, qui doit être très étroit.

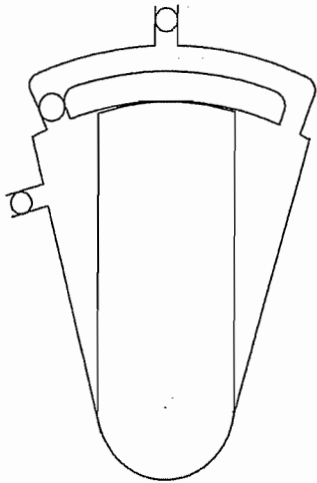


Figure 5 : pompe à palette à sans canal interne au piston

Une variante à ce système est d'obtenir ce transfert du fluide d'une chambre à l'autre par un autre conduit que celui traversant le piston, ce qui permettrait sans doute d'être maître des pertes de charge.

Avantages : - Supprime la perte de charge (trop élevée !) due au passage du fluide dans un canal très étroit.  
- moins de difficultés de fabrication ?

## 3. POMPE A PALETTE A GUIDAGE CIRCULAIRE EXPLOITANT LE STICK-SLIP

Le principe de cette pompe est de créer un volume variable grâce à 2 palettes. Une d'elles est animée d'un mouvement continu tandis que l'autre est alternativement au repos et en mouvement. L'évolution de cette dernière palette rappelle le phénomène de stick-slip d'ou l'idée de le reproduire.

Le mouvement de la première palette est donnée grâce à un moteur. Le stator de ce moteur comporte plusieurs paires de pôles. En utilisant 2 palettes de propriétés magnétiques

différentes, on peut espérer que la seconde palette soit retenue successivement par les pôles jusqu'au changement de polarité. Ce qui nous donnera bien le mouvement en stick-slip désiré.

Avantages : - mouvement circulaire sans changement de sens de rotation.  
- pas de transfert de fluide d'une chambre à l'autre  
- présence de soupapes inutile, seules des lumières suffisent (à confirmer)

Inconvénient : - l'effet du squeeze-film n'est pas éliminé

Point en suspens : - géométrie des palettes reste à définir (où vont les fuites ?)  
- où mettre le ressort ?

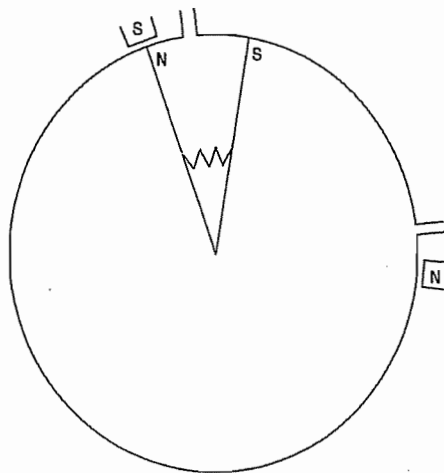
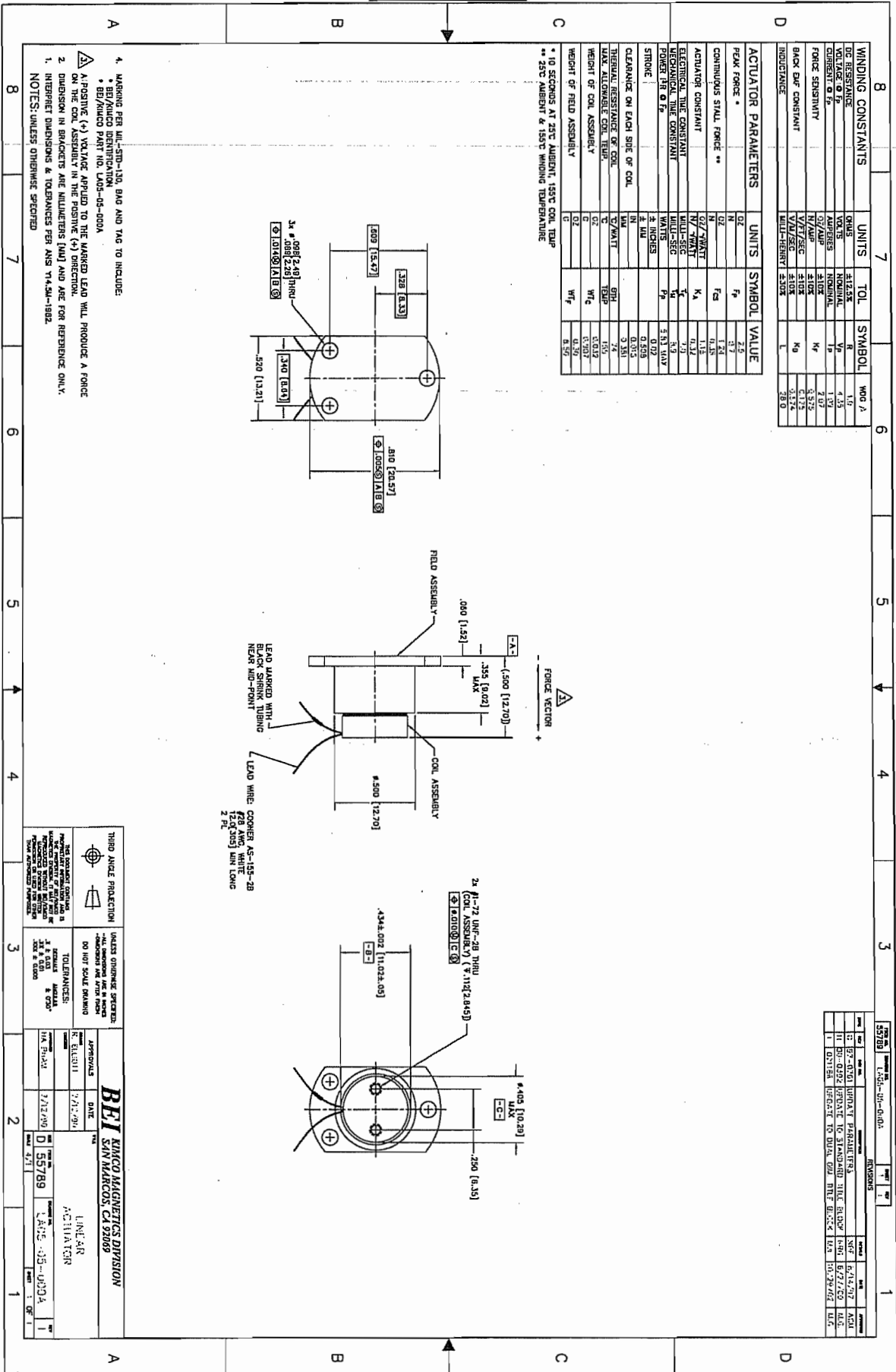


Figure 6 : Pompe à palette à guidage circulaire exploitant le stick-slip, principe

# ANNEXE 2



WINDING CONSTANTS	UNITS	TOL	SYMBOL	MOD A
DC RESISTANCE	OHMS	±12.5%	R	1/6
VOLTAGE @ I <sub>p</sub>	VOLTS	NOMINAL	V <sub>p</sub>	4/35
CURRENT @ I <sub>p</sub>	AMPERES	NOMINAL	I <sub>p</sub>	1/30
FORCE SENSITIVITY	g/AMP	±1.0%	K <sub>f</sub>	2/17
BACK EMF CONSTANT	V/SEC	±1.0%	K <sub>e</sub>	5/12
INDUCTANCE	μH/SEC	±1.0%	K <sub>0</sub>	5/12
	μH/HERTZ	±3.0%	L	28.0

ACTUATOR PARAMETERS	UNITS	SYMBOL	VALUE
PEAK FORCE *	F <sub>p</sub>	2.5	
CONTINUOUS STYL FORCE **	F <sub>c</sub>	1.24	
ACTUATOR CONSTANT	K <sub>A</sub>	0.15	
ELECTRICAL TIME CONSTANT	τ <sub>e</sub>	0.32	
MECHANICAL TIME CONSTANT	τ <sub>m</sub>	1.3	
POWER I <sub>p</sub> @ F <sub>p</sub>	WATTS	3.9	
STROKE	IN	0.05	
CLEARANCE ON EACH SIDE OF COIL	IN	0.015	
THERMAL RESISTANCE OF COIL	°C/WATT	3.50	
MAX ALLOWABLE COIL TEMP	°C	100	
WEIGHT OF COIL ASSEMBLY	g	0.012	
	oz	0.397	
WEIGHT OF FIELD ASSEMBLY	g	0.39	
	wt%	8.57	

\* 10 SECONDS AT 25°C AMBIENT, 155°C COIL TEMP  
 \*\* 25°C AMBIENT & 155°C WINDING TEMPERATURE

4. MARKS PER MIL-STD-130 DIA AND TAG TO INCLUDE:
    - \* BE/MIKO IDENTIFICATION
    - \* BE/MIKO PART NO. LMS-05-000A
  - △ A POSITIVE (+) VOLTAGE APPLIED TO THE MARKED LEAD WILL PRODUCE A FORCE ON THE COIL ASSEMBLY IN THE POSITIVE (+) DIRECTION.
  2. DIMENSION IN BRACKETS ARE MILLIMETERS (MM) AND ARE FOR REFERENCE ONLY.
- NOTES: UNLESS OTHERWISE SPECIFIED

<p>THIRD ANGLE PROJECTION</p>	<p>UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN INCHES - DO NOT SCALE DRAWING</p>	<p>TOLERANCES: FINISH: ±.0015 UNLESS OTHERWISE SPECIFIED</p>	<p>APPROVALS: DATE: 7/12/90</p>
<p>BEI MIKO MAGNETICS DIVISION                  SAN MARCOS, CA 92069</p>	<p>LINEAR ACTUATOR</p>	<p>DATE: 7/12/90</p>	<p>REV: 1</p>

REV	DATE	BY	CHKD	DESCRIPTION
1	07-12-90	WJ	WJ	INITIAL DRAWING
2	07-12-90	WJ	WJ	REVISED TO STANDARD SIZE BODY
3	07-12-90	WJ	WJ	REVISED TO STANDARD SIZE BODY
4	07-12-90	WJ	WJ	REVISED TO STANDARD SIZE BODY

# Micro-Pneumatic Cylinders, Type EG

Single-Acting, Bores 2.5 to 6 mm

## Single-Acting Cylinder

With spring return, Integral fitting

Type EG-...



The Micro-Pneumatic series from Festo... provide high performance power and actuation in the smallest possible space.

### Micro-Pneumatic Cylinders:

- Bore sizes: 2.5, 4, 6 mm
- Stroke lengths: 5, 10, 15, 20, 25 mm
- Lightweight corrosion-resistant design
- Built-in connections
- Easy to mount
- Operates best with filtered, unlubricated compressed air

The following lubricating oils are recommended if lubricated compressed air is used.

Festo Special Oil OFSW-32	Hydraulic oil per DIN 51524 Part 2 with a viscosity of 32 mm <sup>2</sup> /s at 40°C (HLP32)
ARAL Vitam GF 32	
Esso Nuto H 32	
Mobil DTE 24	
BP Energol HLP-HM 32	
Shell Hydrol DO 32	

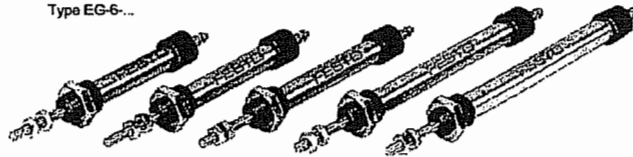
Type EG-2.5-...



Type EG-4-...



Type EG-6-...



Order Number (see next page)			Part No. (see page 237) and Type Code: EG + bore (mm) + stroke length (mm) + connection Example: Bore 4 mm, stroke length 15 mm - 15887 EG-4-15-PK-2										
Medium			Compressed air (filtered, unlubricated†)										
Design			Piston type cylinder										
Max. Allowable Operating Pressure*			102 psi / 7 bar										
Materials			Bearing cap: Bronze, nickel-plated; Cylinder barrel: CuZn 39 Pb2, nickel-plated; Piston: X 12 CrNiS 18 8; Seals: Buna N										
Weight			See table on next page.										
Bore mm	Stroke mm	Minimum force at 87 psi / 6 bar lbf / N	Spring return force, min / max										
			Stroke 0.19 in / 5 mm lbf / N		Stroke 0.39 in / 10 mm lbf / N		Stroke 0.59 in / 15 mm lbf / N		Stroke 0.79 in / 20 mm lbf / N		Stroke 0.98 in / 25 mm lbf / N		Connection for tubing mm
2.5	5	0.22 / 1	0.13 / 0.6	0.27 / 1.2	0.13 / 0.6	0.27 / 1.2	—	—	—	—	—	—	
	10	1.57 / 7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	15	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	20	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
4	5	1.35 / 6	0.34 / 1.5	0.65 / 2.9	0.34 / 1.5	0.65 / 2.9	0.40 / 1.8	0.58 / 2.6	0.34 / 1.5	0.58 / 2.6	—	—	2
	10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	15	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	20	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
6	5	3.15 / 14	0.94 / 4.2	1.19 / 5.3	0.70 / 3.1	1.19 / 5.3	0.45 / 2.0	1.19 / 5.3	0.70 / 3.1	1.19 / 5.3	0.58 / 2.6	1.19 / 5.3	3
	10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	15	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	20	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	

\* 41 to 140°F / +5 to +60°C

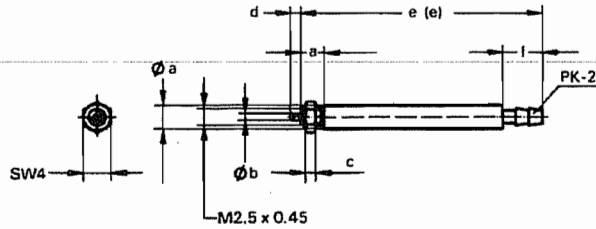
† For lubricated compressed air, see recommended oils.

# Micro-Pneumatic Cylinders, Type EG

Dimensions, Weights, Order Numbers

**FESTO**

Type EG-2.5-5  
EG-2.5-10 (dimensions in brackets)

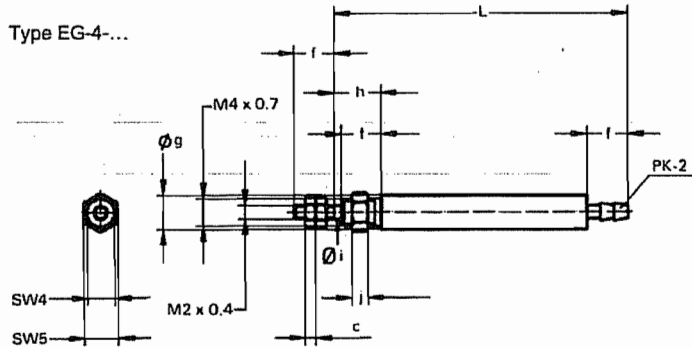


Dimensions

a	0.14 in / 3.5 mm
b	0.04 in / 1 mm
c	0.06 in / 1.6 mm
d	0.06 in / 1.5 mm
e	1.08 in / 27.5 mm
(e)	1.44 in / 36.5 mm
f	0.24 in / 6 mm
g	0.20 in / 5 mm
h	0.28 in / 7 mm
i	0.08 in / 2 mm
j	0.09 in / 2.4 mm
k	0.39 in / 10 mm
l	0.59 in / 15 mm
m	0.51 in / 13 mm
n	0.31 in / 8 mm
o	0.12 in / 3 mm

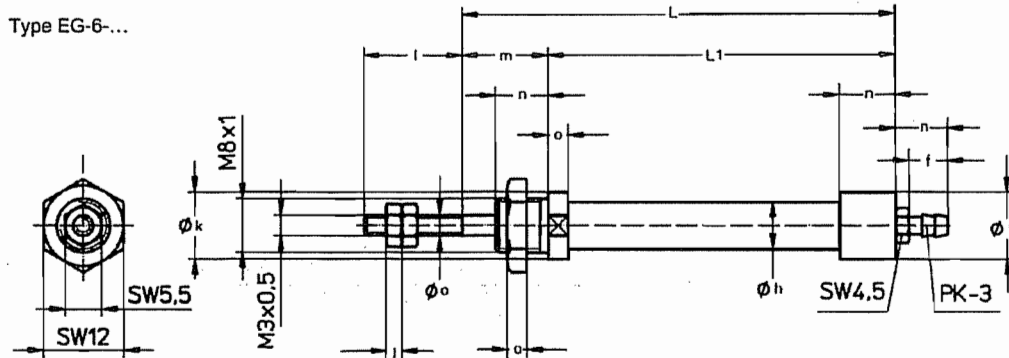
SW = wrench size, mm

Type EG-4...



Type	L in / mm
EG-4-5-PK-2	1.38 / 35
EG-4-10-PK-2	1.73 / 44
EG-4-15-PK-2	2.09 / 53
EG-4-20-PK-2	2.28 / 58

Type EG-6...



Type	L in / mm	L1 in / mm
EG-6-5-PK-3	2.13 / 54	1.61 / 41
EG-6-10-PK-3	2.32 / 59	1.81 / 46
EG-6-15-PK-3	2.52 / 64	2.0 / 51
EG-6-20-PK-3	3.19 / 81	2.68 / 68
EG-6-25-PK-3	3.39 / 86	2.87 / 73

Order Number					
Part No.	Type	Bore mm	Stroke mm	Connection	Weight lb / kg
15883	EG- 2.5- 5-			PK-2	0.004 / 0.002
15884	EG- 2.5- 10-			PK-2	0.007 / 0.003
15885	EG- 4- 5-			PK-2	0.009 / 0.004
15886	EG- 4- 10-			PK-2	0.011 / 0.005
15887	EG- 4- 15-			PK-2	0.011 / 0.005
15888	EG- 4- 20-			PK-2	0.013 / 0.006
15891	EG- 6- 5-			PK-3	0.022 / 0.010
15892	EG- 6- 10-			PK-3	0.026 / 0.012
15893	EG- 6- 15-			PK-3	0.033 / 0.015
15894	EG- 6- 20-			PK-3	0.040 / 0.018
15895	EG- 6- 25-			PK-3	0.044 / 0.020

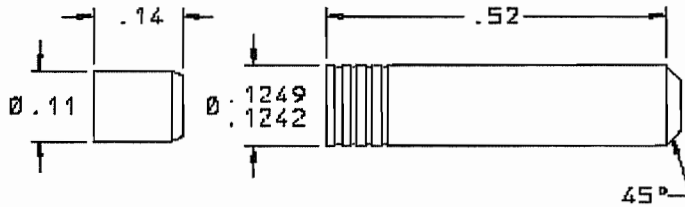
Subject to change (Ref. 1.220-2) (97/98)

237

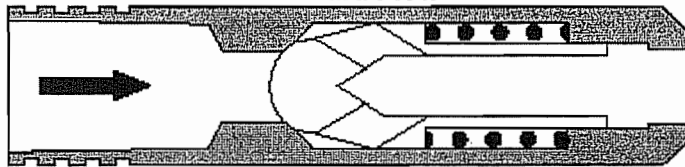
# Ø .125" High Pressure Check



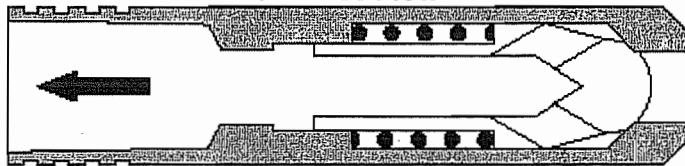
## Locking Pin and Chek Valve



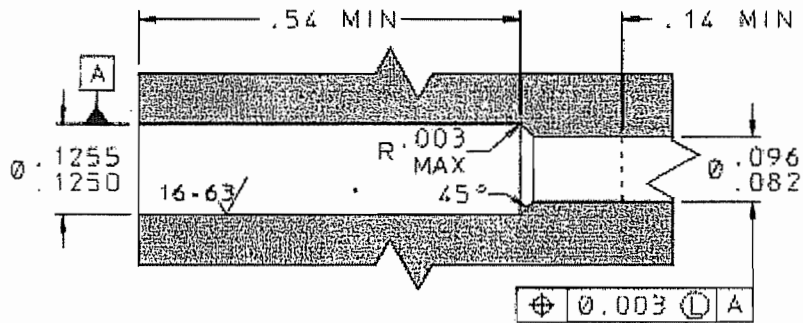
### Forward Flow

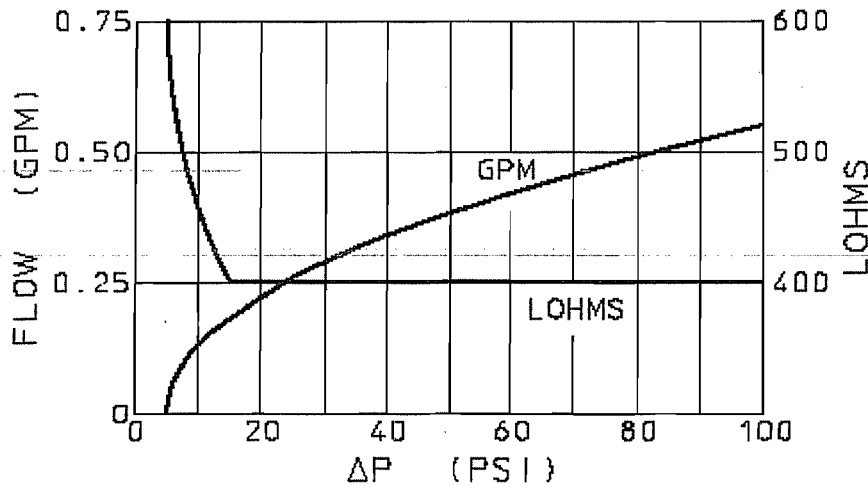


### Reverse Flow



## Installation Hole





- Cracking Pressure is  $5 \pm 3$  or  $1 \pm 0.5$  psid.
- Maximum Leakage is 1 drop/minute at 5 psid in the checked direction, 1 drop/hour at 1000 - 8000 psid.
- Lohm rate at 15 psid and greater is 400 Lohms Maximum.
- Maximum Working Pressure is 8000 psid.
- Nominal Weight is 0.6 grams.  
(Valve performance on MIL-H-83282 at 80°F. 1 drop = 50  $\mu$ L)

**MATERIALS:  
PART  
MATERIAL  
SPECIFICATION**

Body  
304 Cres  
QQ-S-763

Pin  
13-8 MO Cres  
AMS 5629

Poppet  
15-5PH Cres  
AMS 5659

Spring  
17-7PH Cres  
AMS 5678

Spring Seat  
304 Cres  
QQ-S-763

*Finish: All Cres Parts Passivated per QQ-P-35.  
Pins are prewaxed. Do not degrease. Do not lubricate.*

**INSTALLATION AND EXTRACTION**

Tool Set Part Number is CUTA1250306C

For Installation and Extraction Procedures, Tools and Oversize Spare Parts, follow this [link](#)

**LEE Part Number**



**Cracking Pressure  
Lohm Rate  
Free Flow Direction**

CHFA1256505A

5 ± 3

400

FORWARD

CHFA1256501A

1 ± 0.5

400

FORWARD

CHRA1256505A

5 ± 3

400

REVERSE

CHRA1256501A

1 ± 0.5

400

REVERSE

---

For more information, please send us your application information via our **ASK LEE** service. Or contact our application engineers in the **USA** at 1-800-LEE-PLUG or our representatives **around the world**.

Copyright 11/2002 by The Lee Company, USA

-- Trademark information --

LEE Homepage

-----

-----

-----

-----

-----

-----

-----

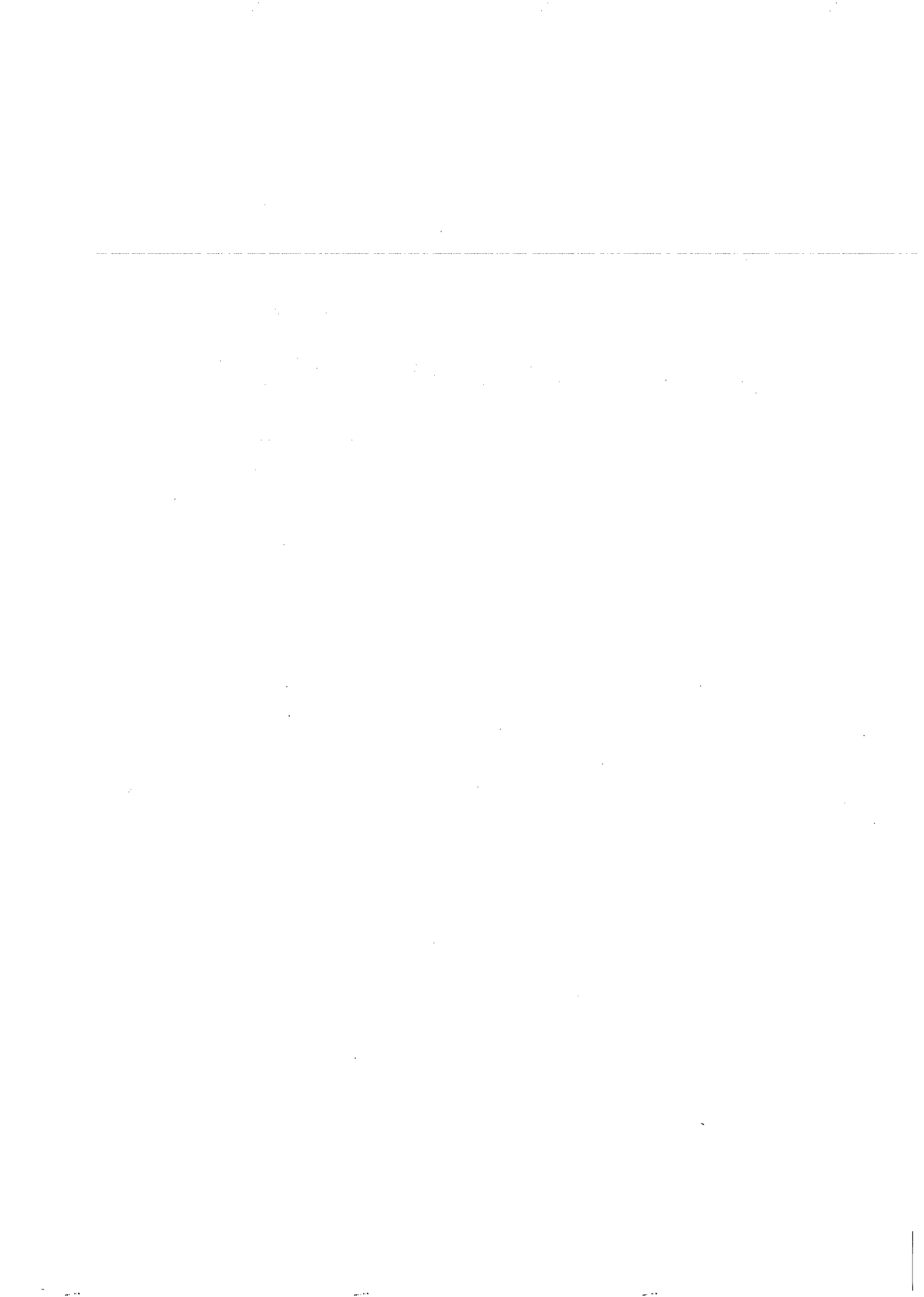
-----

-----

# 3. Plans

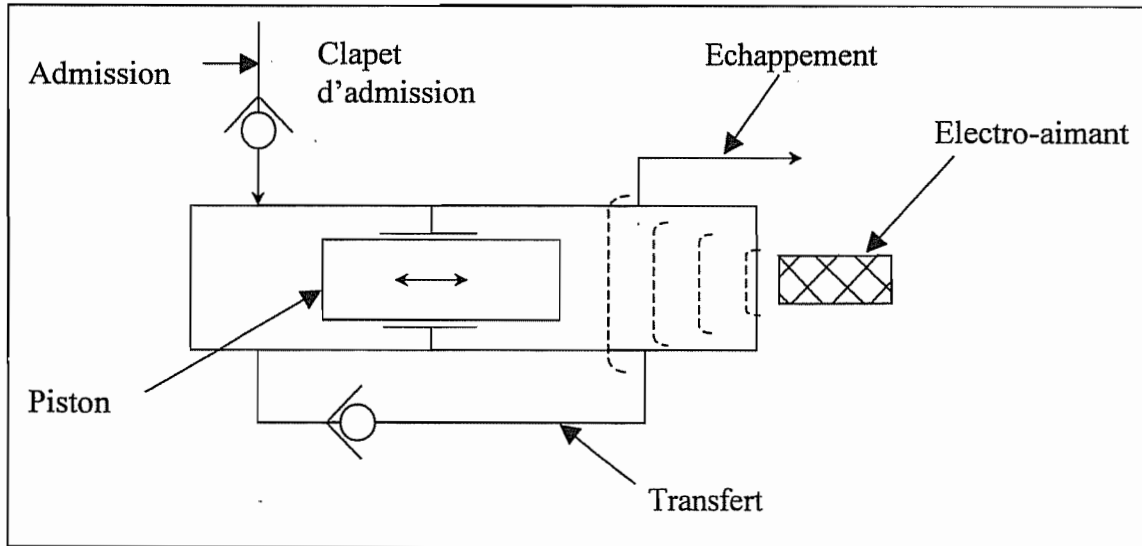


## **3.1. Récapitulatif des prototypes de pompe**



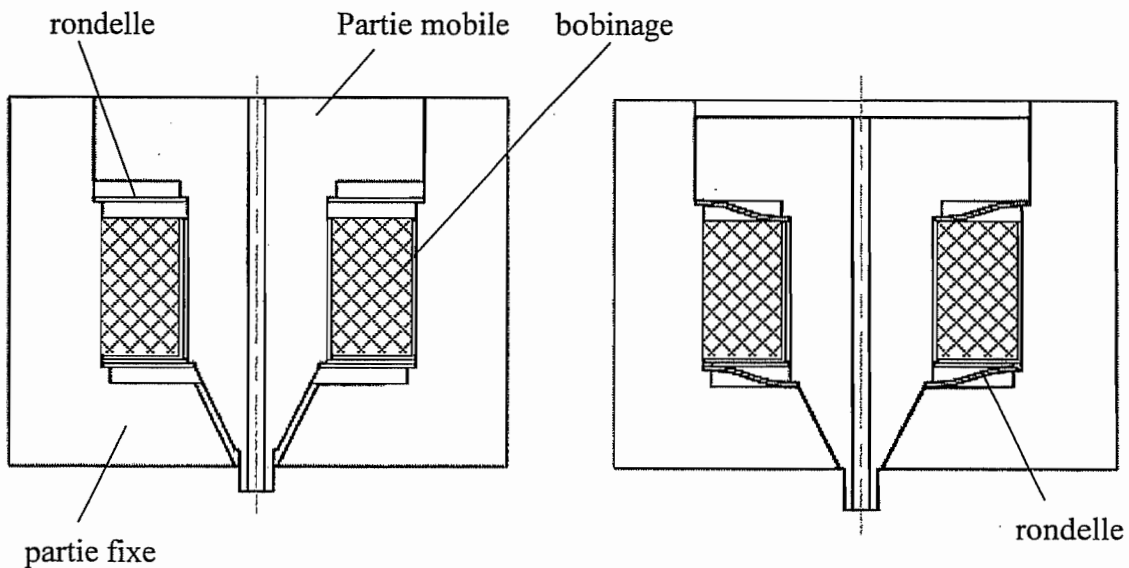
# 1. Liste des pompes

## 1.1. V00.1 pompe à spider (FALK – schéma de principe)

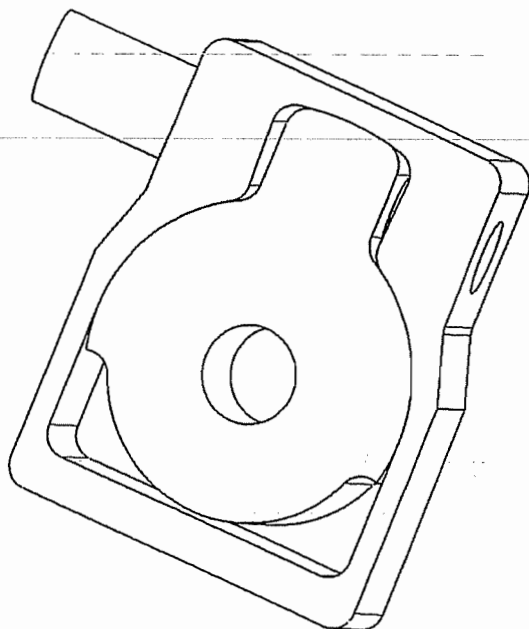


## 1.2. V00.2

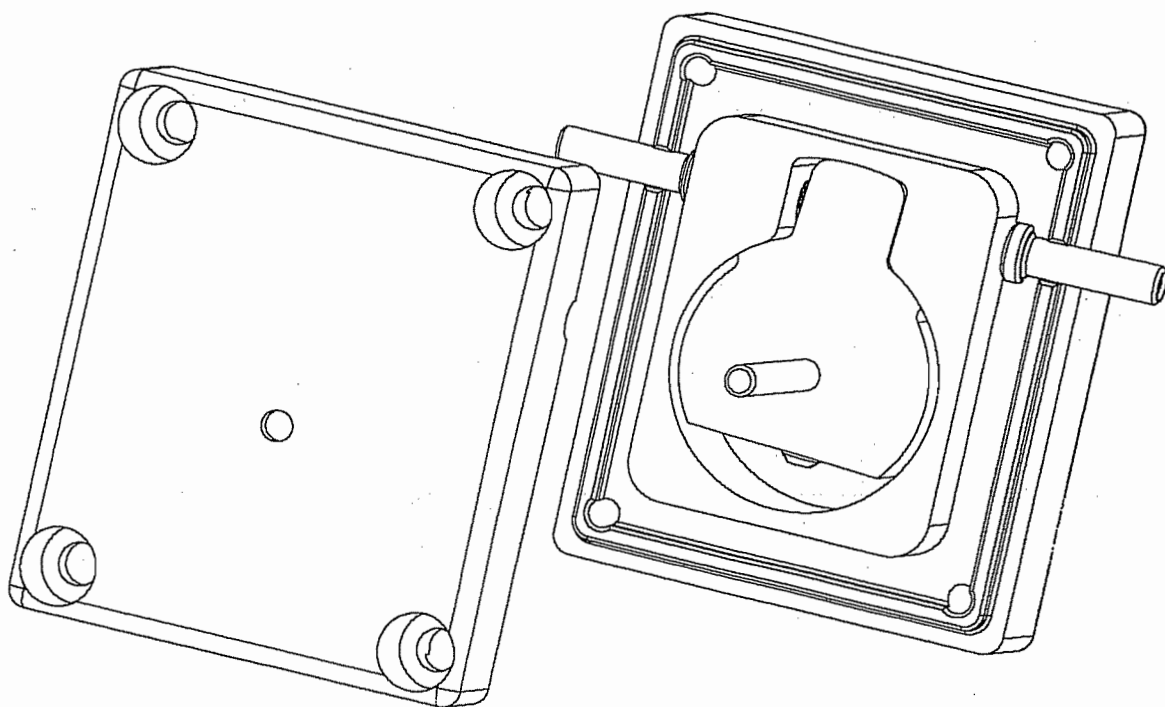
Voici, basée sur le même principe, une configuration intérieure de la micropompe, issue d'une première réflexion du groupe 4M.



### 1.3. V01 pompe rotoïde (base du modèle 10 :1)

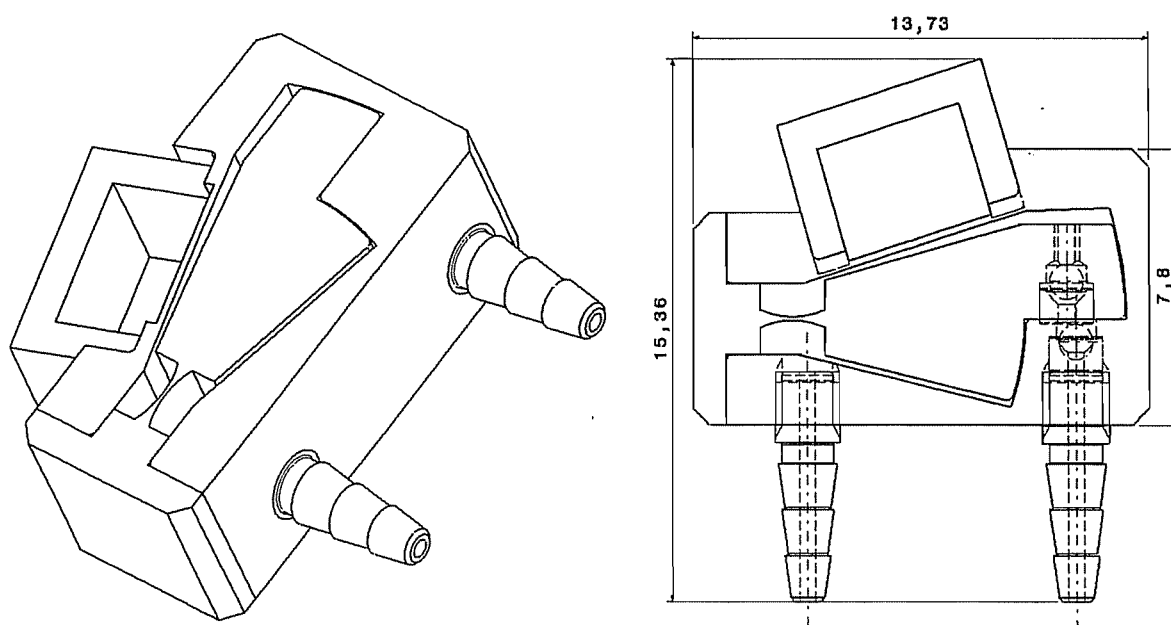


### 1.4. V02 pompe rotoïde modifiée

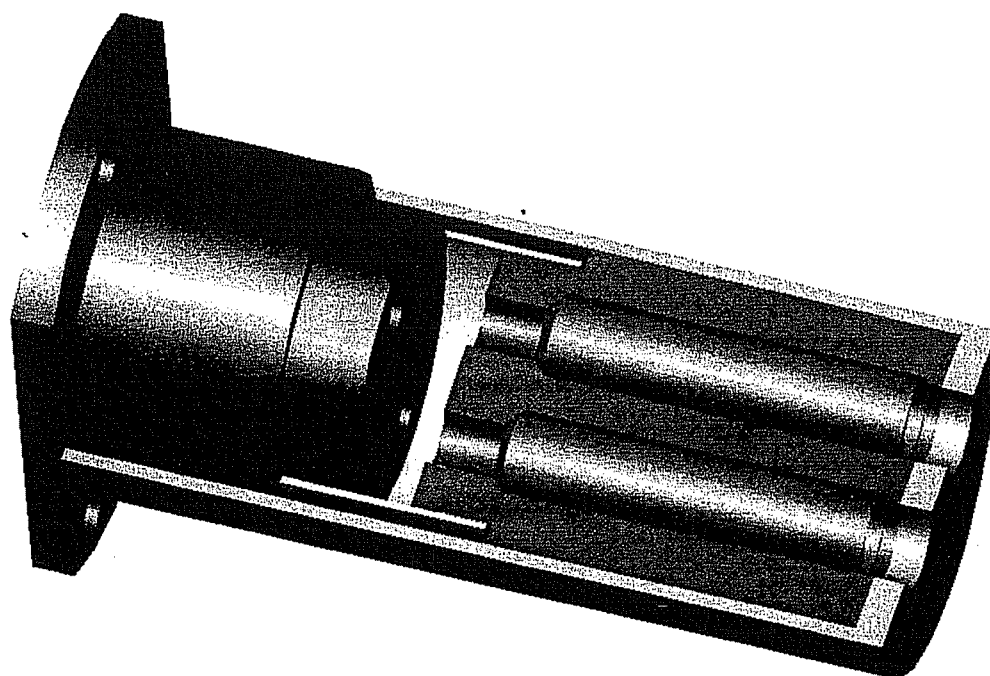




### 1.5. V03 pompe à col

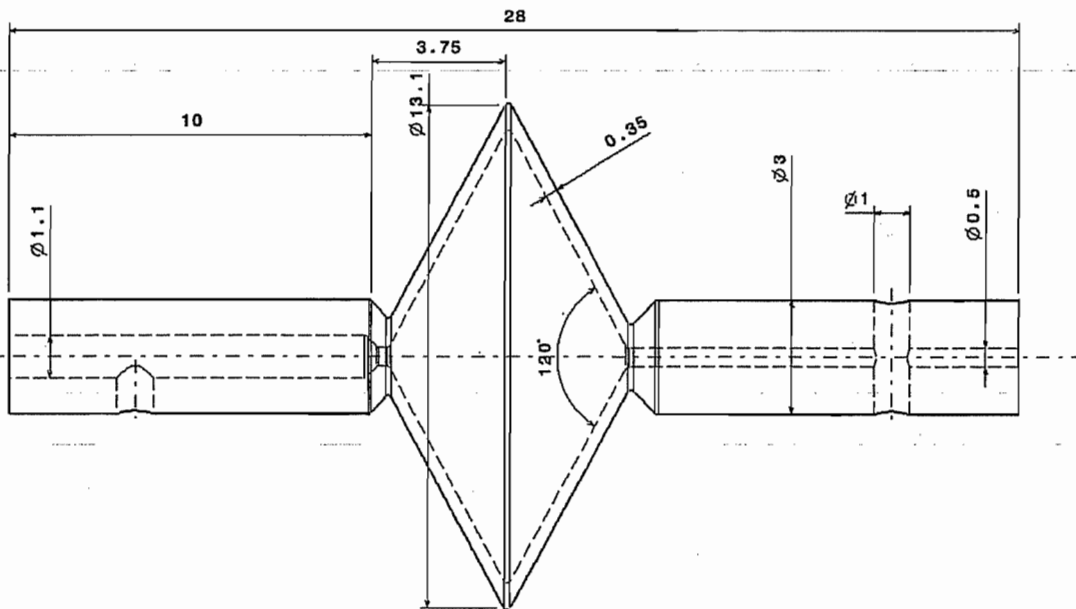


### 1.6. V04 pompe du commerce



## 1.7. V05 pompe à soufflets

Cette pompe, dans une phase primaire de développement, fera intervenir l'élément soufflet-clapet suivant (la géométrie pourrait changer).



## **3.2. Plans du banc essais du modèle à l'échelle 10 :**

**1**

---

1. The first part of the document discusses the importance of maintaining accurate records of all transactions and activities. It emphasizes the need for transparency and accountability in financial reporting.

---

2. The second part of the document outlines the various methods and techniques used to collect and analyze data. It includes a detailed description of the experimental procedures and the instruments used.

3. The third part of the document presents the results of the experiments and discusses the implications of the findings. It compares the experimental results with theoretical predictions and previous studies.

4. The fourth part of the document concludes the study and provides a summary of the key findings. It also discusses the limitations of the study and suggests directions for future research.

5. The fifth part of the document contains the references and a list of the authors' contact information. It also includes a table of contents and a list of figures and tables.

6. The sixth part of the document contains the acknowledgments and a list of the authors' affiliations. It also includes a list of the authors' contact information and a list of the authors' addresses.

7. The seventh part of the document contains the appendices and a list of the authors' contact information. It also includes a list of the authors' contact information and a list of the authors' addresses.

8. The eighth part of the document contains the index and a list of the authors' contact information. It also includes a list of the authors' contact information and a list of the authors' addresses.

9. The ninth part of the document contains the glossary and a list of the authors' contact information. It also includes a list of the authors' contact information and a list of the authors' addresses.

10. The tenth part of the document contains the bibliography and a list of the authors' contact information. It also includes a list of the authors' contact information and a list of the authors' addresses.

11. The eleventh part of the document contains the list of figures and tables and a list of the authors' contact information. It also includes a list of the authors' contact information and a list of the authors' addresses.

12. The twelfth part of the document contains the list of authors' contact information and a list of the authors' addresses. It also includes a list of the authors' contact information and a list of the authors' addresses.

13. The thirteenth part of the document contains the list of authors' contact information and a list of the authors' addresses. It also includes a list of the authors' contact information and a list of the authors' addresses.

14. The fourteenth part of the document contains the list of authors' contact information and a list of the authors' addresses. It also includes a list of the authors' contact information and a list of the authors' addresses.

15. The fifteenth part of the document contains the list of authors' contact information and a list of the authors' addresses. It also includes a list of the authors' contact information and a list of the authors' addresses.

16. The sixteenth part of the document contains the list of authors' contact information and a list of the authors' addresses. It also includes a list of the authors' contact information and a list of the authors' addresses.

17. The seventeenth part of the document contains the list of authors' contact information and a list of the authors' addresses. It also includes a list of the authors' contact information and a list of the authors' addresses.

18. The eighteenth part of the document contains the list of authors' contact information and a list of the authors' addresses. It also includes a list of the authors' contact information and a list of the authors' addresses.

19. The nineteenth part of the document contains the list of authors' contact information and a list of the authors' addresses. It also includes a list of the authors' contact information and a list of the authors' addresses.

20. The twentieth part of the document contains the list of authors' contact information and a list of the authors' addresses. It also includes a list of the authors' contact information and a list of the authors' addresses.

21. The twenty-first part of the document contains the list of authors' contact information and a list of the authors' addresses. It also includes a list of the authors' contact information and a list of the authors' addresses.

22. The twenty-second part of the document contains the list of authors' contact information and a list of the authors' addresses. It also includes a list of the authors' contact information and a list of the authors' addresses.

23. The twenty-third part of the document contains the list of authors' contact information and a list of the authors' addresses. It also includes a list of the authors' contact information and a list of the authors' addresses.

24. The twenty-fourth part of the document contains the list of authors' contact information and a list of the authors' addresses. It also includes a list of the authors' contact information and a list of the authors' addresses.

25. The twenty-fifth part of the document contains the list of authors' contact information and a list of the authors' addresses. It also includes a list of the authors' contact information and a list of the authors' addresses.

26. The twenty-sixth part of the document contains the list of authors' contact information and a list of the authors' addresses. It also includes a list of the authors' contact information and a list of the authors' addresses.

27. The twenty-seventh part of the document contains the list of authors' contact information and a list of the authors' addresses. It also includes a list of the authors' contact information and a list of the authors' addresses.

28. The twenty-eighth part of the document contains the list of authors' contact information and a list of the authors' addresses. It also includes a list of the authors' contact information and a list of the authors' addresses.

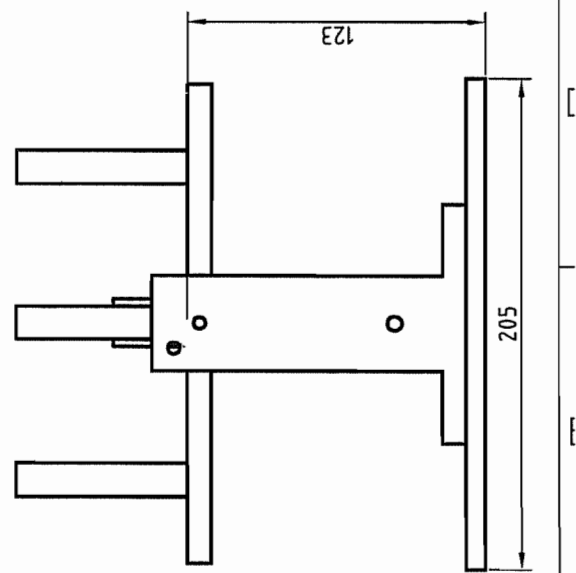
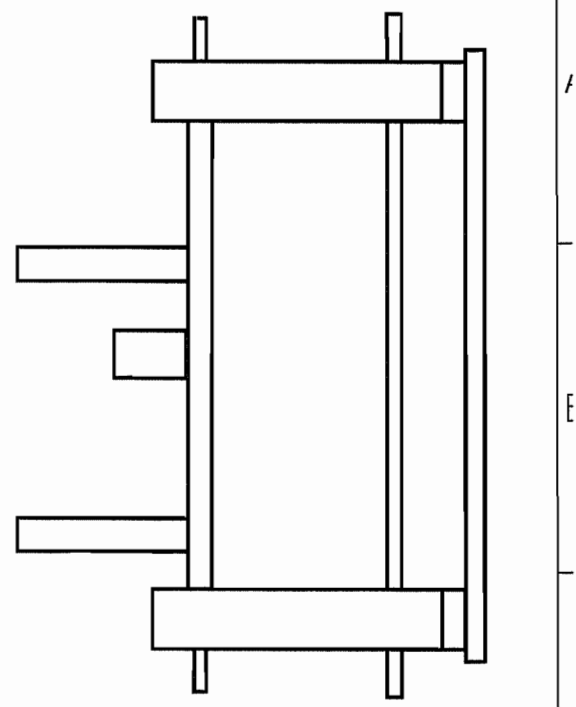
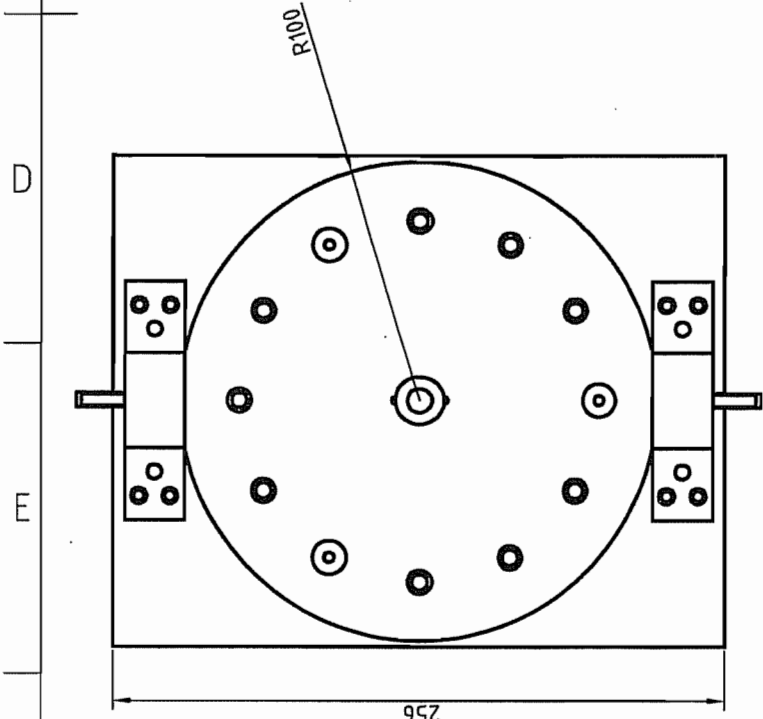
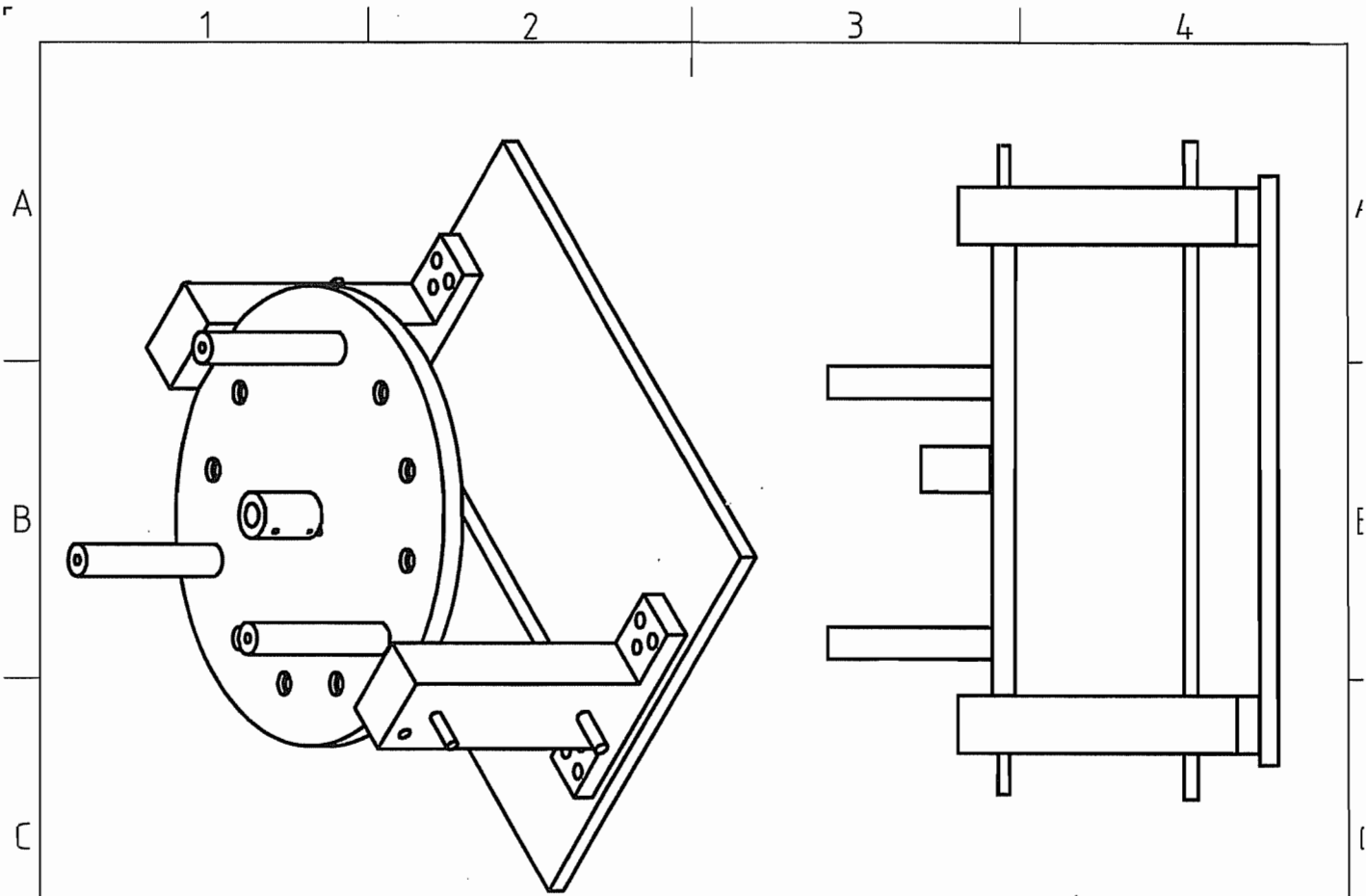
29. The twenty-ninth part of the document contains the list of authors' contact information and a list of the authors' addresses. It also includes a list of the authors' contact information and a list of the authors' addresses.

30. The thirtieth part of the document contains the list of authors' contact information and a list of the authors' addresses. It also includes a list of the authors' contact information and a list of the authors' addresses.

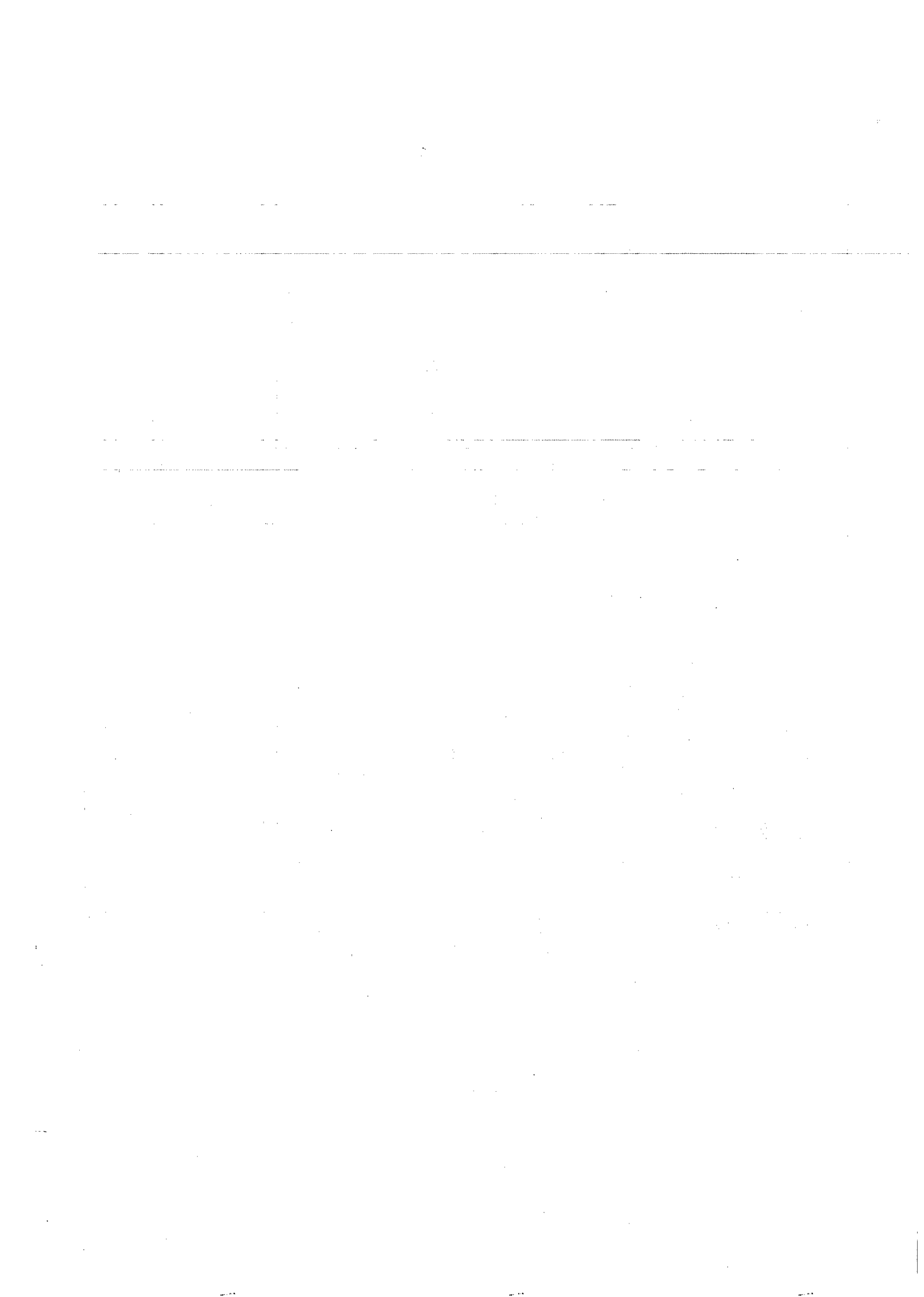
31. The thirty-first part of the document contains the list of authors' contact information and a list of the authors' addresses. It also includes a list of the authors' contact information and a list of the authors' addresses.

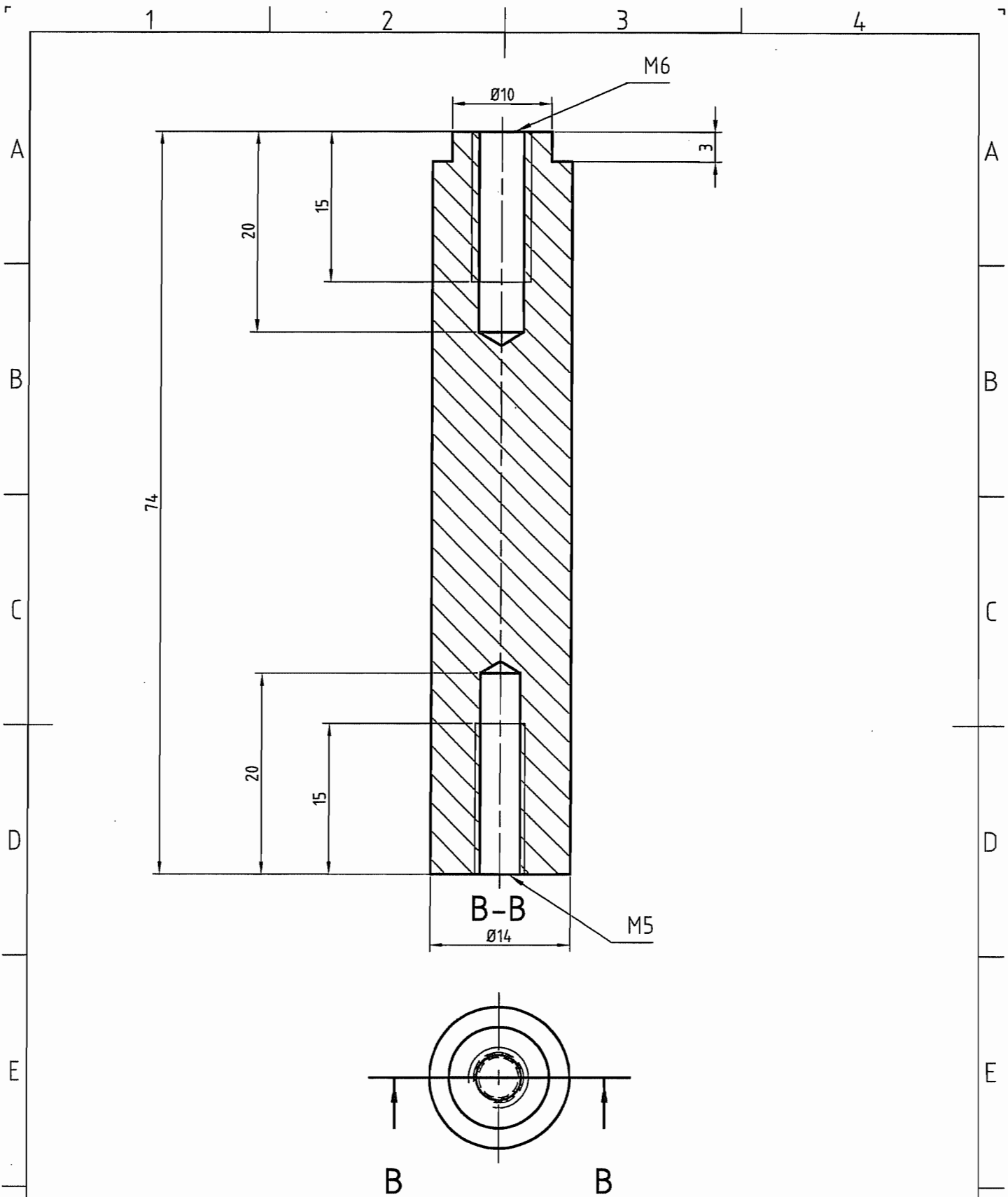
32. The thirty-second part of the document contains the list of authors' contact information and a list of the authors' addresses. It also includes a list of the authors' contact information and a list of the authors' addresses.

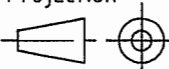
33. The thirty-third part of the document contains the list of authors' contact information and a list of the authors' addresses. It also includes a list of the authors' contact information and a list of the authors' addresses.



Projection 	Quant. : 1		Mat. : Aluminium		Reference : -			
	Scale 1:3	Tolerance ± 0.2	Surf. fin. : Ra 3.2/✓		Designed by SMAL_OLIVIER	Checked by -	Date 14/12/2001	
UCL-CEREM(PRM-LEI)					BANC_ESSAI_POMPE			
					N°_29		Edition 1	Sheet 29/X





Projection 	Quant. : 3	Mat. : Aluminium	Reference : -
	Scale 2:1	Tolerance ± 0.2	Surf. fin. : Ra 3,2/
UCL-CEREM(PRM-LEI)		PILIER_FIXATION_POMPE	
		N°_29	Edition 1 Sheet 29/X

-----

1. The first part of the document discusses the importance of maintaining accurate records of all transactions. This is essential for ensuring the integrity of the financial data and for providing a clear audit trail. The records should be kept up-to-date and should be accessible to all relevant parties.

2. The second part of the document outlines the procedures for handling incoming payments. It is important to ensure that all payments are recorded correctly and that any discrepancies are identified and resolved promptly. The procedures should be clear and consistent to avoid any confusion.

3. The third part of the document describes the process for issuing invoices. Invoices should be issued in a timely manner and should be clearly worded and easy to understand. It is also important to ensure that all necessary information is included on each invoice, such as the date, amount, and terms of payment.

4. The fourth part of the document discusses the importance of regular reconciliation of the accounts. This involves comparing the company's records with the bank statements to ensure that they match. Any differences should be investigated and resolved as soon as possible.

5. The fifth part of the document outlines the procedures for handling outgoing payments. It is important to ensure that all payments are made to the correct recipient and that the correct amount is paid. The procedures should be clear and consistent to avoid any errors.

6. The sixth part of the document describes the process for reviewing the financial statements. This involves a thorough review of the income statement, balance sheet, and cash flow statement to ensure that they are accurate and provide a clear picture of the company's financial performance.

7. The seventh part of the document discusses the importance of maintaining good communication with all stakeholders. This includes providing regular updates to the board of directors and other key personnel, as well as responding to any queries or concerns in a timely and professional manner.

8. The eighth part of the document outlines the procedures for handling any changes to the financial policies. Any changes should be clearly documented and approved by the appropriate authorities. It is also important to ensure that all staff are aware of any changes and understand how they will affect their work.

9. The ninth part of the document describes the process for conducting an annual financial review. This involves a comprehensive review of the company's financial performance over the past year, including an analysis of the strengths and weaknesses of the financial system. The results of the review should be used to inform the development of the company's financial strategy for the following year.

10. The tenth part of the document discusses the importance of ongoing training and development for all staff involved in the financial process. This includes providing regular updates on the latest financial regulations and best practices, as well as offering opportunities for professional development and career advancement.

11. The eleventh part of the document outlines the procedures for handling any disputes or disagreements. It is important to ensure that all disputes are resolved in a fair and timely manner, and that the company's reputation is protected. The procedures should be clear and consistent to avoid any confusion.

12. The twelfth part of the document describes the process for conducting an internal audit. This involves a regular review of the company's financial processes to ensure that they are being followed correctly and that any weaknesses are identified and addressed. The internal audit should be conducted by an independent party to ensure objectivity.

13. The thirteenth part of the document discusses the importance of maintaining good relationships with external auditors. This involves providing them with all necessary information and documentation in a timely and accurate manner, and responding to any queries or concerns in a professional and cooperative manner.

14. The fourteenth part of the document outlines the procedures for handling any changes to the external audit firm. Any changes should be clearly documented and approved by the appropriate authorities. It is also important to ensure that all staff are aware of any changes and understand how they will affect their work.

15. The fifteenth part of the document describes the process for conducting an external audit. This involves a comprehensive review of the company's financial performance over the past year, including an analysis of the strengths and weaknesses of the financial system. The results of the audit should be used to inform the development of the company's financial strategy for the following year.

16. The sixteenth part of the document discusses the importance of ongoing monitoring and evaluation of the financial system. This involves regularly reviewing the company's financial performance and identifying any areas for improvement. It is also important to ensure that the financial system is flexible enough to adapt to any changes in the business environment.

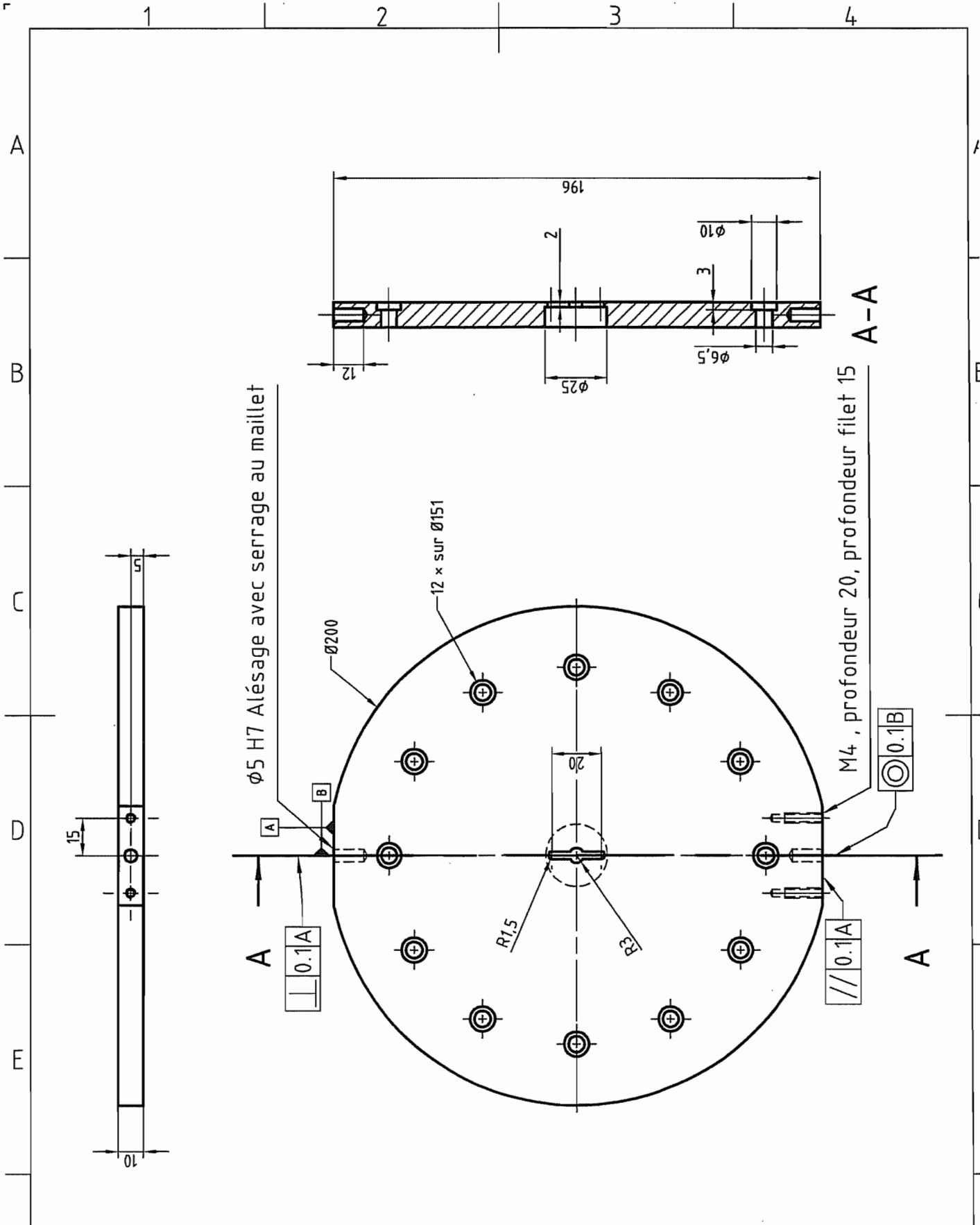
17. The seventeenth part of the document outlines the procedures for handling any changes to the financial system. Any changes should be clearly documented and approved by the appropriate authorities. It is also important to ensure that all staff are aware of any changes and understand how they will affect their work.

18. The eighteenth part of the document describes the process for conducting a financial risk assessment. This involves identifying and evaluating the potential risks to the company's financial performance, such as changes in market conditions or interest rates. The results of the assessment should be used to inform the development of the company's financial strategy for the following year.

19. The nineteenth part of the document discusses the importance of maintaining good relationships with all stakeholders. This includes providing regular updates to the board of directors and other key personnel, as well as responding to any queries or concerns in a timely and professional manner.

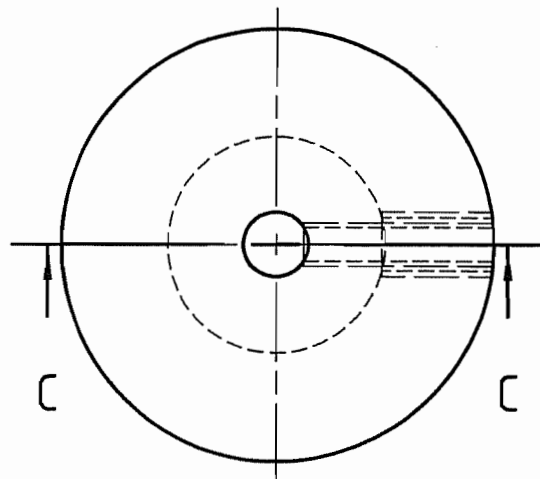
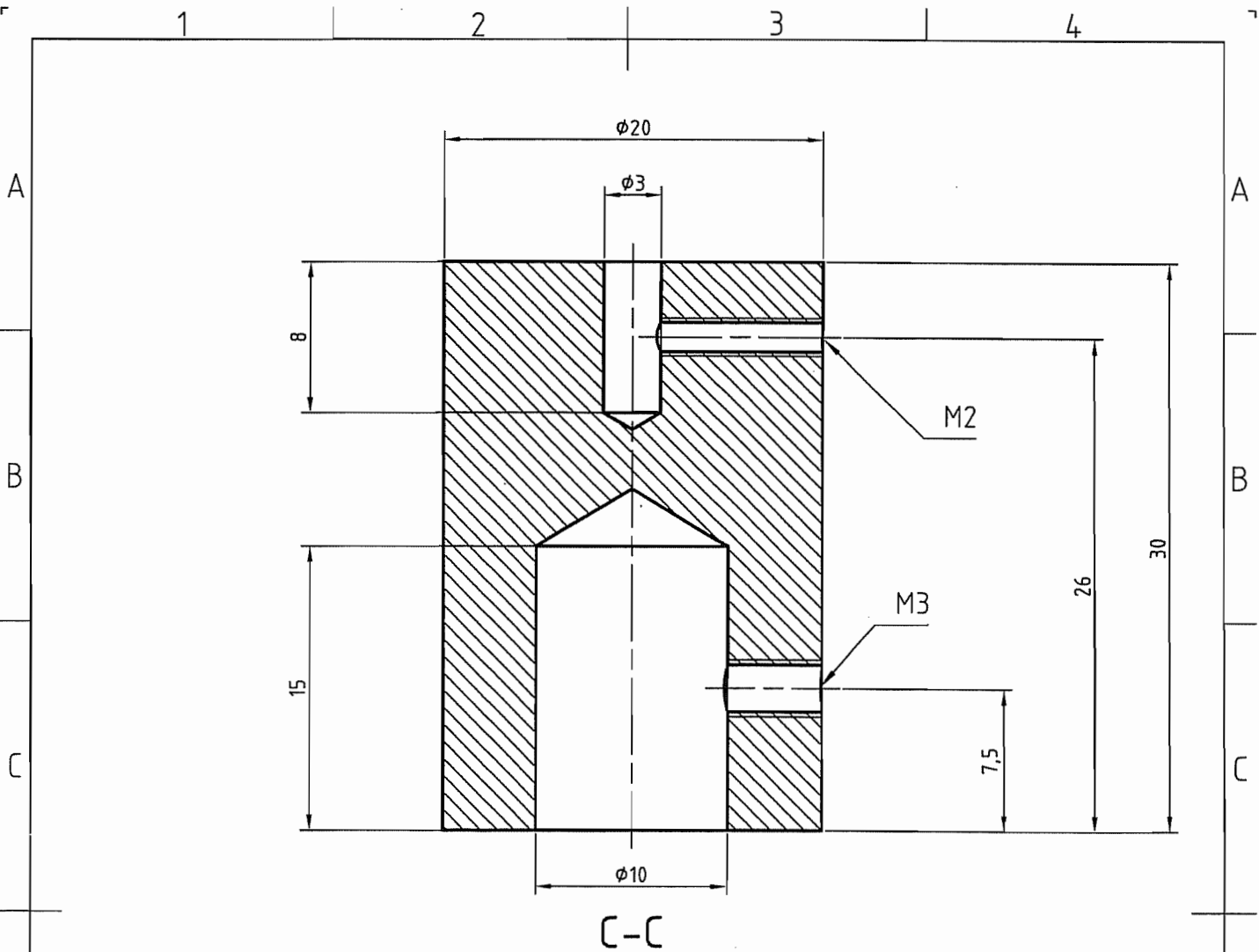
20. The twentieth part of the document outlines the procedures for handling any changes to the financial policies. Any changes should be clearly documented and approved by the appropriate authorities. It is also important to ensure that all staff are aware of any changes and understand how they will affect their work.

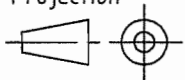




Projection 	Quant. : 1		Mat. : Aluminium		Reference : -		
	Scale 1:2	Tolerance $\pm 0.2$	Surf. fin. : Ra 3.2/ 		Designed by SMAL_OLIVIER	Checked by -	Date 14/12/2001
UCL-CEREM(PRM-LEI)					PLAQUE_TOURNANTE		
					N°_29	Edition 1	Sheet 29/X





Projection 	Quant. : 1		Mat. : Aluminium		Reference : -		
	Scale 3:1	Tolerance ± 0.2	Surf. fin. : Ra 3.2/√		Designed by SMAL_OLIVIER	Checked by -	Date 7/1/2002
UCL-CEREM(PRM-LEI)					ACCOUPLLEMENT		
					N° 29		Edition 1

1

4

---

## Section 1: Introduction

This document is a preliminary report on the results of the study conducted in the field of [Topic]. The purpose of this study was to investigate the relationship between [Variable A] and [Variable B].

The study was conducted over a period of [Duration] and involved [Number] participants. The data collected was analyzed using [Statistical Method].

The results of the study indicate that there is a significant positive correlation between [Variable A] and [Variable B]. This finding is consistent with previous research in the area.

Further research is needed to explore the underlying mechanisms of this relationship. It is suggested that future studies should include [Additional Method/Variable].

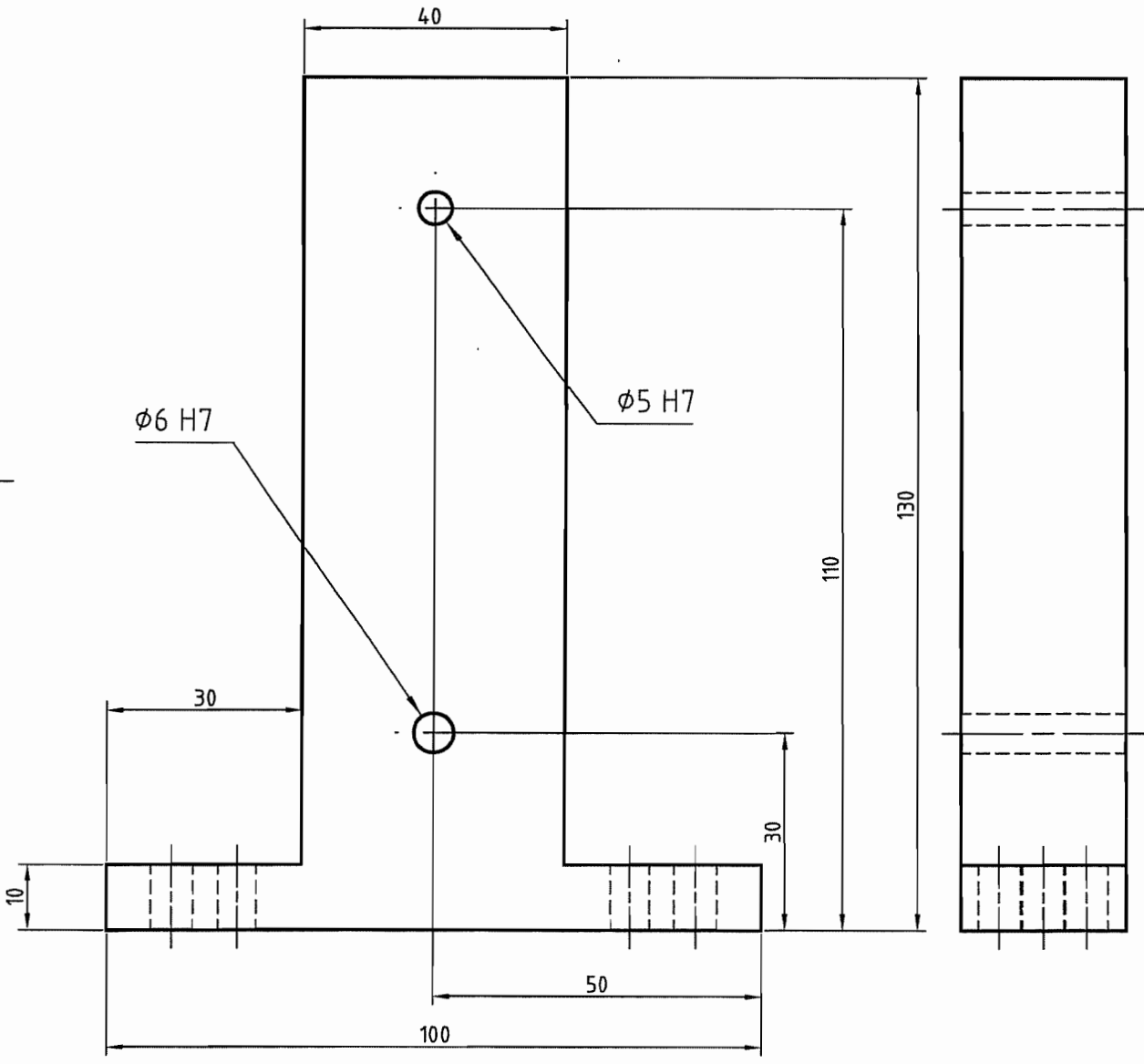
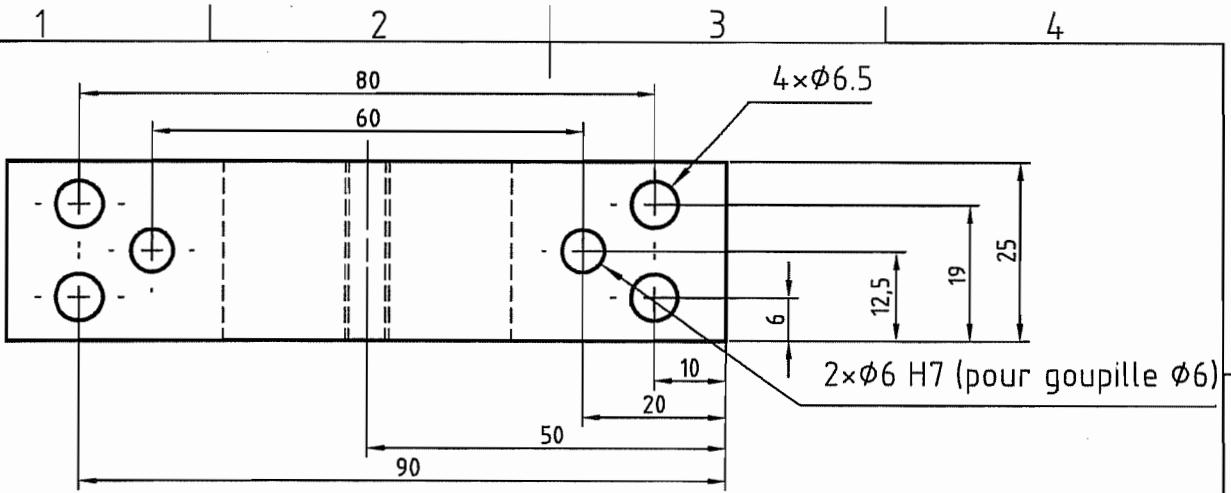
The implications of these findings are significant for the field of [Field]. They provide valuable insights into the nature of [Variable A] and [Variable B].

In conclusion, the study has shown that [Variable A] is positively related to [Variable B]. This relationship has important implications for [Field].

The authors would like to thank [Acknowledgments] for their support and assistance throughout the study.

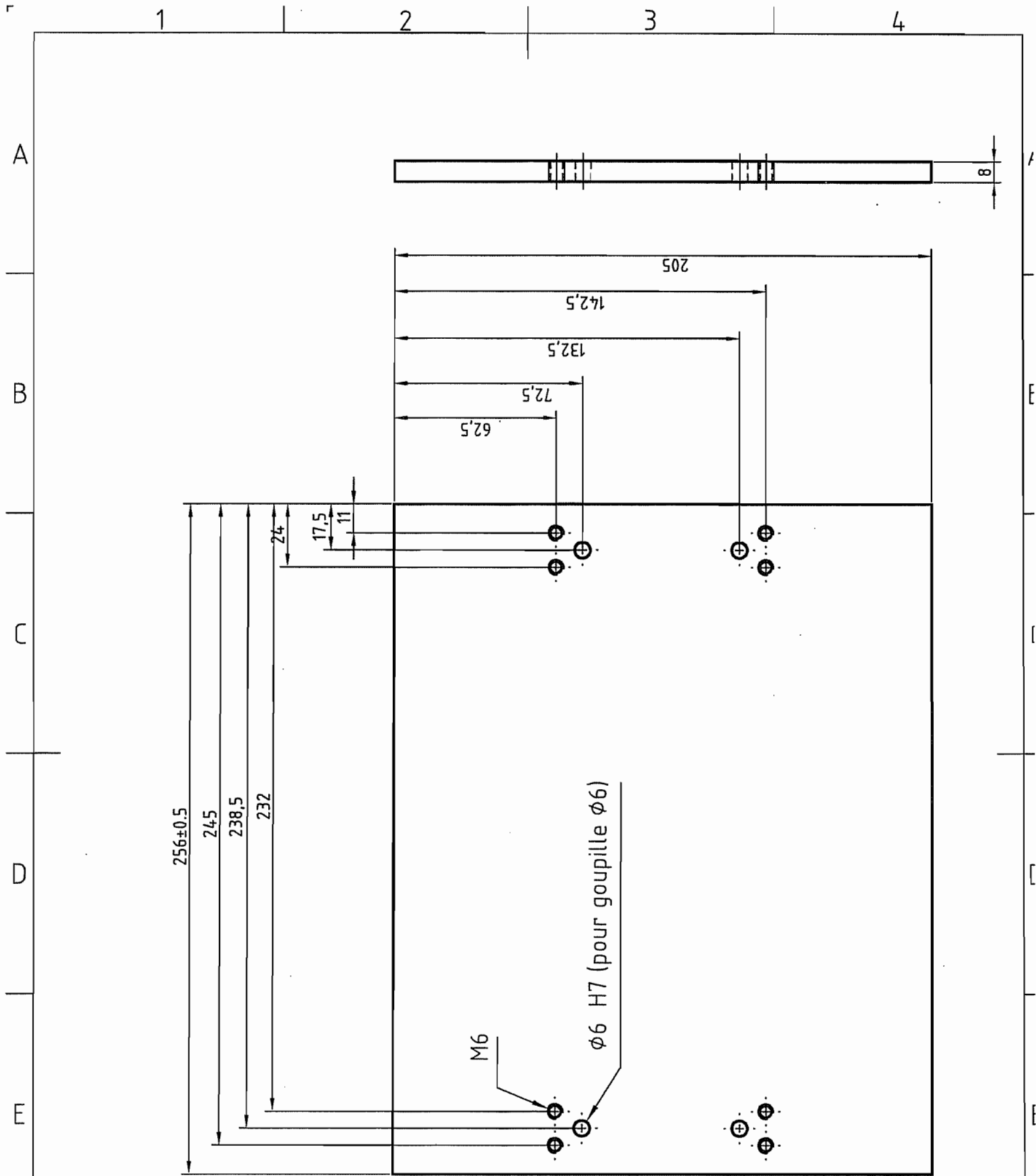
This research was supported by [Funding Source]. The authors are grateful to [Funding Source] for their generous contribution.

The authors have no conflicts of interest to declare. All data and materials are available upon request.



Projection 	Quant. : 1		Mat. : Aluminium		Reference : -		
	Scale 1:1	Tolerance ± 0.2	Surf. fin. : R <sub>a</sub> 3.2/√		Designed by SMAL_OLIVIER	Checked by -	Date 14/12/2001
UCL-CEREM(PRM-LEI)				MONTANT_NORMAL			
N°_29					Edition 1	Sheet 29/X	

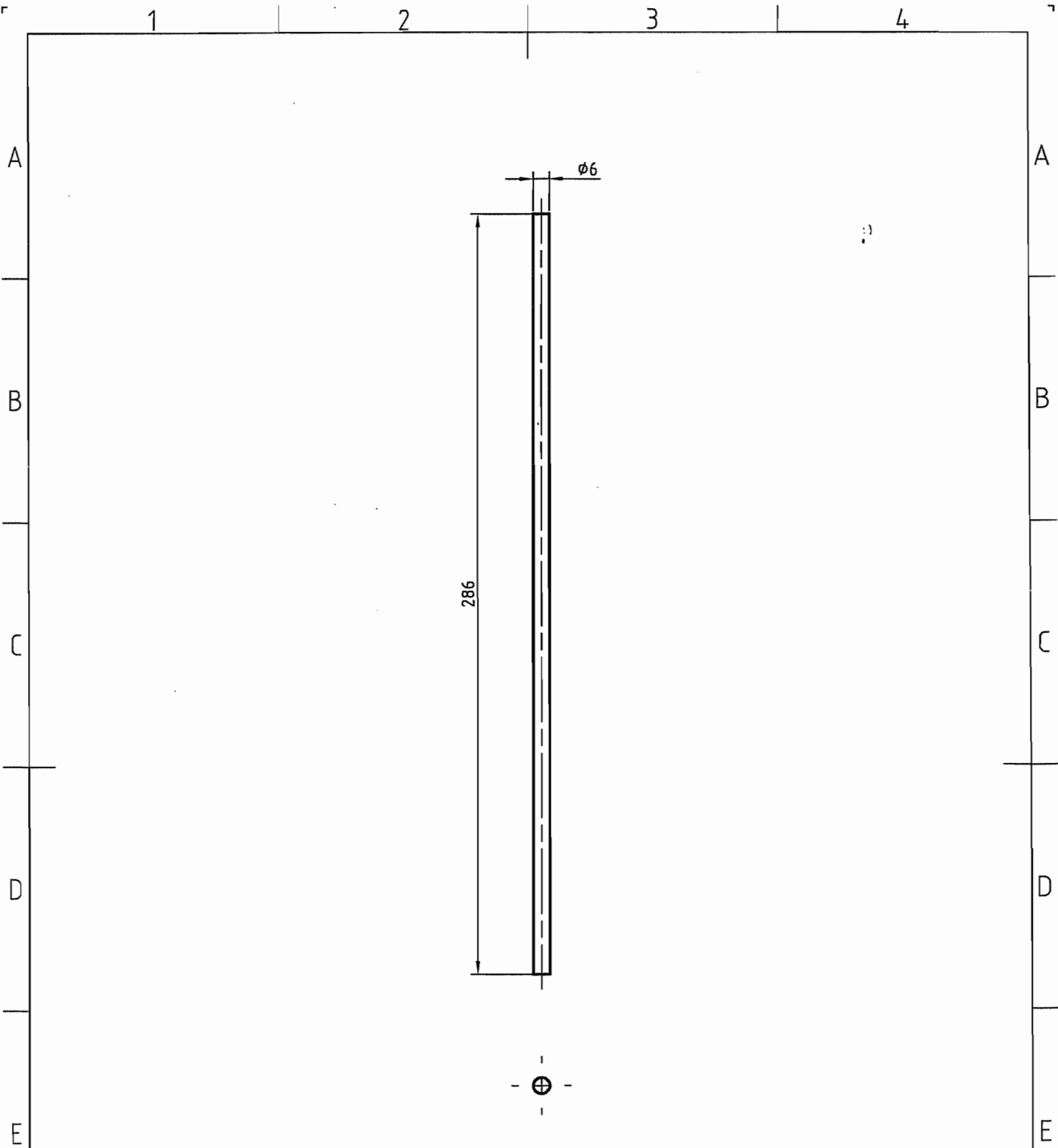


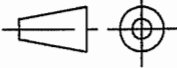


Projection 	Quant. : 1		Mat. : Aluminium		Reference : -		
	Scale 1:2	Tolerance ± 0.2	Surf. fin. : Ra 3.2/		Designed by SMAL_OLIVIER	Checked by -	Date 14/12/2001
UCL-CEREM(PRM-LEI)					PLAQUE_BASE		
					N° 29	Edition 1	Sheet 29/X







Projection 	Quant. : 1		Mat. : Inox		Reference : -		
	Scale 1:2	Tolerance $\pm 0.2$	Surf. fin. : Ra 3.2/		Designed by SMAL_OLIVIER	Checked by -	Date 7/1/2002
UCL-CEREM(PRM-LEI)				TIGE			
					N° 29	Edition 1	Sheet 29/X

1

4

.....

---

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

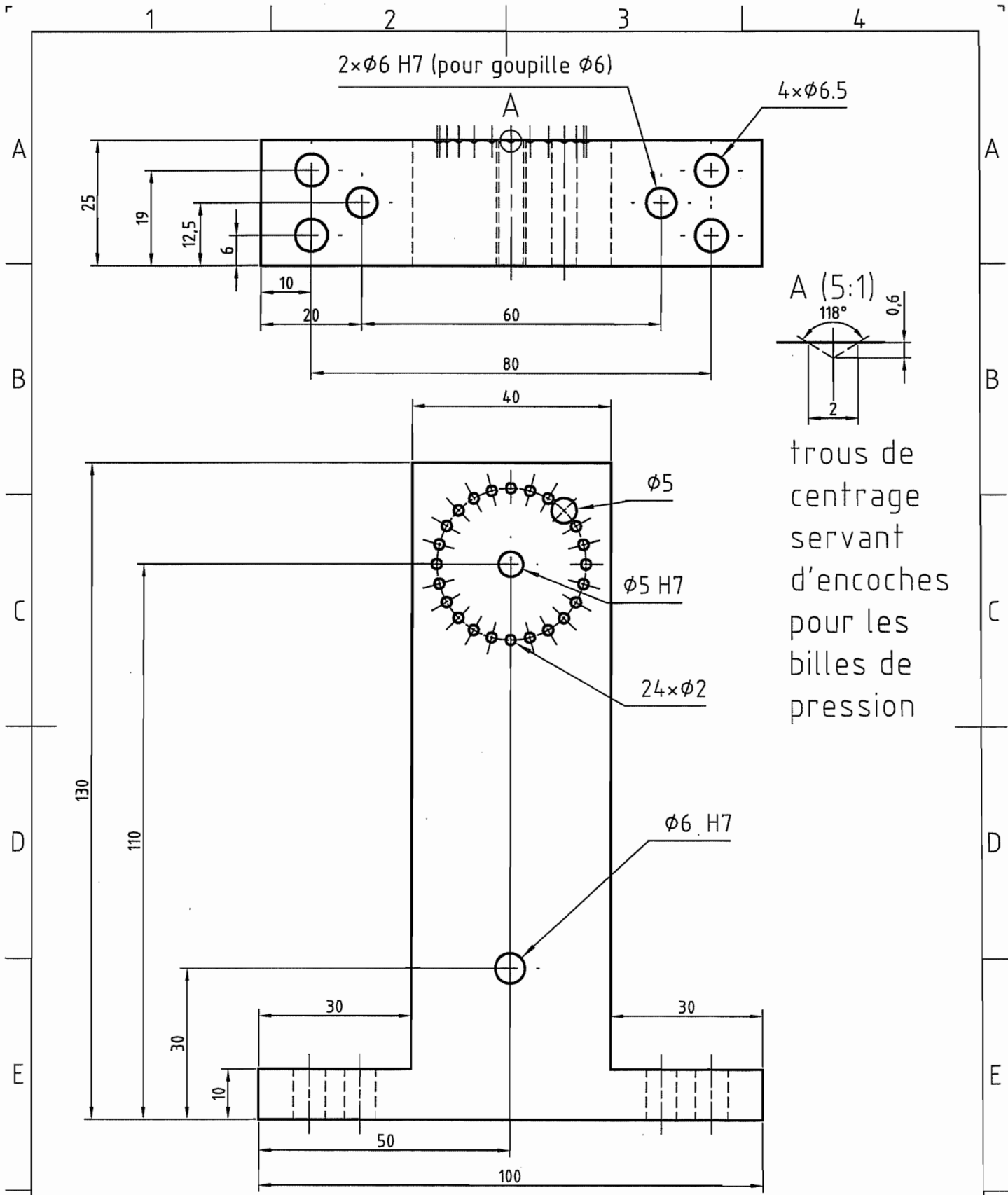
.....

.....

.....

.....

.....



2× $\phi 6$  H7 (pour goupille  $\phi 6$ )

4× $\phi 6.5$

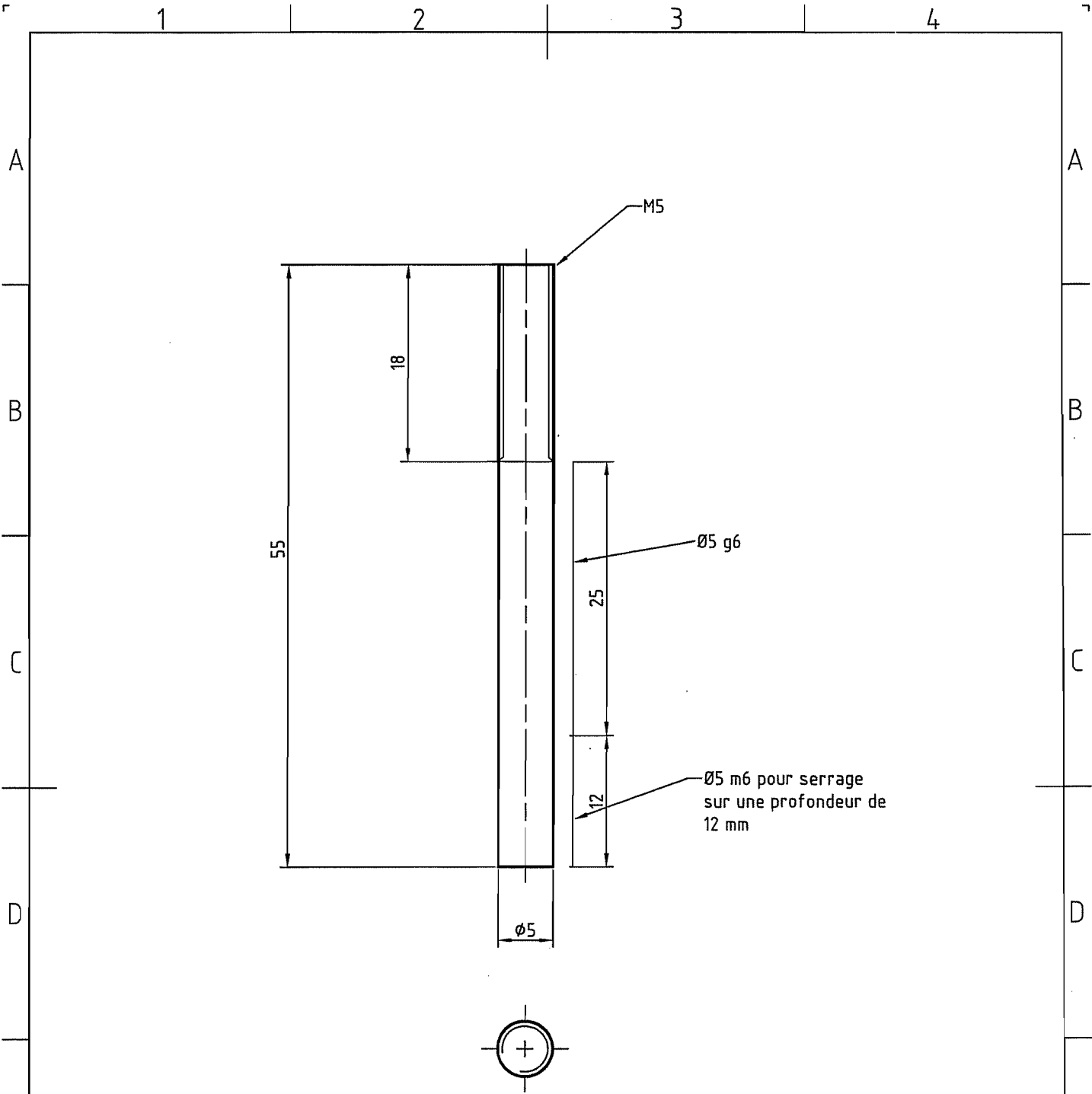
A (5:1)

trous de centrage servant d'encoches pour les billes de pression

Projection 	Quant. : 1	Mat. : Aluminium		Reference : -		
	Scale 1:1	Tolerance $\pm 0.2$	Surf. fin. : Ra 3.2	Designed by SMAL_OLIVIER	Checked by -	Date 07/01/2002
UCL-CEREM(PRM-LEI)				MONTANT_TROU		
				N°_29	Edition 1	Sheet 297X

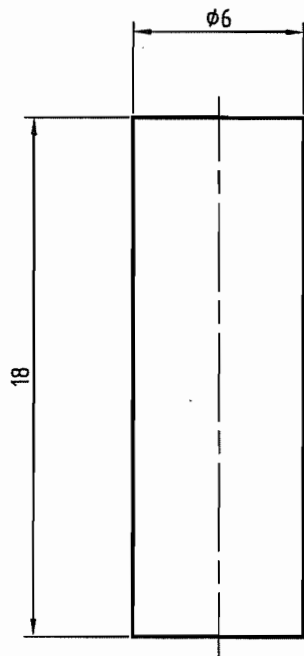




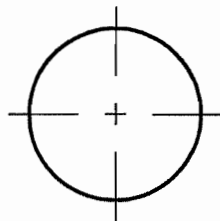


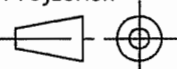
Projection 	Quant. : 2		Mat. : Acier		Reference : -		
	Scale 2:1	Tolerance ± 0.2	Surf. fin. : Ra 3.2		Designed by SMAL_OLIVIER	Checked by -	Date 7/01/2002
UCL-CEREM(PRM-LEI)				AXE_PLATEAU			
N°_29					Edition 1	Sheet 29/X	





goupille cylindrique  
DIN 7  
 $\phi 6$  long 18 mm



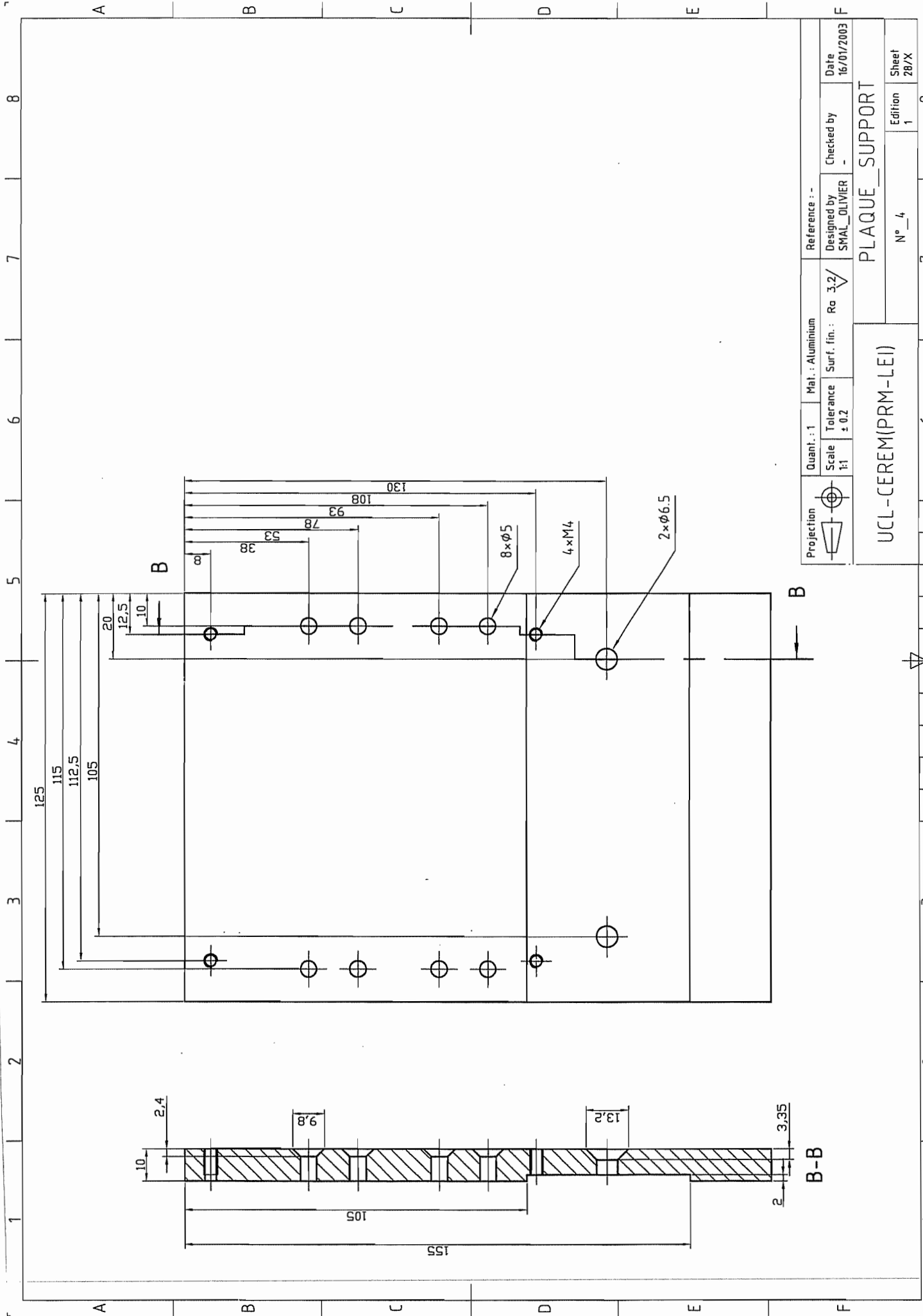
Projection 	Quant. : 4		Mat. : Acier ou Inox		Reference : -		
	Scale 4:1	Tolerance $\pm 0.2$	Surf. fin. : Ra 3.2/		Designed by SMAL_OLIVIER	Checked by -	Date 7/01/2002
UCL-CEREM(PRM-LEI)				GOUPILLE			
					N° 29	Edition 1	Sheet 29/X



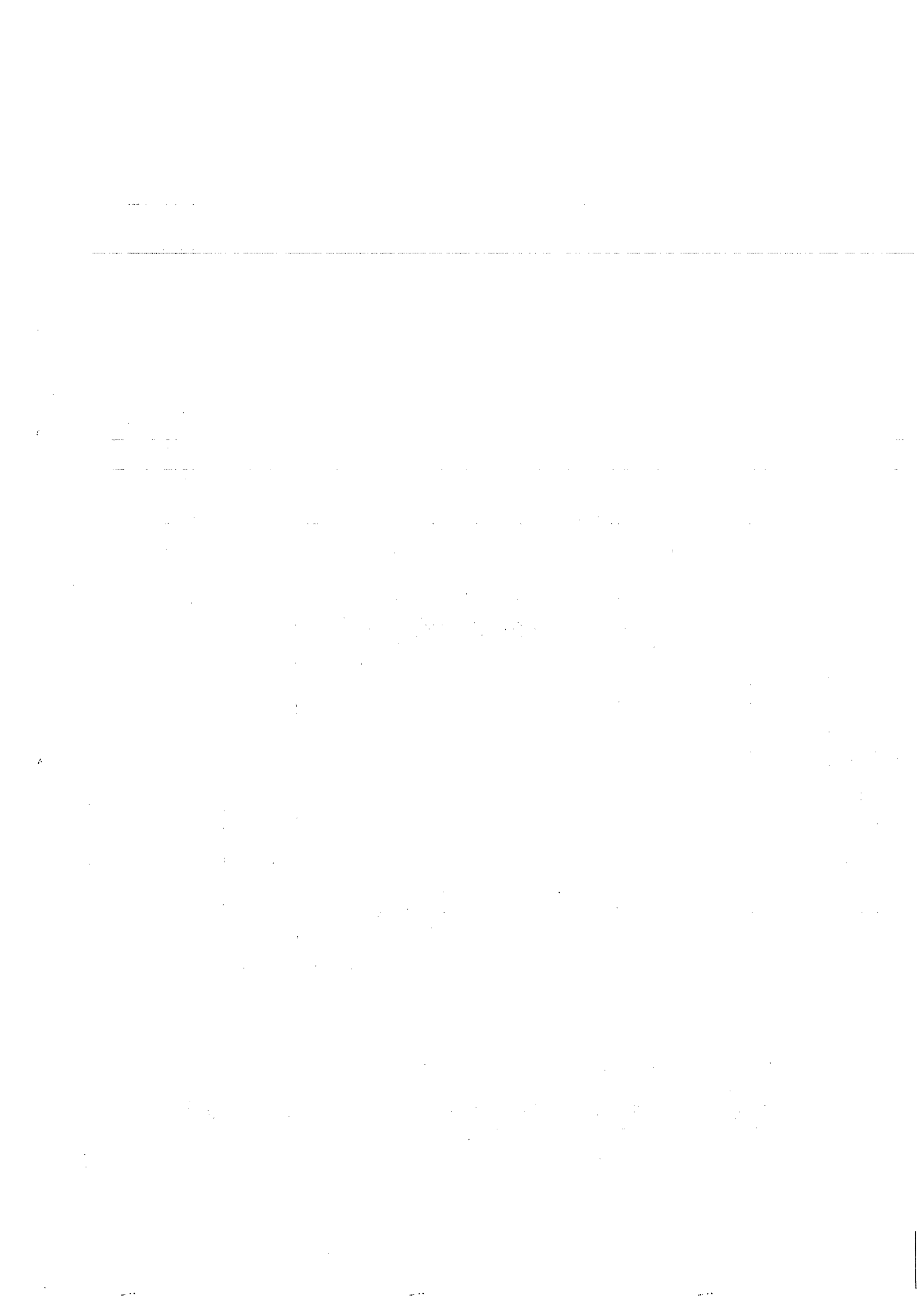


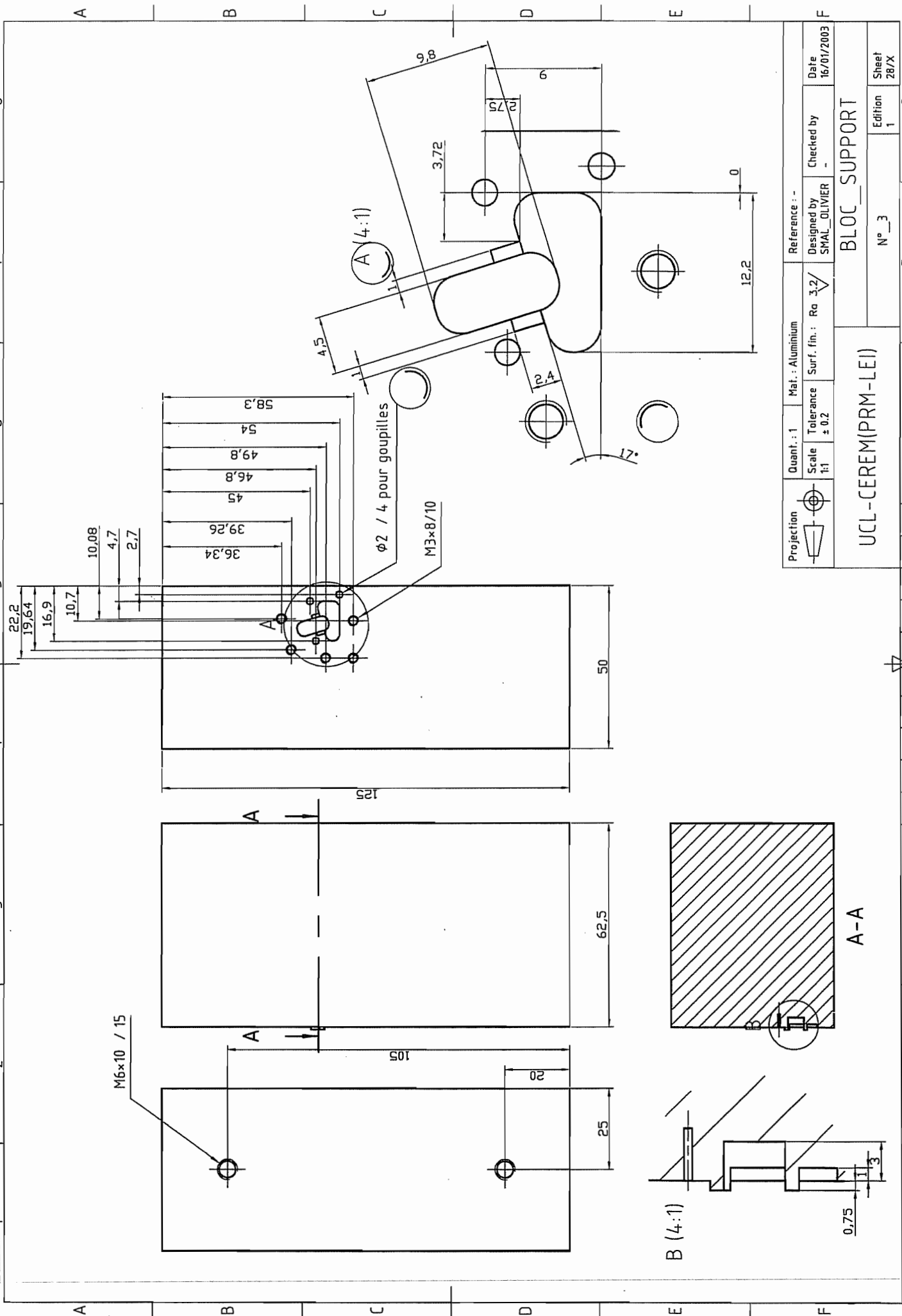
## **3.3. Plans du banc essai des col**





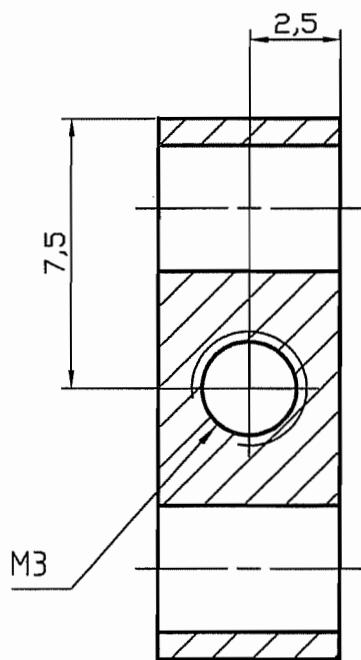
Projection	Quant.: 1	Mat.: Aluminium	Reference: -
	Scale: 1:1	Tolerance: $\pm 0.2$	Surf. fin.: Ra 3,2
	Designed by: SMAL_OLIVIER	Checked by: -	Date: 16/01/2003
UCL-CEREM(PRM-LEI)			PLAQUE_SUPPORT
N° 4			Sheet: 28/X
Edition: 1			8



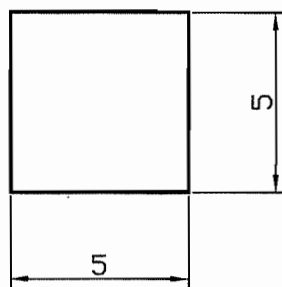
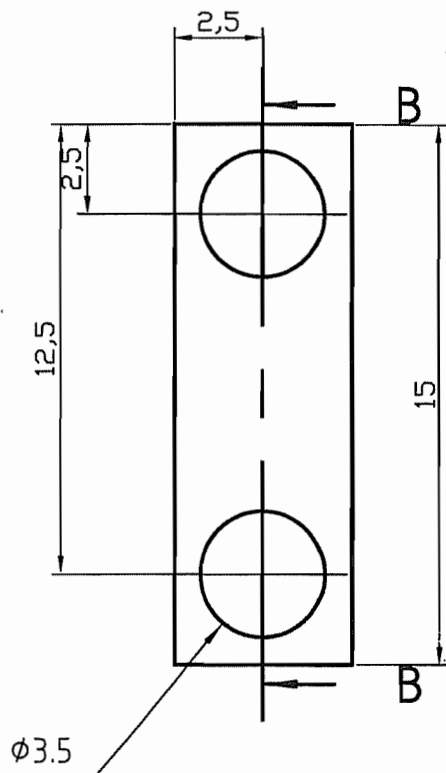


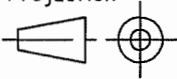
Projection	Quant.: 1	Mat.: Aluminium	Reference: -
	Scale: 1/1	Tolerance: ± 0.2	Designed by: SMAL_OLIVIER
		Surf. fin.: Ra 3.2	Checked by: -
			Date: 16/01/2003
UCL-CEREM(PRM-LEI)		BLOC_SUPPORT	
N°_3		Edition: 1	Sheet: 28/X

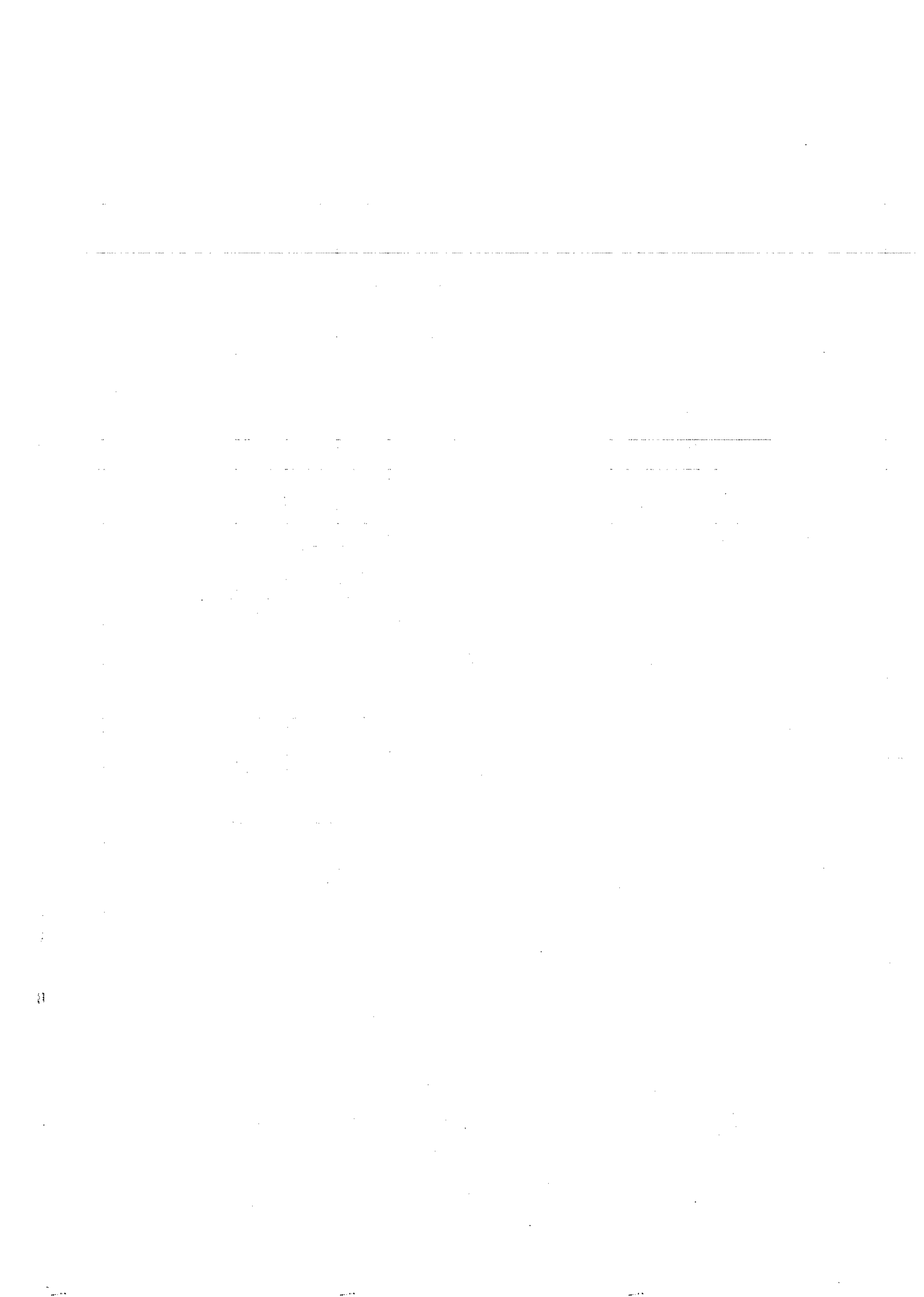




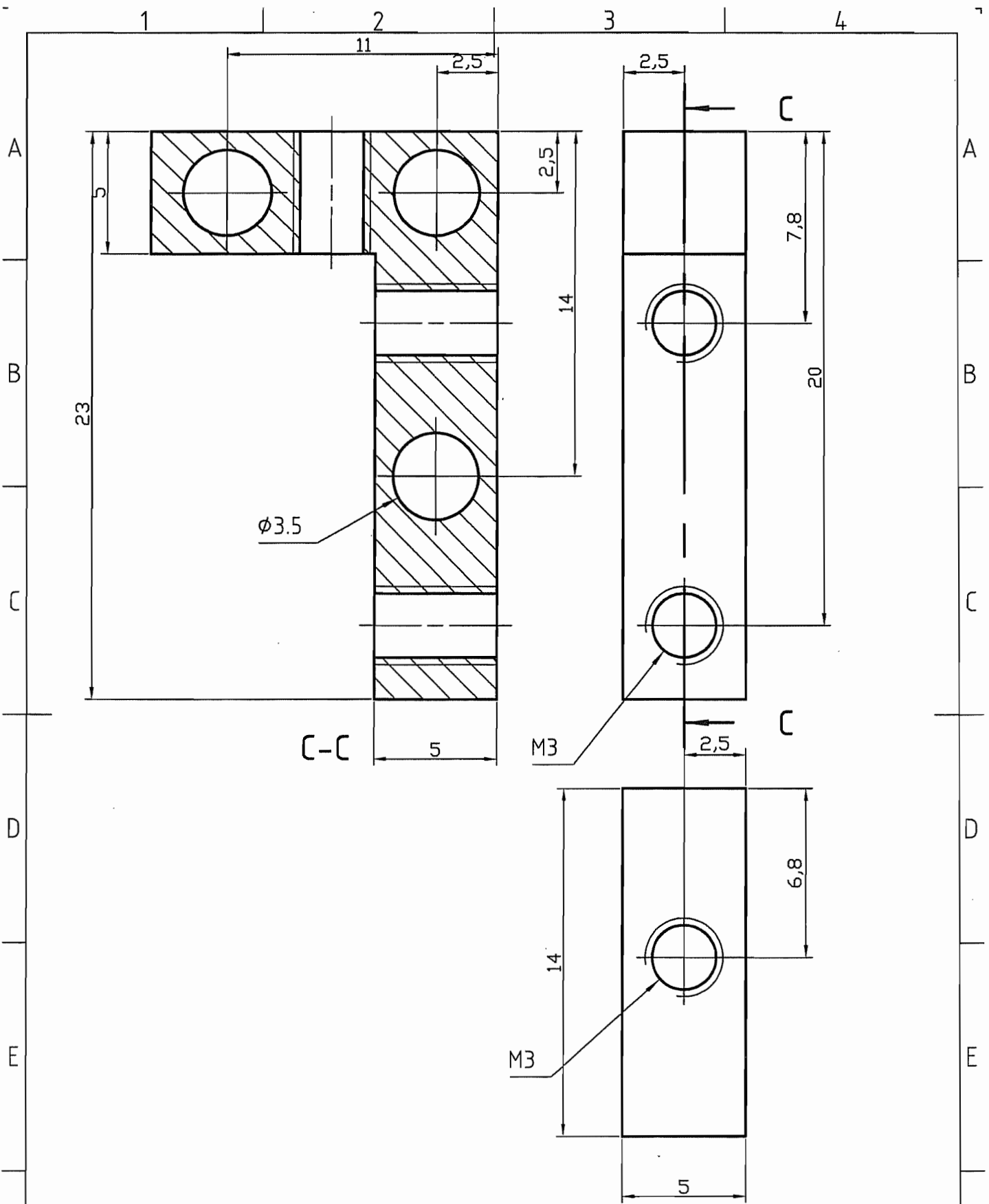
B-B



Projection 	Quant. : 1		Mat. : Aluminium		Reference : -		
	Scale 5:1	Tolerance ± 0.2	Surf. fin. : Ra 3.2/		Designed by SMAL_OLIVIER	Checked by -	Date 16/01/2003
UCL-CEREM(PRM-LEI)				CALE_1			
				N°_5	Edition 1	Sheet 29/X	







Projection 	Quant. : 1	Mat. : Aluminium		Reference : -		
	Scale 5:1	Tolerance ± 0.2	Surf. fin. : Ra 3,2	Designed by SMAL_OLIVIER	Checked by -	Date 16/01/2003
UCL-CEREM(PRM-LEI)				CALE_2		
				N°_6	Edition 1	Sheet 29/X

1

4

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

1 2 3 4

A

A

B

B

C

C

D

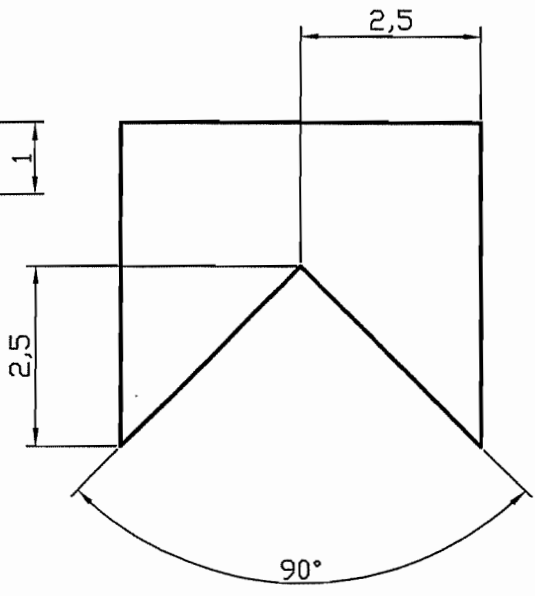
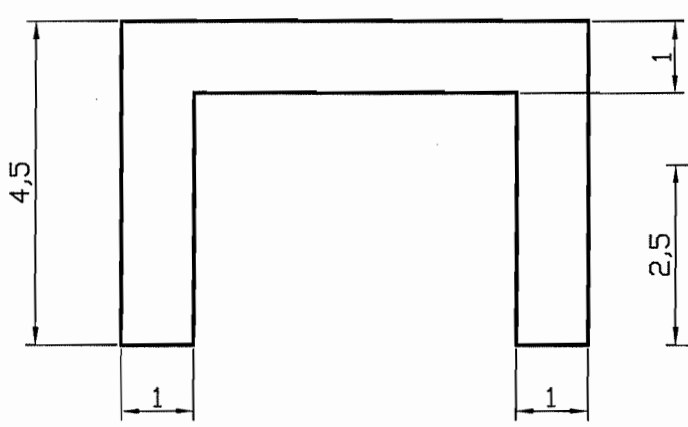
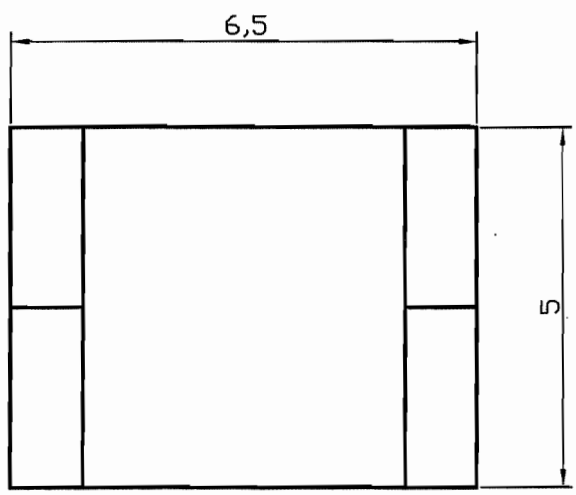
D

E

E

F

F



	Quant. : 1		Mat. : Aluminium		Reference : -		
	Scale 10:1	Tolerance ± 0.2	Surf. fin. : Ra 3,2/		Designed by SMAL_OLIVIER	Checked by -	Date 16/01/2003
UCL-CEREM(PRM-LEI)				POUSSOIR			
				N° = 7		Edition 1	Sheet 29/X

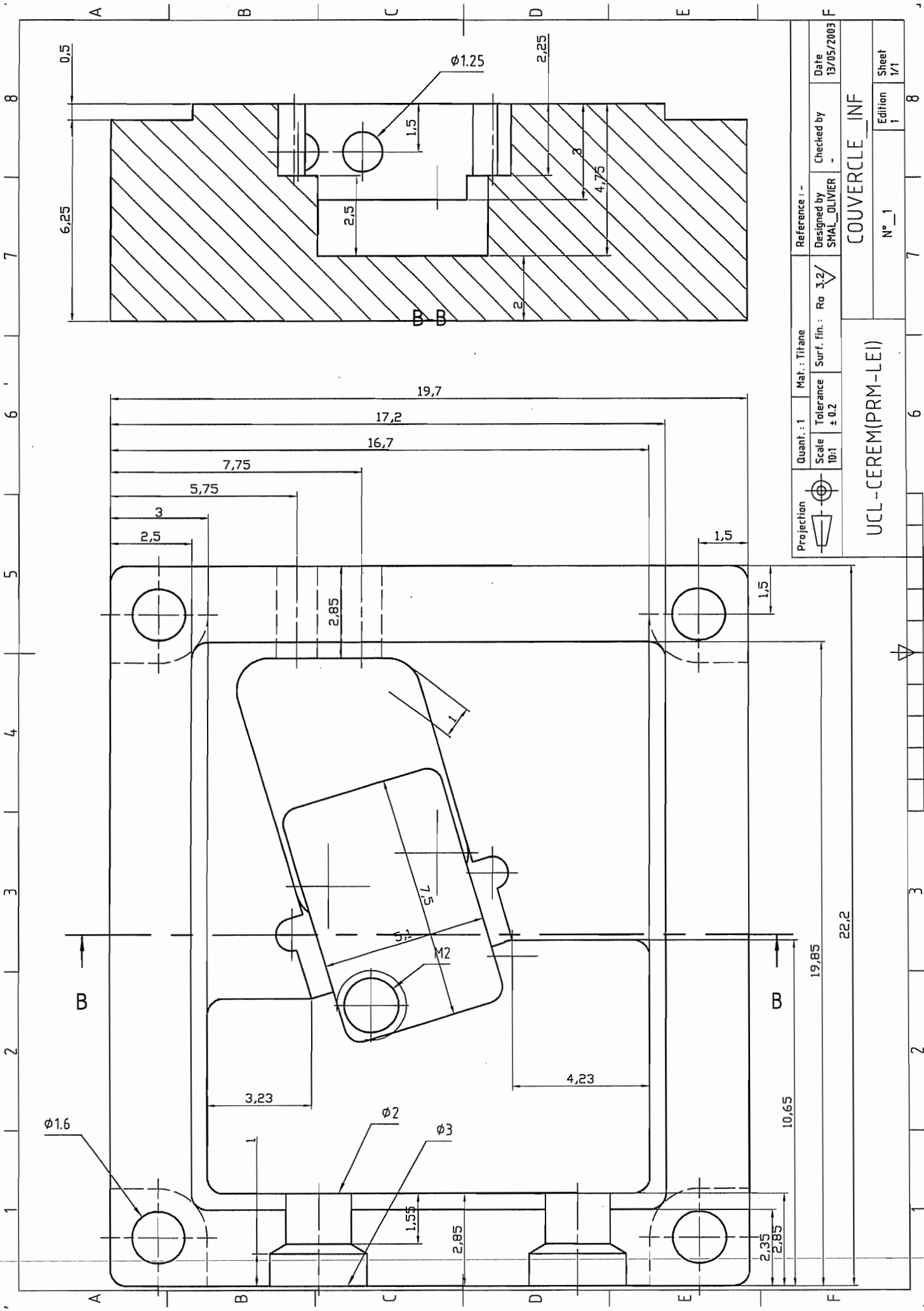
1

4



## **3.4. Plans du carter du prototype V03**





Projection	Quant.: 1	Scale 10:1	Tolerance ± 0.2	Ma.: Titane	Surf. fin.: Ro 3.2	Designed by SMAL_OLIVIER	Checked by	Date 13/05/2003
UCL-CEREM(PRM-LEI)								
COVERCLE_INF								
N° _1								
Edition 1								
Sheet 1/1								



## Effect of a Self-Management Program on the Performance of a Complex Task

John M. Johnston, Robert M. Gable, and Robert M. Gable

Department of Psychology, University of North Carolina at Greensboro, Greensboro, North Carolina

Three subjects were trained to perform a complex task and then received a self-management program.

The program consisted of a self-monitoring system and a self-reward system.

The program was found to be effective in increasing the number of correct responses.

The program was also found to be effective in decreasing the number of errors.

The program was found to be effective in increasing the number of correct responses.

The program was found to be effective in decreasing the number of errors.

The program was found to be effective in increasing the number of correct responses.

The program was found to be effective in decreasing the number of errors.

The program was found to be effective in increasing the number of correct responses.

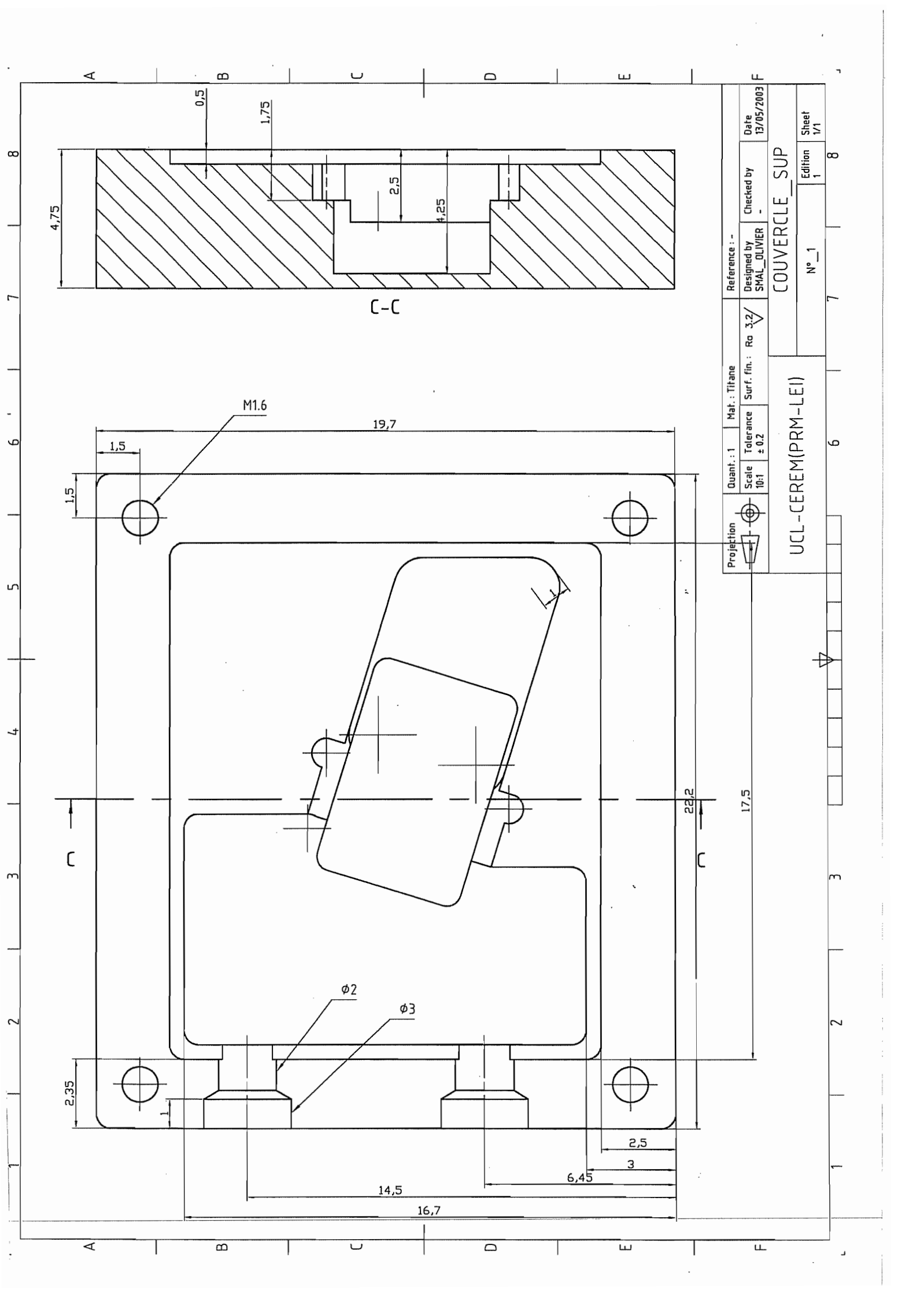
The program was found to be effective in decreasing the number of errors.

The program was found to be effective in increasing the number of correct responses.

The program was found to be effective in decreasing the number of errors.

The program was found to be effective in increasing the number of correct responses.





Projection	Quant.: 1	Scale 10:1	Tolerance ± 0.2	Mat.: Titane	Reference: -		
					Designed by SMAL_OUVIER	Checked by	Date 13/05/2003
UCL-CEREM(PRM-LEI)				COUVERCLE_SUP			
				N°_1	Edition 1		Sheet 1/1

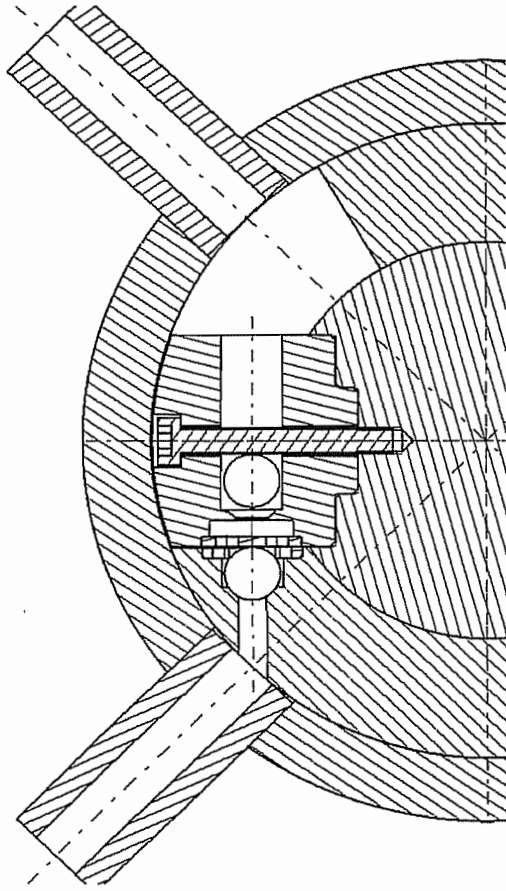


## **3.5. Phases de la pompe à clapet sphérique.doc**

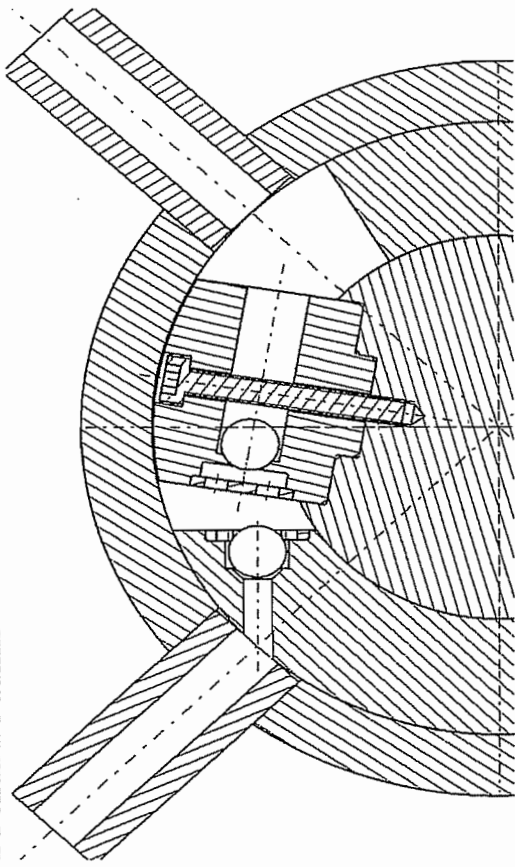


**Les différentes phases de fonctionnement du modèle de la pompe à clapets sphériques**

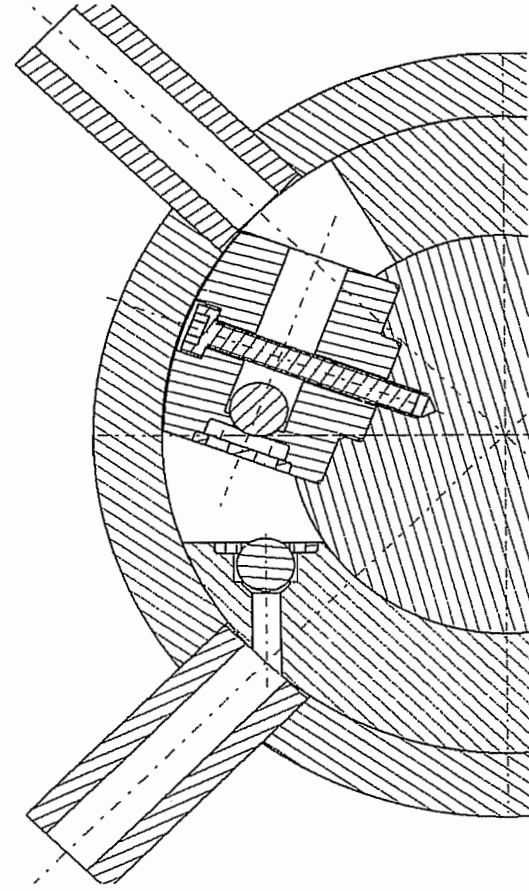
1 Début d'admission / fin de refoulement



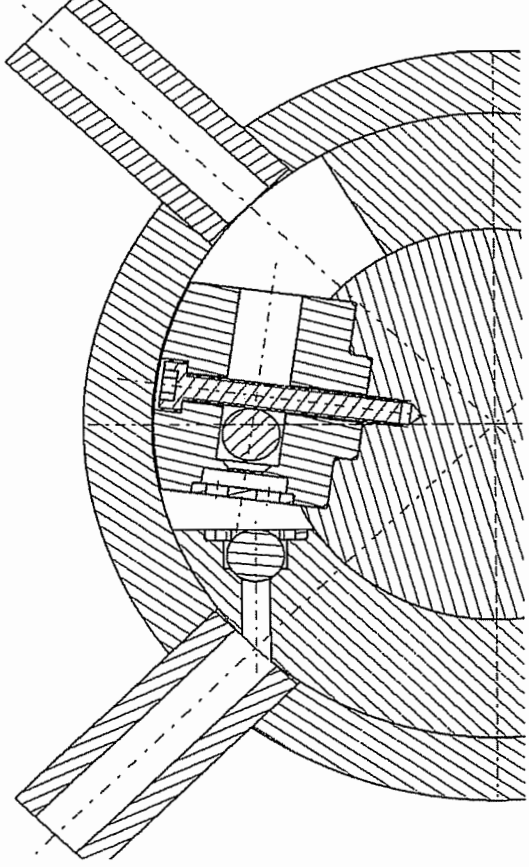
2 Pendant l'admission



3 Fin d'admission / début de refoulement



4 Pendant le refoulement



.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

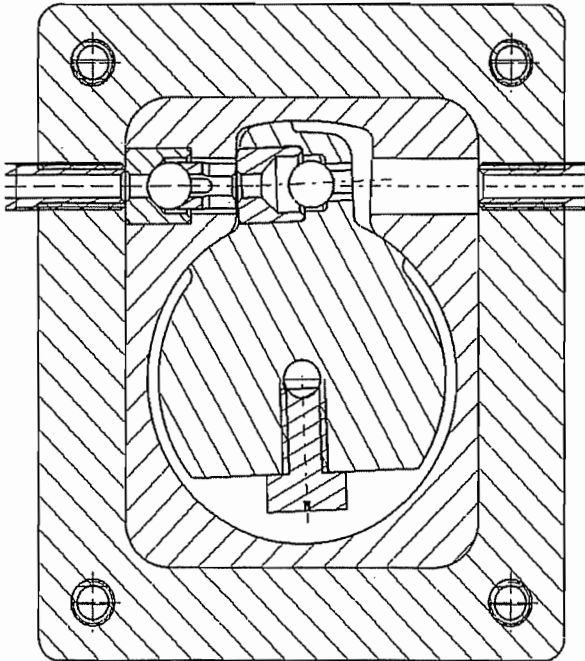
.....

.....

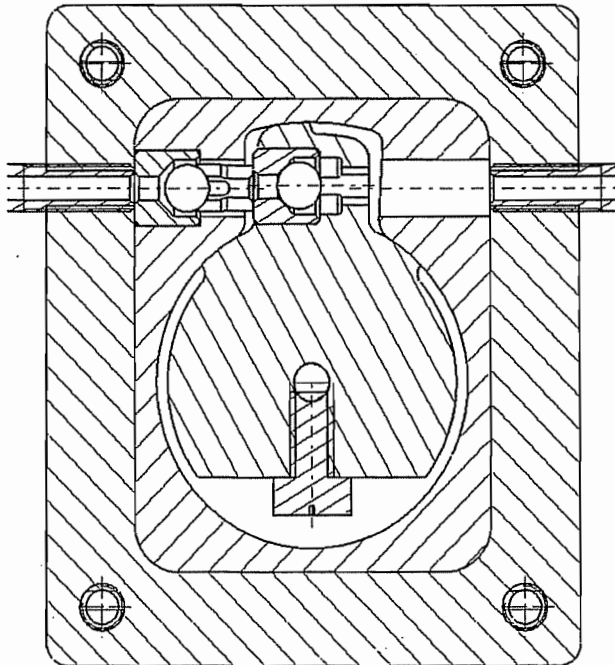
.....

## Les différentes phases de fonctionnement de la micropompe à clapets sphériques

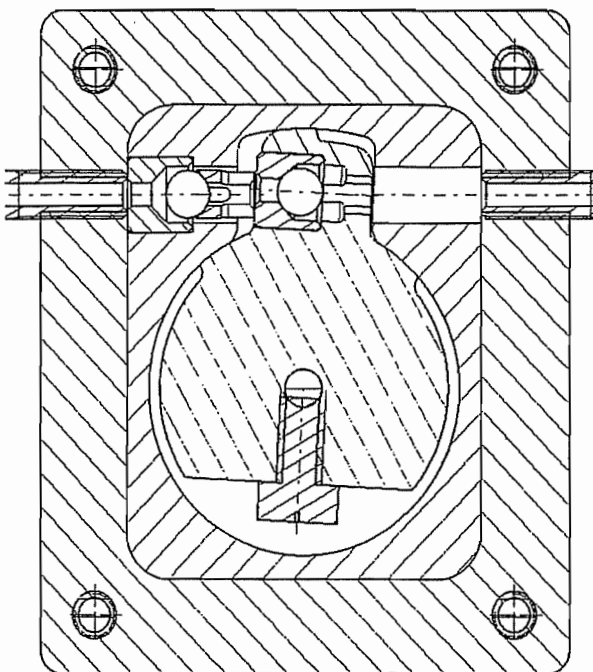
1 Début d'admission / fin de refoulement



2 Pendant l'admission



3 Fin d'admission / début de refoulement



4 Pendant le refoulement

